



DOI: 10.11885/j.issn.1674-5086.2020.06.09.03

文章编号: 1674-5086(2022)02-0123-12

中图分类号: TE822

文献标志码: A

文 23 储气库增压系统性能模拟及优化研究

孙建华¹, 周 军^{2*}, 彭井宏², 肖 瑶²

1. 国家管网集团中原储气库有限责任公司, 河南 濮阳 457000; 2. 西南石油大学石油与天然气工程学院, 四川 成都 610500

摘 要: 文 23 储气库是目前中国已投运的最大储气库之一, 主要负责华北地区市场季节调峰和应急供气任务。以文 23 储气库注气增压系统为研究对象, 以实现增压系统节能降耗和提高工艺水平为目标, 建立了增压系统往复压缩机性能模拟计算模型, 并利用 Java 语言开发了相应的模拟计算程序。在此基础上, 针对增压系统所采用的 3 种厂家压缩机设备, 分别开展了相同工况下各厂家压缩机性能对比模拟计算和工况参数变化对压缩机性能影响模拟计算。模拟计算发现, 相同工况下厂家 A 压缩机具有最高的容积流量和单位能耗。此外, 在参数变化对压缩机性能影响方面, 一级进气压力升高 1 MPa 将导致单位能耗降低 $75 \text{ kW} \cdot \text{h}/(\times 10^4 \text{ Nm}^3)$, 末级排气压力升高 1 MPa 将导致单位能耗升高 $17 \text{ kW} \cdot \text{h}/(\times 10^4 \text{ Nm}^3)$, 一级和二级进气温度的升高则都将导致单位能耗的小幅度升高。根据模拟分析结果提出了相应的压缩机开机方案优化措施和压缩机工况参数优化措施。研究充分结合了文 23 储气库增压系统的实际运行特点, 所获得的研究结果对储气库现场运行工艺具有重要的指导意义。

关键词: 储气库; 压缩机; 热力复算; 性能模拟; 优化研究

A Study on Performance Simulation and Optimization of Pressurization System of Wen 23 Gas Storage

SUN Jianhua¹, ZHOU Jun^{2*}, PENG Jinghong², XIAO Yao²

1. Zhongyuan Gas Storage Co. Ltd., PipeChina, Puyang, Henan 457000, China

2. Petroleum Engineering School, Southwest Petroleum University, Chengdu, Sichuan 610500, China

Abstract: Wen 23 gas storage is one of the largest gas storages in China, and it is primarily responsible for seasonal peak shaving and emergency gas supply tasks in the North China market. Taking Wen 23 gas storage gas injection pressurization system as the research object, we aim to realize the energy saving and consumption reduction of the pressurization system and improve the process level. The simulation calculation model of the reciprocating compressor performance of the booster system is established, and the corresponding simulation calculation program is developed using Java language. On this basis, simulated calculations of the performance comparison of compressors of various manufacturers under the same working conditions and simulation calculations of the effect of changes in working conditions parameters on the compressor performance are carried out respectively. Through simulation calculations, it is found that the compressor of manufacturer A has the highest volume flow and unit energy consumption under the same working conditions. In addition, in terms of the effect of parameter changes on the performance of the compressor, an increase in the first-stage suction pressure of 1 MPa will cause a reduction in unit energy consumption of $75 \text{ kW} \cdot \text{h}/(\times 10^4 \text{ Nm}^3)$, an increase in the last-stage discharge pressure of 1 MPa will cause a increase in the unit energy consumption by $17 \text{ kW} \cdot \text{h}/(\times 10^4 \text{ Nm}^3)$, and the increase of the first and second suction temperature will cause a small increase in unit energy consumption. According to the simulation analysis results, corresponding measures for optimizing the compressor start-up plan and optimizing the compressor operating conditions parameters are proposed. The research fully combines the actual operating characteristics of the pressurization system of Wen 23 gas storage, and the obtained research results have important guiding significance for the on-site operation of the gas storage.

Keywords: gas storage; compressor; thermodynamic check calculation; performance simulation; optimization study

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/51.1718.TE.20220322.1404.012.html>

孙建华, 周 军, 彭井宏, 等. 文 23 储气库增压系统性能模拟及优化研究[J]. 西南石油大学学报(自然科学版), 2022, 44(2): 123-134.

SUN Jianhua, ZHOU Jun, PENG Jinghong, et al. A Study on Performance Simulation and Optimization of Pressurization System of Wen 23 Gas Storage[J]. Journal of Southwest Petroleum University (Science & Technology Edition), 2022, 44(2): 123-134.

