蒸汽双螺杆膨胀机工作过程模拟及实验研究

朱水兴1,周 岳2,汪书华3,戴林祥3

(1. 杭州热电集团股份有限公司,浙江杭州 310000; 2,中国船舶集团有限公司第七一一研究所,上海 201108;
 3. 杭州临江环保热电有限公司,浙江杭州 311228)

摘 要: 双螺杆膨胀机作为一种能够适应气液两相余热回收的设备具有非常大的应用市场。但是目前仍缺乏其在 部分工况下的理论研究,从而导致工程设计容易产生偏差。为解决该问题,本文建立了变负荷工况下双螺杆膨胀 机工作过程的数学模型,完成了转子型线设计、型线间隙计算、几何过程量计算,引入了泄漏及换热模型,提出了部 分负荷下吸气过程的吸气压力修正模型,同时整理了可用于简化计算的修正参数。利用实际应用进行实验。验证 结果表明:双螺杆膨胀机可以在工况波动较大的情况下稳定运行,并具有优良的变负荷工作性能;当负荷降低时, 吸气压损有利于膨胀机压差降低,泄漏量降低,效率升高;从100%到65%负荷工况下,容积效率从78.87%升高到 84.76%,绝热效率从66.81%升高到74.25%;与实验数据对比表明,本文提出的吸气压力修正模型中流量计算的 误差可控制到3%以内;模型解决了部分负荷下的性能计算问题,使得理论模型能够更好地贴合实际应用,保证了 双螺杆膨胀机主机选型计算的准确性。

关键 词:双螺杆膨胀机;蒸汽节能;工作过程模拟;实验验证;部分负荷

中图分类号:TK249.9,TK284.2 文献标识码:A DOI:10.16146/j. cnki. rndlgc. 2024.04.004

[引用本文格式]朱水兴,周 岳,汪书华,等. 蒸汽双螺杆膨胀机工作过程模拟及实验研究[J]. 热能动力工程,2024,39(4):25-33. ZHU Shui-xing, ZHOU Yue, WANG Shu-hua, et al. Simulation and experimental research on working process of steam twin-screw expander[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2024,39(4):25-33.

Simulation and Experimental Research on Working Process of Steam Twin-screw Expander

ZHU Shui-xing¹, ZHOU Yue², WANG Shu-hua³, DAI Lin-xiang³

(1. Hangzhou Cogeneration Group Co., Ltd., Hangzhou, China, Post Code: 310000;

2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute of CSSC, Shanghai, China, Post Code: 201108;

3. Hangzhou Linjiang Thermal Power Co., Ltd., Hangzhou, China, Post Code: 311228)

Abstract: As a kind of equipment that can adapt to gas-liquid two-phase waste heat recovery, twin-screw expander has a very large application market. In order to solve the problem of lack of theoretical research and error-prone engineering design of twin screw expander under partial load, a mathematical model of working process of the twin-screw expander under variable working condition was established in this paper. The rotor profiles were designed, the rotor meshing clearance and other geometric variables were calculated, the leakage and heat transfer models were established, the suction pressure correction model of the suction process under partial load was proposed, and the correction parameters that could be used to simplify the calculation were collated. Experiments were carried out by using the practical application. Verification results show that the twin-screw expander can operate stably under the working conditions

Fund-supported Project: Open Fund Project of State Key Laboratory of Compressor Technology, Hefei General Machinery Research Institute (SKL-YSJ201908)

收稿日期:2023-04-11; 修订日期:2023-05-29

基金项目:合肥通机械研究院压缩机技术国家重点实验室开放基项(SKL-YSJ201908)

作者简介:朱水兴(1973-),男,杭州热电集团有限公司高级工程师.

with large fluctuations, and has excellent working performance of variable load; when the load is reduced, the pressure difference of the expander is reduced because of the suction pressure loss, the leakage is reduced, and the efficiency is increased; under the load condition from 100% to 65%, the volumetric efficiency increases from 78. 87% to 84.76%, and the adiabatic efficiency increases from 66.81% to 74.25%; compared with the experimental data, the error of flow calculation in the suction pressure correction model proposed in this paper can be controlled within 3%; the model solves the performance calculation problem under partial load, so that the theoretical model can better fit the practical application under partial load condition, ensuring the accuracy of the selecting type calculation of the twin-screw expander.

Key words: twin-screw expander, steam energy saving, working process simulation, experimental verification, partial load

引 言

双螺杆膨胀机是一种耐工况波动能力较强的回 转容积式动力机械。理论上,转速恒定下,其通过的 气流体积流量不变。当供给膨胀机的蒸汽流量发生 变化时,膨胀机内部的吸排气压力可以在一定范围 内进行自适应调节。这种自适应调节能力,一定程 度上拓宽了双螺杆膨胀机的应用范围,提高了其竞 争力^[1]。近年来,越来越多的企业开始寻求螺杆膨 胀动力驱动技术来挖掘并解决一些量小而又不稳定 的余热蒸汽节能问题。

魏军英等人^[2]综述了螺杆膨胀机主机结构、泄漏模型、转子型线和密封结构的技术进展以及在化工、钢铁和地热等领域的项目应用。Dawo等人^[3]对有机工质螺杆膨胀机变内容积工况进行了性能模拟,提出偏离设计工况后性能损失的情况主要取决于实际内容积比与设计内容积比的匹配问题。文献 [4-9]研究了螺杆机械的泄漏和换热模型。袁玮 玮^[10]和赵兆瑞等人^[11]分别从仿真和实验方面研究 了高温螺杆膨胀机转子间隙设计问题。Papes 等 人^[12]用 CFD 仿真模型验证了螺杆膨胀机吸气压力 损失现象。田雅芬等人^[9]对螺杆膨胀机用于蒸汽 管道压差发电时的吸气压损进行了理论模拟。

以上理论模拟都缺乏实验验证。对于流量、压 力和温度等参数存在波动的变负荷工况下,双螺杆 膨胀机的适应能力究竟表现如何,目前行业内的研 究仍然十分缺乏。现有理论模型以额定工况为准, 当工况偏离设计点时,计算误差较大,增加了主机选 型设计的风险。本文建立了双螺杆膨胀机工作过程 的数学模型,并对模拟算法进行了必要的修正及简 化,使其可以拓展到变负荷的工作过程。然后,在某 企业蒸汽管网压差发电项目现场进行实验验证。

1 系统介绍

杭州临江环保热电有限公司的高压除氧器采用绝 对压力 0.6 MPa 的蒸汽加热,该蒸汽来自于 251 ℃, 绝对压力 1.0 MPa 的水蒸汽减压阀减压。蒸汽通过 减压阀,由于节流作用压力降低会损失有用能,降低 了能量的品位。故考虑通过余热余压发电系统,回 收这部分高品质的能量。利用螺杆式膨胀机组替代 原减压阀(将减压阀作为旁路,见图 1),以实现回收 压力能发电的目的。





项目选定某研究所型号 LGP-450-S、装机功率 450 kW 的双螺杆膨胀发电机组,所用双螺杆膨胀机 具体的性能参数如表 1 所示,表 1 中膨胀机的介质 为水蒸气。

表1 双螺杆膨胀机性能参数

Tab. 1		Twin-screw	expander	performance	parameters
---------------	--	------------	----------	-------------	------------

参 数	数 值
流量/t·h ⁻¹	14 ~ 20
入口温度/℃	251
入口压力/MPa	1.0
出口温度/℃	≥205
出口压力/MPa	0.6
额定发电量/kW	400
发电机容量/kW	450

双螺杆膨胀机主机几何尺寸相关参数如表 2 所示。

表 2 双螺杆膨胀机几何参数

Tab. 2 Twin-screw expander geometric parameters

参 数	数值
阳转子齿数 z1	4
阴转子齿数 z2	6
转子中心距 A/mm	252
阳转子外径 $D_{\rm m}/{\rm mm}$	321.3
阴转子外径 D _f /mm	321.3
阳转子底径 $d_{\rm m}/{\rm mm}$	183.96
阴转子底径 $d_{\rm f}/{\rm mm}$	182.7
工作段长度 L/mm	530
阳转子扭转角 $\tau_1/(°)$	300
设计内容积比 V _i	1.5
阳转子转速 $n_1/r \cdot min^{-1}$	3 690