* 收稿日期: 2020-06-09 网络出版时间: 2022-03-23

通信作者: 周 军, E-mail: zhoujunswpu@163.com

基金项目: 国家自然科学基金青年科学基金(51704253)

引言

随着全球天然气消费量的不断增长,地下储气库作为目前世界上最主要的天然气储存和调峰方式,已在全球各国得到越来越广泛的应用^[1]。目前,世界地下储气库的数量约有 715 座,工作气量占全球天然气消费量的 11%^[2]。随着中国天然气消费量的持续增长,地下储气库在中国也得到了越来越广泛的应用^[3-9]。

储气库的运行工艺主要包括注气工艺和采气工艺。在注气工艺中最重要且能耗最大的便是注气增压系统^[10]。因此,在确保储气库安全平稳注气的基础上,对压缩机系统进行运行规律模拟和性能优化,降低压缩机组的运行能耗,具有重要的经济和技术价值。虽然中国储气库的建设和运营还处于发展阶段,专门针对储气库注气压缩机优化研究的文献还较少,但仍有不少学者在该方面开展了研究工作。陈家新等以储气库压缩机站的功率最小消耗量为目标函数,编制了夏季储气库最优运行方案^[11]。杨颖等以相国寺储气库为研究对象,建立了注气期压缩机经济运行的优化模型^[12]。刘佳宁等以降低压缩机能耗成本为目标,应用 NSGA-II 算法优化了注气配产方案^[13]。刘子晓等以国内某天然气储气库燃气往复式压缩机组为研究对象,开展了气体参数对压缩机组工作效率影响程度的定量分析和预测工作^[14]。李强对影响相国寺储气库压缩机组安全运行的因素进行分析探讨,提出了预防措施^[15]。虽然以上学者在储气库注气压缩机研究方面取得了一定的成果,但大部分研究都是将压缩机视为储气库注气的辅助设备,存在压缩机内部热力模型的构建不够深入,压缩机性能优化措施的研究不够全面等不足之处。基于此,本文以文 23 储气库增压系统结构数据和运行数据为依托,基于压缩机热力复算原理,构建压缩机性能模拟计算模型和程序,开展变工况下压缩机性能影响因素模拟分析,重点分析一级进气压力、末级排气压力、一级进气温度和二级进气温度对压缩机容积流量和单位能耗的影响。并基于分析结果,提出有效的文 23 储气库增压系统能耗优化措施。

1 文 23 储气库增压系统概况

文 23 储气库位于河南省濮阳市文留镇东

北,整体设计库容 $104.21 \times 10^8 \text{ m}^3$,有效工作气量 $40.31 \times 10^8 \text{ m}^3$,最大调峰能力 $3\,600 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{d}$ ^[16]。文 23 储气库建设工程又分为一期工程和远期工程,其中,一期工程涉及 1 座注采站、8 座丛式井场和数条注采气管线的建设,并已于 2019 年 7 月底全部投产运行。

2019 年文 23 储气库累计注气 $30.4 \times 10^8 \text{ m}^3$ 。注气期间气源主要来自天津 LNG 接收站,经天津管道和鄂安沧管道输送至文 23 注采站,经增压系统后,通过注采井注入地下储气库。

文 23 储气库一期工程增压系统设计规模为 $1\,800 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{d}$,由 12 台往复式压缩机构成,分两座厂房布置在注采站内(图 1),单台压缩机设计排量为 $150 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{d}$ 。



图 1 文 23 储气库注采站压缩机厂房

Fig. 1 Compressor plant of injection and production station in Wen 23 gas storage

压缩机采用功率为 4 500 kW 的电机驱动,连接方式采用直联。增压系统的压缩机组由 6 台国产化机组和 6 台进口机组构成,包括厂家 A 的 5 台机组,厂家 B 的 1 台机组,厂家 C 的 6 台机组。

2 压缩机性能模拟计算模型

对于已经投入运行的往复式压缩机,其主要结构参数已经确定。但由于工艺流程或系统工况发生变化,包括进、排气压力变化,压缩介质变化和容积流量调节等,都将对压缩机的工作性能产生影响。在这种情况下,就需要通过热力复算来获得新工况下的设备性能参数,用以判断此压缩机能否满足新工况的运行要求,这种校核计算便称为压缩机热力复算^[17-19]。此外,通过开展大量变工况下的压缩机热力复算,还可以探究工况变化对压缩机主要性能参数的影响规律,从而为压缩机的运行优化措施制

定提供理论支撑。

文23储气库一期工程压缩机技术参数如表1所示。本文将根据文23储气库增压系统压缩机组

结构参数和运行特点,基于热力复算原理,构建压缩机性能模拟计算模型,模型的具体计算步骤后文再述。

表1 文23储气库压缩机技术参数(一期工程)