2 仿真模拟

2.1 数学模型及假设

双螺杆膨胀机数学模型采用准一维控制容积法 建立,如图2所示。该模型主要根据质量和能量守 恒定律建立(式1~式2),并结合了吸入和膨胀过 程中最大的影响因素:泄漏式(式3~式4)和传热 (式5)^[1]。为了简化问题,进行假设:(1)工作流体 的重力变化忽略不计;(2)工作流体的压力、温度和 质量等参数在控制体积内均匀分布。(3)吸、排气 过程按稳定的无摩擦流动处理,吸、排气过程中的压 力损失忽略不计。(4)泄漏通道(见图3)仅考虑接 触线(通道1)、齿顶螺旋线(通道2)、泄漏三角形 (通道3)和端面密封线位置(通道4,5),忽略余隙 容积的影响。



图 2 控制容积法示意图^[1]



质量守恒方程:

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_{in}}{d\theta} - \frac{dm_{out}}{d\theta}$$
(1)
能量守恒方程:

$$\frac{d(mu)}{d\theta} = \sum \frac{dm_{in}}{d\theta} h_{in} - \sum \frac{dm_{out}}{d\theta} h_{out} + \frac{dW}{d\theta} - \frac{dQ}{d\theta}$$
(2)

式中:下标 in—流入,下标 out—流出;m—控制容积 内质量,kg;u—控制容积内气体比内能,kJ/kg;h— 泄漏入流体的焓值,kJ/kg;W—功,kW,气体对外界 做功为负值,外界对气体做功为正值;Q—热传递, kW,气体向外界放热为负值,气体从外界吸热为正 值。上述参数均为阳转子转角θ的函数。



Fig. 3 Schematic diagram of leakage paths^[5]

2.2 泄漏及换热模型

接触线、齿顶螺旋线和端面密封线位置的泄漏 可通过以下两相流泄漏模型计算:

$$\begin{cases} q_{g} = \alpha A_{m} v_{g} \rho_{g} \\ q_{w} = (1 - \alpha) A_{m} v_{w} \rho_{w} \\ \alpha = \left(1 + \frac{1 - x}{x} \frac{\rho_{g}}{\rho_{w}} S\right)^{-1} \\ S = 0.4 + 0.6 \left(\frac{\rho_{w}}{\rho_{g}} + 0.4 \frac{1 - x}{x}\right)^{0.5} \cdot \left(1 + 0.4 \frac{1 - x}{x}\right)^{-0.5} \\ v_{g} = C \sqrt{2(h_{2} - h_{1})} \\ v_{w} = v_{g} / S \end{cases}$$
(3)

式中:q—泄漏质量流量,kg/s; α —空泡系数;S—滑 移系数; v—流速, m/s; ρ —密度, kg/m^3 ; x—干 度,%;C—流量系数;下标 g 和 w—气态和液态;下 标 1—低压侧;下标 2—高压侧; A_m —泄漏通道面积, m²,可取自文献[7-8]。

泄漏三角形的泄漏 q 和吸气孔口的进气可通过 以下模型计算:

$$\begin{cases} q = \frac{C\varepsilon A_{\rm m} \sqrt{2\rho_{\rm w}(p_2 - p_1)}}{(1 - x)\varphi + x\sqrt{\zeta}} \\ q_{\rm g} = xq \\ q_{\rm w} = (1 - x)q \\ \xi = 1.48625 - 9.26541\zeta + 44.6954\zeta^2 - \\ 60.615\zeta^3 - 5.12966\zeta^4 - 26.5743\zeta^5 \\ \zeta = \rho_{\rm g}/\rho_{\rm w} \end{cases}$$
(4)

式中:p—压力,Pa; ε —膨胀系数,取自文献[7-8]; ξ —泄漏模型修正系数; ζ —气液密度比。

控制容积与壳体壁面间的换热通过以下模型^[9]计算:

$$\begin{cases} \frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}\theta} = \frac{KA_{\mathrm{Q}}(T - T_{\mathrm{wall}})}{360n_{\mathrm{m}}} \\ Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.3}c_{\mathrm{r}} \\ c_{\mathrm{r}} = 1 + 1.77 \frac{0.5(D_{\mathrm{m,f}} - d_{\mathrm{m,f}})}{2(D_{\mathrm{m,f}} + d_{\mathrm{m,f}})} \end{cases}$$
(5)

式中:K—传热系数, $kW/m^2 \cdot K$; A_Q —换热面积, m^2 ; T—气体温度,K; T_{wall} —壁面温度,K;Nu—努塞尔数;Re—雷诺数;Pr—普朗特数; c_r —几何修正系数; $d_{m,r}$ 和 $D_{m,r}$ —转子底径和外径,m;(下标 m—阳转 子,下标 f—阴转子)。

2.3 转子间隙计算

阳转子端面型线方程为:

$$\begin{cases} x_1 = x_1(t) \\ y_1 = y_1(t) \end{cases}$$
(6)

热态间隙算法按照转子与壳体非均匀膨胀法计 算^[10-11],即转子热膨胀量与壳体热膨胀量比例不 同,引入中心距变化值 ΔA。

$$\begin{cases} \frac{(x_1 + y_1 k_{xy})}{i(A + \Delta A)} \frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}x} = \frac{\cos(\varphi_1 - u\tau) + \sin(\varphi_1 - u\tau)k_{xy}}{i+1} \\ k_{xy}(t) = \frac{\mathrm{d}y_1}{\mathrm{d}x_1} \end{cases}$$
(7)

式中:x(t)—型线 X 坐标,m;y(t)—型线 Y 坐标,m; $k_{xy}(t)$ —型线曲线的斜率;t—型线参数坐标的参变 量; ΔA —中心距变化值,m;i—转子齿数比,满足 $i = z_m/z_f$;u—阳转子旋向特性数,右旋时取 1,左旋时取 -1; τ —转子曲面螺旋角($\tau = 0^\circ$ 时平面即为转子 端面),(°); φ_1 —转子啮合角,(°)。

求解 φ₁ 后可得到阳转子理论共轭阴转子,与阴 转子型线对比后可得到转子间隙,如表 3 所示。间 隙分布情况如图 4 所示。

表 3 转子啮合间隙设计参数

Tab. 3 Rotor meshing clearance design parameters

参数	数值
中心距变化值 ΔA/mm	0.11
热态间隙值 δ/mm	0.13
转子冷态温度 t₀/℃	20
转子热态温度 t₁/℃	270





Fig. 4 Distribution diagram of rotor meshing clearance

2.4 数值计算方法

膨胀机数值计算所用的相关几何过程量,如吸

排气孔口的面积、齿间封闭容积、接触线长度和各泄漏通道相关曲线长度等,随转子旋转角度变化的曲线可由 ScrewWorks^[13]软件,根据转子型线计算得到。如图5和图6所示。



图 5 孔口面积、齿间容积变化曲线

Fig. 5 Change curve of orifice area and tooth volume



图 6 泄漏通道相关曲线长度变化曲线 Fig. 6 Change curve of relevent length of leakage paths

计算过程涉及的如密度、比热容、焓值、熵值、内 能、粘度等物性参数可以通过 NIST Refprop^[14]软件 通过接口调用。将式(1) – 式(7)方程组联立后可 通过4 阶荣格 – 库塔法迭代求解,直至连续两次计 算误差小于0.1%。计算完成后可得到整个工作过 程的完整 压焓图,可用于计算各项宏观性能 参数^[15]。

2.5 宏观性能计算

齿间压力 *p*_g随齿间容积 *V*_g变化,积分后可得到 指示功率:

$$P_{\rm ind} = z_{\rm m} \frac{n_{\rm m}}{60} \int V_{\rm g} dp_{\rm g}$$
(8)

已知机械效率 η_{m} 和发电机效率 η_{e} ,进一步可 计算出轴功率 P_{s} 和发电功率 P_{e} :

$$\begin{cases} P_{s} = P_{ind} \eta_{m} \\ P_{e} = P_{s} \eta_{e} \end{cases}$$
(9)