Tab. 1 Technical parameters of compressor of Wen 23 gas storage (first-stage project)

厂家	一级气缸数/个	一级气缸缸径/mm	二级气缸数/个	二级气缸缸径/mm	活塞行程/mm	设计点排量/($\times 10^4 \text{ Nm}^3 \cdot \text{d}^{-1}$)	单机最大轴功率/kW	驱动电机功率/kW
A	3	158.75	3	120.65	177.8	151.9	4 015.2	4 500
B	3	175.00	3	120.00	150.0	159.5	3 812.0	4 500
C	3	158.40	3	107.95	177.8	150.0	5 592.0	4 500

注:压缩级数为2级;进气压力5~8 MPa(设计点7 MPa);排气压力18.0~34.5 MPa(设计点34.5 MPa);设计转速均为994 r/min;进气温度5~25 °C(设计点10 °C);冷却后出口温度 ≤ 65 °C。

2.1 计算压缩机行程容积

往复式压缩机可分为单作用气缸压缩机和双作用气缸压缩机。文23储气库增压系统所采用的压缩机设备均为双作用式压缩机,即气缸两端都可以进行压缩循环,其行程容积计算公式为

$$V_{hj} = \left[\frac{\pi D_j^2}{4} + \left(\frac{\pi D_j^2}{4} - \frac{\pi d_j^2}{4} \right) \right] S_j \quad (1)$$

2.2 计算迭代初始级间压力和压比

在第一次计算时,各级的原始级间压力属于未知量,因此,根据等压比分配原则对各级间压力进行近似计算。对于有 z 级压缩的压缩机,总压比计算公式如式(2)所示,各级压比计算公式如式(3)所示,各级进气压力计算公式如式(4)所示。

$$\varepsilon = \frac{p_d}{p_{s1}} \quad (2)$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \dots = \varepsilon_z = \varepsilon^{\frac{1}{z}} \quad (3)$$

$$\frac{p_{s2}}{p_{s1}} = \frac{p_{s3}}{p_{s2}} = \dots = \frac{p_d}{p_{sz}} = \varepsilon^{\frac{1}{z}} \quad (4)$$

2.3 计算气体指数

2.3.1 绝热指数

绝热指数代表气体可逆绝热过程的指数。对于实际混合气体来说,绝热指数与气体的种类、所受压力、温度有关^[20]。其计算公式为

$$\frac{1}{K-1} = \sum \frac{r_i}{K_i-1} \quad (5)$$

由于绝热指数 K_i 又称比热容比,其值为气体定压比热容和定容比热容之比,因此,可通过查气体压力-温度-比热容关系图进行绝热指数估算。

2.3.2 膨胀指数

压缩机膨胀过程指数与吸入压力,并且由绝热指数计算得到有关,其计算方法如表2所示。

表2 膨胀过程指数 m 计算方法

Tab. 2 Expansion process index m calculation method

吸入压力/kPa	膨胀过程指数 m
[0, 150]	$m = 1 + 0.50(K-1)$
(150, 400]	$m = 1 + 0.62(K-1)$
(400, 1 000]	$m = 1 + 0.75(K-1)$
(1 000, 3 000]	$m = 1 + 0.88(K-1)$
>3 000	$m = K$

2.3.3 压缩因子

压缩因子表示实际气体受到压缩后与理想气体受到同样的压力压缩后在体积上的偏差。BWRS方程是公认的计算精度较高的经验方程,适用性广泛^[21-22]。BWRS方程的计算公式为

$$Z = 1 + \left(A_1 + \frac{A_2}{RT} + \frac{A_3}{RT^3} + \frac{A_4}{RT^4} + \frac{A_5}{RT^5} \right) \rho + \left(A_6 - \frac{A_7}{RT} + \frac{A_8}{RT^3} \right) \rho^2 + \frac{A_9}{RT} \left(A_7 + \frac{A_8}{T} \right) \rho^5 + \frac{A_{10} \rho^2}{RT^3} (1 + A_{11} \rho^2) e^{-A_{11} \rho^2} \quad (6)$$

密度 ρ 计算公式为

$$\rho = \frac{p}{ZRT} \quad (7)$$

2.4 计算容积流量修正系数

往复式压缩机的容积流量是指单位时间内将压缩机最后一级排出的气体量换算到第一级进口状态的压力和温度时的气体容积值,习惯上也称为排气量。在实际运行过程中,由于余隙容积、压力变化、温度变化、气体泄漏、中间冷却器析水和气体净化抽气等因素的影响,导致实际循环的容积流量与理论循环存在较大差异。所以需引入一系列系数对容积流量进行修正^[23]。压缩机容积流量与任一级气缸行程容积之间的关系如式(8)所示

$$q_v = V_{hj} \frac{\lambda_{vj} \lambda_{pj} \lambda_{tj} \lambda_{Lj}}{\lambda_{\phi j} \lambda_{cj}} \frac{p_{sj}}{p_{s1}} \frac{T_{s1}}{T_{sj}} \frac{Z_{s1}}{Z_{sj}} n \quad (8)$$