调用 Refprop 物性计算软件可得到绝热功率:

 $P_{ad} = q_{mdis} [h_{suc}(T_{suc}, p_{suc}) - h_{dis}(s_{suc}, p_{dis})] (10)$ 绝热效率定义为:

$$\eta_{s} = P_{s}/P_{ad}$$
 (11)
双螺杆膨胀机的容积效率定义为:

$$\begin{cases} \eta_{v} = Q_{Vth}/Q_{Vdis} \\ Q_{vth} = z_{m}n_{m}V_{th} \\ Q_{Vids} = z_{m}n_{m}V_{dis} \end{cases}$$
(12)

其中,膨胀机实际体积流量 Q_{vids} 满足:

$$Q_{\rm Vdis} = Q_{\rm mdis} / \rho_{\rm dis}$$
(13)

式(8) -式(13)中: P_e 、 P_s 、 P_{ind} 、 P_{ad} —膨胀机发电功率、轴功率、指示功率、绝热功率, kW; V_g —齿间容积, m³; p_g —齿间压力, kPa; T_{suc} —吸气温度, K; p_{suc} —吸气压力, kPa; h_{suc} —吸气焓值, kJ/kg; s_{suc} —吸气熵值, kJ/(kg·K); p_{dis} —排气压力, kPa; h_{dis} —排气焓值, kJ/kg; Q_{Vth} 、 Q_{Vdis} —排气位置时, 膨胀机的理论体积流量、实际体积流量, m³/s; V_{th} 、 V_{dis} —排气位置时, 单个封闭容积的理论体积、实际体积, m³; Q_{mdis} —膨胀机的实际质量流量, kg/s; ρ_{dis} —排气气体的密度, kg/m³。

3 实验验证

3.1 实验数据测量

为了验证本计算模型的准确性,机组调试成功 后进行了满负荷和部分负荷的全工况实验。,图7为 现场设备图。项目现场测点位置如图8所示。



图 7 现场设备图 Fig. 7 Field equipment

通过改变进汽压力,进行了6组实验,实验中记 录的数据如表4所示。机组的发电量随着进汽压力 和进汽流量的减小而减小。



图 8 主要测点位置图

Fig. 8 Main measuring point position diagram

表4 双螺杆膨胀机实验数据

Tab. 4 Experimential data of twin-screw expander

工况	转速/ r·min ⁻¹	流量/ t•h ⁻¹	进气 温度/	进气 压力/	排气 温度∕	排气 压力/	发电量/ kW
			Ľ	мРа	Ľ	мРа	
1	3 690	19.0	257.8	0.91	208.8	0.50	432.7
2	3 690	18.6	257.9	0.90	211.0	0.51	411.6
3	3 686	17.9	257.6	0.92	209.6	0.53	406.7
4	3 683	17.5	258.7	0.92	213.0	0.55	381.0
5	3 688	14.9	265.9	0.88	218.8	0.52	336.4
6	3 687	14.5	255.4	0.84	215.4	0.54	279.5

3.2 实验数据分析

· 30 ·

根据实验数据进行计算得到相关参数如表 5 所示。随着吸气压力的降低,机器容积效率增加,绝热效率增加。

表 5 双螺杆膨胀机计算数据

Tab. 5 Calculated data of twin-screw expander

ти	容积效率/	绝热功率/	轴功率/	绝热效率/	电机效率/
1.06	%	kW	kW	%	%
1	78.87	700.83	468.2	66.81	92.42
2	79.09	653.40	440.6	67.43	93.42
3	81.39	610.88	436.7	71.49	93.13
4	82.70	560.80	407.49	72.66	93.50
5	84.05	495.77	360.53	72.72	93.31
6	84.76	400.71	297.54	74.25	93.94

图 9 为效率 - 压差曲线,比较各工况点的效率 发现,部分负荷下工况 3 ~6 容积效率反而高于额定 负荷工况 1 ~2。并且总体来看,负荷偏差越大容积 效率反而越高。这是因为部分负荷下存在吸气压 损,降低了膨胀机的吸气压力,同时膨胀机内部各个 工作腔的压力均会降低,从而减少了各个通道的泄 漏量,提高了容积效率。绝热效率体现的是能量的 利用效率,通常容积效率低,表示泄漏量高,则能量 浪费严重,此时绝热效率必然较低,因此绝热效率通 常与容积效率呈正相关。



图 9 效率 – 压差曲线

Fig. 9 Curve of efficiency vs. differential pressure

通过工作过程模拟算法计算得到各工况齿间压 力随容积变化情况如图 10 所示。



different working conditions

图 10 中曲线所围成的面积,即公式(8)中的积 分运算,可得到指示功率。从图 10(a)中,可看出不 同工况下吸气压损的存在,及其对发电功率(即各 项目曲线所围成的面积)所造成的损失情况。计算 结果如表6 所示。

表 6 双螺杆膨胀机模型模拟数据 Tab. 6 Simulated data of twin-screw expander model

工况	吸气 压损/ MPa	指示 功率/ kW	机械 效率/ %	模拟 流量∕ t•h ⁻¹	测量 流量∕ t•h ⁻¹	流量 偏差/ %
1	0	532.27	87.96	19.03	19.0	-0.16
2	0	503.26	87.55	18.47	18.6	0.70
3	0.03	497.10	87.85	17.73	17.9	0.95
4	0.037	464.99	87.63	17.07	17.5	2.46
5	0.1	412.38	87.38	14.28	14.9	4.19
6	0.19	346.98	85.75	13.42	14.5	7.47

观察表 6 发现,当实际运行工况与额定工况偏 差较小,不存在吸气压力损失,或压力损失小于 30 kPa时,此时流量计算偏差在 1%以内。当吸气压力 损失超过 30 kPa以后,会对流量计算产生较大的干 扰,流量计算偏差可能大于 5%。这是因为吸气压 损的存在^[12],从吸气腔向各个工作腔泄漏的计算模 型内设吸气腔压力分布均匀的假设将不复存在。从 而导致上述模拟计算存在较大的偏差,且表现出了 一定相关性,即吸气压损越大时,模拟计算的偏差也 越大。

图 11 为不同工况下功率曲线图,由图可知,双 螺杆膨胀机的机械效率随负荷降低而降低。机械损 耗功率一般包括轴承、齿轮、联轴器等部位的机械摩 擦损失,该损失一般随负荷降低而变小,但是变小的 幅度,比负荷降低的幅度要小。因此随着负荷降低, 该损失占的比例更高,对应的效率机械效率就更低。

4 模拟计算修正

4.1 理论模型修正

由假设(3)可知,吸气过程按稳定的无摩擦流 动处理,吸气过程中的压力损失忽略不计。即在常 规设计工况下模拟计算时,吸气过程状态稳定,先 吸入气体和后吸入气体状态应保持一致。也可以 理解为因为吸气量充足,吸气过程即齿间容积打开 的过程中,先吸入的气体还来不及膨胀,齿间容积 增大的空间就被后吸入气体填充,导致整个吸气过 程状态均匀,即各参数波动很小,在工程计算时可 忽略。



图 11 不同工况下功率曲线图



但是当气量不足时,后吸入的气体不足以迅速 填充齿间容积打开的空间,先吸入的气体可能会发 生一定程度的膨胀,从而降低吸气压力。不同修正 方法压力 - 容积变化情况如图 12 所示,本文优选了 一种对迭代计算初值进行修正的方法,即吸气同时 膨胀修正法。吸气腔内的压力不是均匀的吸气压力 (图 12 中"先吸气再膨胀"过程),或吸气损失后压 力(图 12 中"先膨胀再吸气"过程),而应该是吸气 损失前和吸气损失后压力的一个折中压力,该压力 测量和计算均较为困难,本文按照线性方法进行简 单修正(图 12 中 "吸气同时膨胀"过程)。修正后 的压力容积图计算结果如图 13 所示。修正后的数 据见下表 7。由于工况 1 和工况 2 吸气压力损失为 0,因此无需修正。