2.4.1 容积系数

由于气缸存在余隙容积,使气缸工作容积的部分容积被膨胀气体占据。因此,通过容积系数 λ_v 对气缸的容积进行修正。容积系数的计算公式为

$$\lambda_{vj} = 1 - \alpha_j \left(\frac{Z_{sj}}{Z_{dj}} \varepsilon_j^{\frac{1}{m_j}} - 1 \right) \quad (9)$$

2.4.2 压力系数

在气体进入气缸时,由于气流脉动、管道、气阀等阻力元件造成的压力损失,使得实际进气压力 p_s' 低于名义进气压力 p_s 。将实际进气压力 p_s' 换算到名义进气压力 p_s 时,则将导致气体容积的减少,因此,采用压力系数 λ_p 进行修正。压力系数的计算公式为

$$\lambda_{pj} = 1 - \frac{\Delta p_{sj}}{p_{sj}} \approx \frac{p_{sj}'}{p_{sj}} \quad (10)$$

2.4.3 温度系数

由于进气加热,往往使得气体实际进气温度 T_s' 高于名义进气温度 T_s ,将其换算到名义进气温度时,也将导致实际进气容积的减少。温度系数 λ_t 的影响因素较多,很难用精确的公式描述温度系数与这些因素间关系。因此,工程上常根据经验公式计算温度系数,该公式为

$$\lambda_{tj} = K_{tj}[1 - A_j(\varepsilon_j - 1)] \quad (11)$$

当 $\varepsilon_j < 3.0$ 时, A_j 取 0.025, K_{tj} 取 0.985~1.005; 当 $3.0 \leq \varepsilon_j \leq 4.0$ 时, A_j 取 0.020, K_{tj} 取 0.982~1.015; 当 $\varepsilon_j > 4.0$ 时, A_j 取 0.015, K_{tj} 取 0.972~1.023。

2.4.4 泄漏系数

泄漏系数表示气阀、活塞环、填料以及管道、附属设备等因密封不严而产生的气体泄漏对气缸容积利用程度的影响。泄漏系数的计算公式为

$$\lambda_{Lj} = \frac{1}{1 + \sum v_{jk}} \quad (12)$$

2.4.5 析水系数

若压缩机吸入气体中含有水蒸气,这些气体经过气缸增压和级间冷却后,水蒸气的分压超过冷却后温度下的饱和蒸气压,就会有水分析出。这将导致下一级的吸气量减少,这种影响便可用析水系数来表示。析水系数的计算公式为

$$\lambda_{\phi j} = \frac{p_{s1} - \varphi_1 p_{svp1} p_{sj}}{p_{sj} - \varphi_j p_{svpj} p_{s1}} \quad (13)$$

2.4.6 净化系数

在某些工艺流程中,气体在被压缩至适当压力时,要进行级间净化处理,去掉工艺中不需要的某

种成分后,再进行下一级压缩。由此导致的下一级进气量的减少可用净化系数 λ_c 来表示。净化系数的计算公式为

$$\lambda_{cj} = \frac{1 - \sum q_{cj}}{q_{vj}} \quad (14)$$

2.5 校核精度系数

由压缩机容积流量与任一级气缸行程容积之间的关系式(8)可得到相邻级气缸行程容积之间的关系

$$V_{hj} \frac{\lambda_{vj} \lambda_{pj} \lambda_{tj} \lambda_{Lj} \frac{p_{sj}}{p_{s1}} \frac{T_{s1}}{T_{sj}} \frac{Z_{s1}}{Z_{sj}}}{\lambda_{\phi j} \lambda_{cj}} = V_{hj+1} \cdot \frac{\lambda_{vj+1} \lambda_{pj+1} \lambda_{tj+1} \lambda_{Lj+1} \frac{p_{sj+1}}{p_{s1}} \frac{T_{s1}}{T_{sj+1}} \frac{Z_{s1}}{Z_{sj+1}}}{\lambda_{\phi j+1} \lambda_{cj+1}} \quad (15)$$