图 12 计算初值不同修正方法对比压力容积图 Fig. 12 Diagram of pressure vs. volume compared by different correction methods of initial calculation value



图 13 修正后压力容积图

Fig. 13 Diagram of modified pressure vs. volume

衣/ 生化保全修工力保协数加	表 7	理论模型修正后模拟数据
----------------	-----	-------------

Tab. 7 Simulated data of modified theoretical model

<u>т ул</u>	测量气量/	修正后模拟	修正后流量
上仍	$t \cdot h^{-1}$	流量/t·h ⁻¹	偏差/%
3	17.9	18.05	-0.84
4	17.5	17.48	0.11
5	14.9	14.96	-0.40
6	14.5	14.52	-0.14

由表 7 可知,理论模型修正后,膨胀机流量计算 偏差小于 1%,具有较高的计算精度。

4.2 简化修正系数

理论模型修正后,计算精度提高,但计算效率却 降低。由于主机选型等需要进行大量多工况的模拟 计算,完整计算将耗时较长。故根据测量值提出一 个修正系数,在假设(3)仍然成立的计算模型中,引 入该修正系数。

修正算法如下:

$$\begin{cases} Q'_{\text{Vsuc}} = Q_{\text{Vth}} + Q'_{\text{Vleak}} \\ Q'_{\text{Vleak}} = \gamma Q_{\text{Vleak}} \\ Q_{\text{Vleak}} = Q_{\text{Vsuc}} - Q_{\text{Vth}} \end{cases}$$
(14)

式中: Q_{suc} 、 Q'_{suc} —修正前吸气体积流量和修正后吸 气体积流量,m³/s; Q_{Vleak} 、 Q'_{Vleak} —修正前泄漏体积 流量和修正后泄漏体积流量,m³/s; γ —流量修正 系数。

由于泄漏模型发现泄漏量与泄漏通道前后压差 和工作腔密度相关,令修正系数:

$$\gamma = \frac{(p_{\rm suc} - p_{\rm dis}) \cdot \rho_{\rm suc}}{(p'_{\rm suc} - p_{\rm dis}) \cdot \rho'_{\rm suc}}$$
(15)

式中: p_{suc} —吸气压力损失前气体压力, kPa; p'_{suc} —

吸气压力损失后气体压力, kPa; ρ_{suc} —吸气压力损失前的气体密度, kg/m³; ρ'_{suc} —吸气压力损失后的 气体密度, kg/m³。

计算模型简化修正后,计算得到的数据见表8。 膨胀机流量计算偏差小于3%,能够满足工程计算 要求,同时也能够提高计算效率。

表 8 双螺杆膨胀机修正后模拟数据

Tab. 8 Simulated data of modified twin-screw expander

	故王	理论	泄漏	泄漏量	模拟流	流量偏
工况	修正	气量/	量/	修正后/	量修正	差修正
	示奴	$t \cdot h^{-1}$	$t \cdot h^{-1}$	$t \cdot h^{-1}$	后/t·h ⁻¹	后/%
3	1.1199	14.57	3.16	3.54	18.11	-1.17
4	1.1580	14.47	2.60	3.01	17.48	0.11
5	1.5625	12.52	1.75	2.74	15.26	-2.42
6	1.6053	12.29	1.13	1.81	14.10	2.77

5 结论和展望

针对双螺杆膨胀机提出了工作过程仿真的计算 模型,能够较为准确的计算出双螺杆膨胀机的物理 参数,对膨胀机设计选型以及变负荷经济性评价具 有一定的指导意义。

(1)当实际运行工况与额定工况偏差较小,不 存在吸气压力损失时,或压力损失小于 30 kPa 时, 此时流量计算偏差在1%以内。

(2)当实际运行工况与额定工况存在一定偏差 时,会产生吸气压力损失,该压力损失取决于吸气状 态的体积流量和转速的匹配程度。当吸气压力损失 超过 30 kPa 以后,会对流量计算产生较大的干扰, 流量计算偏差可能大于 5%。如对理论模型进行修 正,计算偏差可进一步控制到 1% 以内,但是计算较 为繁琐,不适用于计算量较大的选型计算。