由式(15)可知,公式任意一边的乘积值仅与某一级气缸参数有关,因此,将其定义为对应级气缸的工况常数 C_j ,如式(16)所示。根据各级工况常数 C_j 应相互相等的原则,找出各级工况常数中的最小值 $C_{\min}$ 和最大值 $C_{\max}$ 进行比较,并将其比值定义为精度系数 B ,如式(17)所示。

$$C_j = V_{hj} \frac{\lambda_{vj} \lambda_{pj} \lambda_{tj} \lambda_{Lj} \frac{p_{sj}}{p_{s1}} \frac{T_{s1}}{T_{sj}} \frac{Z_{s1}}{Z_{sj}}}{\lambda_{\phi j} \lambda_{cj}} \quad (16)$$

$$B = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (17)$$

为了提高计算的准确性,本文将精度系数的下限值确定为 0.98。若精度系数大于 0.98,则复算结果足够准确,否则要对各级间压力的进行修正后,进行第二次复算。

2.6 修正级间压力和压比

对于已投入运行的往复式压缩机,各级气缸的行程容积 V_{hj} 可通过计算得到。因此,通过相邻级气缸行程容积之间的关系式(15)便可推导出任一级和第 1 级气缸进气压力之间的关系,如式(18)所示。各级间压力便可通过该式进行修正。

$$p_{sj} = \frac{V_{h1} \lambda_{v1} \lambda_{p1} \lambda_{t1} \lambda_{L1} \lambda_{\phi j} \lambda_{cj} \frac{T_{sj}}{T_{s1}} \frac{Z_{sj}}{Z_{s1}} p_{s1}}{V_{hj} \lambda_{vj} \lambda_{pj} \lambda_{tj} \lambda_{Lj} \lambda_{\phi 1} \lambda_{c1} \frac{T_{s1}}{T_{sj}} \frac{Z_{s1}}{Z_{sj}}} \quad (18)$$

各级压比计算公式为

$$\begin{cases} p_{dj} = p_{s(j+1)} \\ \varepsilon_j = \frac{p_{dj}}{p_{sj}} \end{cases} \quad (19)$$

2.7 计算压缩机功率

压缩机的轴功率为驱动电机传输给压缩机主轴的功率。它通常由压缩机完成实际循环的指数功率和各运行件摩擦所消耗的摩擦功率组成。压缩机的第 j 级的指示功率计算公式为

$$N_{\text{ind}j} = \frac{1}{60} n(1 - \delta_{sj}) p_{sj} \lambda_{vj} V_{hj} \frac{K_j}{K_j - 1} \left[\varepsilon_j (1 + \delta_{0j})^{\frac{K_j - 1}{K_j}} - 1 \right] \frac{Z_{sj} + Z_{dj}}{2Z_{sj}} \quad (20)$$

在计算出压缩机各级指示功率 $N_{\text{ind}j}$ 之后,除以压缩机的机械效率 η_m 便可以得到压缩机轴功率 N_s ,其计算公式为

$$N_s = \frac{\sum N_{\text{ind}j}}{\eta_m} \quad (21)$$

对往复式压缩机热力复算方法的计算原理和各参数计算公式进行了详细的分析后,为了更直观地说明该方法的计算逻辑,本文将压缩机热力复算方法的计算过程归纳为如图2所示的流程框图。

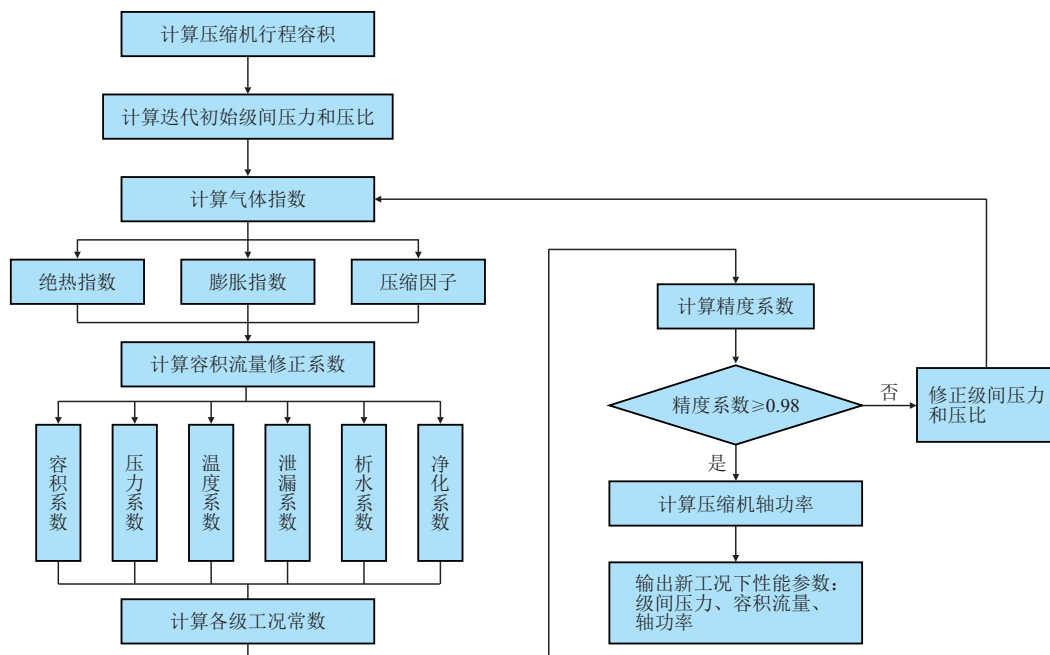


图2 文23储气库往复式压缩机热力复算流程

Fig. 2 Thermodynamic check calculation process of reciprocating compressor in Wen 23 gas storage

3 压缩机性能模拟计算程序

传统的往复式压缩机热力计算大多采用手工计算的方式,然而该方式往往存在很大的弊端,如工作量大,容易出错和计算速度慢等^[24]。为了克服这些弊端,研究出了采用Java语言编写相应的文23储气库往复式压缩机热力复算程序,界面见图3。



图3 文23储气库往复式压缩机热力复算程序界面

Fig. 3 Thermodynamic check calculation program interface of reciprocating compressor in Wen 23 gas storage

使用该计算程序,用户只需要输入新工况下的已知参数,便可计算出相应的级间压力和级间温度等参数,大大提高了计算速度和计算效率。

4 增压系统性能模拟计算

基于所建立的往复式压缩机热力复算模型和程序,针对文23储气库所采用的3种厂家压缩机设备,分别开展相同工况下各厂家压缩机性能对比模拟计算和工况参数变化对压缩机性能影响模拟计算。根据计算结果分析各厂家压缩机工作性能差异和压缩机性能主要影响因素。在计算过程中,一些参数虽然与压缩机级间压力和温度相关,但它们对复算精度的影响并不显著。

因此,为了计算简便,可在热力复算开始之前,根据压缩机运行工况和计算公式对这些参数进行提前取值。并在迭代过程中,将这些参数视为定值。这些参数包括压力系数、温度系数和泄漏系数。其

中,一级压力系数取 0.96,二级压力系数取 0.99,一级温度系数取 0.96,二级温度系数取 0.96,一级泄漏系数取 0.97,二级泄漏系数取 0.97。

由于储气库来气属于气田或 LNG 接收站处理后的外输气,气质状况良好,在经压缩机增压过程中,无水蒸气或杂质析出,因此,析水系数和净化系数均取值为 1。

此外,压缩机转速取额定值 994 r/min,一级进气温度取 10 °C,二级进气温度取 30 °C,一级相对余隙容积取 30%,二级相对余隙容积取 35%,压缩机机械效率取 93%。最后,计算过程中,压缩介质的气质组分如表 3 所示,该气质组分为储气库注气期间主要气源的气质组分,即天津 LNG 接收站气源来气。

表 3 天然气气质组分
Tab. 3 Natural gas component

组分	含量/%	组分	含量/%
C ₁	97.46	C ₄	0.17
C ₂	1.68	C ₅	0.01
C ₃	0.44	N ₂	0.24

4.1 相同工况下各厂家压缩机性能对比模拟计算

在相同工况下各厂家压缩机性能对比模拟计算中,根据压缩机末级排气压力的不同,分别选择了末级排气压力为 25.0、30.0 和 34.5 MPa 等 3 种工况进行计算。

除末级排气压力外,各工况下一级进气压力均为 7.0 MPa,各级进气温度和压缩机转速均与前文取值一致。基于模拟计算结果,重点对各工况下 3 个厂家压缩机设备的容积流量(排气量)和单位能耗进行了分析,分析结果如图 4 和图 5 所示。

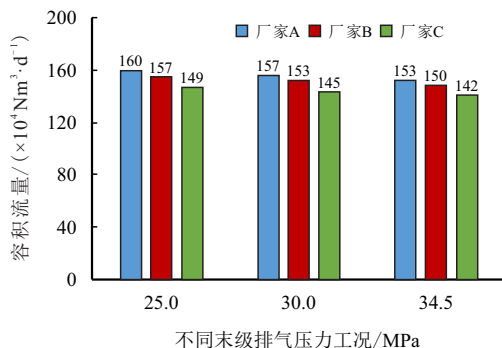


图 4 3 种工况下各厂家压缩机容积流量对比

Fig. 4 Compressor volume flow comparison under three working conditions

图 4 展示了 3 种工况下各厂家压缩机容积流量对比情况。从该图可以看出,在相同的一级进气压

力和末级排气压力工况下,厂家 A 的压缩机设备具有最高的容积流量,厂家 B 次之,且与厂家 A 相差不大,厂家 C 的压缩机容积流量最小。随着末级排气压力的增加,压缩机容积流量逐渐降低。