(3)本文另给出了一种利用修正系数γ简化计算的方法,修正后流量计算偏差在3%以内。

(4)在100%到65%负荷工况下,容积效率
78.87%~84.76%,绝热效率66.81%~74.25%,
随着负荷降低而升高。表明部分负荷下,双螺杆膨胀机的容积效率和绝热效率会升高,具有优良的变工况性能。适用于工况波动大的场合。

(5) 对于恒定负荷的主机选型设计,理论上可

• 33 •

以设计一台主机与该额定工况偏差较小,这样便具 有很小的压力损失。设计计算值与该额定工况值将 具有较小的偏差。这样就可以较为准确地进行双螺 杆膨胀机额定工况下的选型设计。

(6)对于负荷波动较大的项目,往往需要加权 计算各个工况下的具体运行情况,进行综合的性能 分析和经济性分析。要求相同的一台双螺杆膨胀机 在不同工况下均能得到较为准确的模拟计算结果。 此时便需要对计算结果进行修正。

通过本文的简化修正模型,为今后针对复杂变 工况项目的螺杆膨胀机选型提供了理论依据。

参考文献:

- [1] IMARAN M, USMAN M, PARK B S, et al. Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, 57:1090-1109.
- [2] WEI J, HUA Q, WANG J, et al. Overview of the development and application of the twin screw expander [J]. Energies, 2020, 13(24):6586.
- [3] DAWO F, EYERER S, PILI R, et al. Experimental investigation, model validation and application of twin-screw expanders with different built-in volume ratios [J]. Applied Energy, 2021, 282: 116139.
- FLEMING J S, TANG Y. The analysis of leakage in a twin screw compressor and its application to performance improvement [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 1995, 209 (2): 125 136.
- [5] TIAN Y, YUAN H, GENG Y, et al. Study on the leakage in waterinjected twin-screw steam compressor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2022:09544089221133180.
- [6] TIAN Y, GENG Y, YUAN H, et al. Investigation on water injection characteristics and its influence on the performance of twin-screw steam compressor[J]. Energy, 2022, 259:124886.

- [7] WU H, LI J, XING Z. Theoretical and experimental research on the working process of screw refrigeration compressor under superfeed condition [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(8): 1329 – 1335.
- [8] WANG C, XING Z, CHEN W, et al. Analysis of the leakage in a water-lubricated twin-screw air compressor [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 155:217 - 225.
- [9] TIAN Y, XING Z, HE Z, et al. Modeling and performance analysis of twin-screw steam expander under fluctuating operating conditions in steam pipeline pressure energy recovery applications [J]. Energy, 2017, 141:692 - 701.
- [10] 袁玮玮.螺杆膨胀机间隙设计理论与实践研究[D].北京:中国舰船研究院,2018.
 YUAN Wei-wei. Theoretical and practical research on clearance design of screw expander[D]. Beijing: China Ship Research and Development Academy,2018.
- [11] ZHAO Z, YUAN H, GAO S, et al. Comparative study on performance and applicability of high temperature water steam producing systems with waste heat recovery [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2021, 28:101622.
- [12] PAPES I, DEGROOTE J, VIERENDEELS J. Development of a thermodynamic low order model for a twin screw expander with emphasis on pulsations in the inlet pipe [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 103:909-919.
- [13] 袁 皓,舒 悦,姚同林,等. ScrewWorks 螺杆转子设计与加 工软件的开发及应用[J]. 流体机械,2022,50(7):58-63.
 YUAN Hao,SHU Yue,YAO Tong-lin, et al. Development and application of ScrewWorks software package for design and processing of screw rotors[J]. Fluid Machinery,2022,50(7):58-63.
- [14] NIST. NIST reference fluid thermodynamic and transport properties database (REFPROP): Version 9. 11 [DB]. US: National Institute of Standards and Technology, 2008.
- [15] WU H G, XING Z W, SHU P C. Theoretical and experimental study on indicator diagram of twin screw refrigeration compressor
 [J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(4): 331 338.

(姜雪梅 编辑)