图 5 展示了 3 种工况下各厂家压缩机单位能耗的对比情况。单位能耗是压缩机设备轴功率与容积流量之间的比值,代表增压单位体积天然气所要消耗的功。从图 5 可以看出,3 种工况下,厂家 A 的压缩机单位能耗略高,而厂家 B 和厂家 C 的压缩机单位能耗几乎相同。

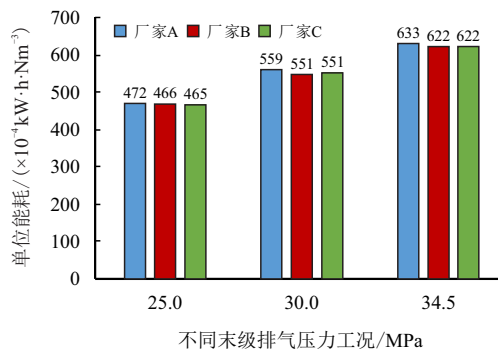


图 5 3 种工况下各厂家压缩机单位能耗对比

Fig. 5 Compressor unit energy consumption comparison under three working conditions

4.2 一级进气压力对压缩机性能影响模拟计算

在一级进气压力对压缩机组性能影响模拟计算中,往复式压缩机二级排气压力设定为 30.0 MPa,一级进气压力取值范围为 5.0~8.0 MPa,每隔 0.1 MPa 选取一个工况点,共 31 个工况点进行计算分析。分别对 3 个厂家的压缩机设备进行模拟计算,计算结果如图 6 和图 7 所示。

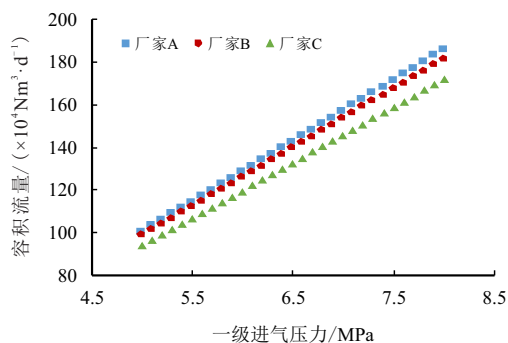


图 6 容积流量随一级进气压力变化情况

Fig. 6 The change of volume flow with first-stage suction pressure

图 6 展示了压缩机容积流量随一级进气压力的变化情况。从该图可以看出,随着一级进气压力的增加,容积流量逐渐增加。通过对压缩机容积流量的计算公式分析可知,在往复式压缩机其他工况参

数不变的情况下,压缩机的容积流量是由一级气缸的吸气量决定的。对于多级压缩机而言,当一级吸气压力提高时,各级压比都会下降。此时,一级压比减小,一级容积系数增大,使得压缩机的容积流量增大。

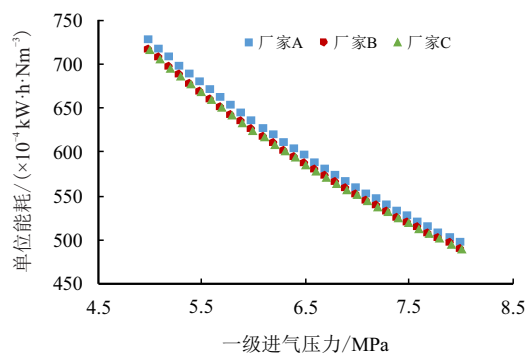


图7 单位能耗随一级进气压力变化情况

Fig. 7 The change of unit energy consumption with first-stage suction pressure

图7展示了压缩机单位能耗随一级进气压力的变化情况。从该图可以看出,随着一级进气压力的增加,压缩机组的单位能耗逐渐降低。这是由于一级进气压力增加过程中,压缩机轴功率也随之增加,但轴功率增加的速率低于容积流量,最终使得压缩机单位能耗随着一级入口压力的增加而降低。

4.3 末级排气压力对压缩机性能影响模拟计算

在末级排气压力对压缩机性能影响模拟计算中,压缩机一级进气压力设定为7.0 MPa,末级排气压力在20.0~34.5 MPa,每隔0.5 MPa选取一个工况点,共30个工况点进行计算。模拟计算结果如图8和图9所示。

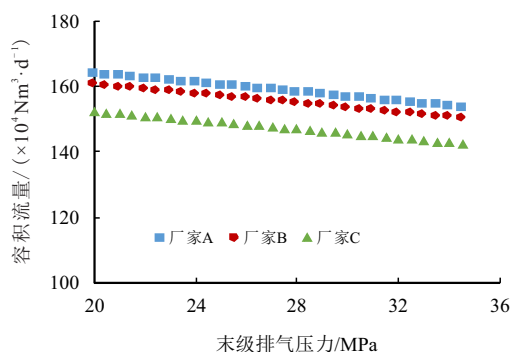


图8 容积流量随末级排气压力变化情况

Fig. 8 The change of volume flow with last-stage discharge pressure

图8展示了容积流量随末级排气压力的变化情况,从该图可以看出随着末级排气压力的升高,压缩机容积流量逐渐减小。这是因为末级排气压力的升高,导致压缩机各级压比增大,使得各级容积系

数减小。从容积流量计算公式可知,在压缩机转速和行程容积不变的情况下,容积系数减小将最终导致压缩机容积流量的减小。

图9展示了压缩机单位能耗随末级排气压力的变化情况。如图所示,压缩机单位能耗随末级排气压力的增加而大幅上升。这是由于末级排气压力的增加导致了各级压比的增加,由压缩机功率计算公式可知,压比的增加将直接导致压缩机轴功率的增加。与此同时,压缩机容积流量却在逐渐减小。由此便加剧了压缩机单位能耗的增加。

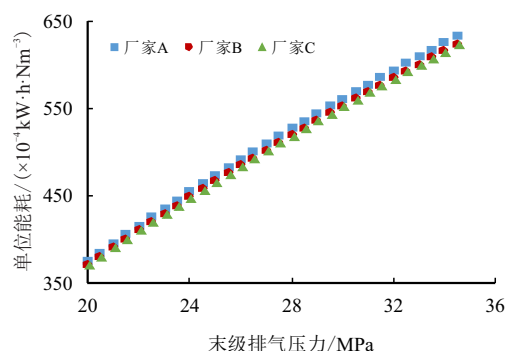


图9 单位能耗随末级排气压力变化情况

Fig. 9 The change of unit energy consumption with last-stage discharge pressure

4.4 一级进气温度对压缩机性能影响模拟计算

在一级进气温度对压缩机性能影响模拟计算中,设定天然气一级进气压力为7.0 MPa,二级排气压力为30.0 MPa,一级进气温度5~25℃,每隔1℃取一个点,共21个工况点进行计算。模拟计算结果如图10和图11所示。

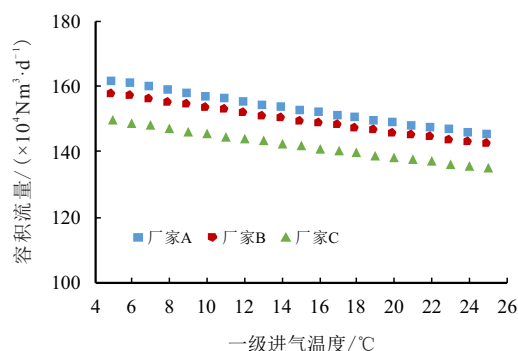


图10 容积流量随一级进气温度变化情况

Fig. 10 The change of volume flow with first-stage suction temperature

图10展示了压缩机容积流量随一级进气温度的变化情况,从该图可以看出,在进、排气压力一定的情况下,随着一级进气温度的增加,压缩机容积流量逐渐降低。这是因为在压缩机一级吸气量一定的情况下,进气温度升高,气体膨胀,一级气缸所吸

入气体质量减少,转换到标况条件下的容积流量也将随之减小。

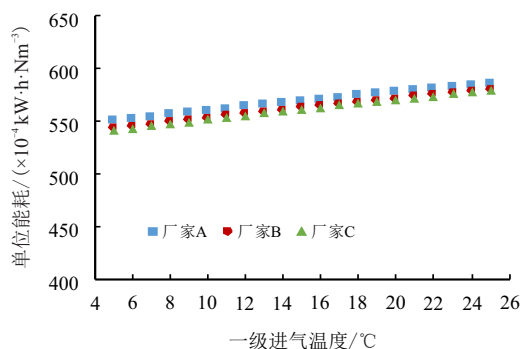


图 11 单位能耗随一级进气温度变化情况

Fig. 11 The change of unit energy consumption with first-stage suction temperature

如图 11 所示,压缩机单位能耗随着一级进气温度的增加而逐渐升高。这是因为随着一级进气温度的增加,压缩机所增压的气体质量减少,压缩机功率消耗逐渐降低,但是降低的幅度要低于压缩机容积流量。由此便导致了压缩机单位能耗的增加。

4.5 二级进气温度对压缩机性能影响模拟计算

在二级进气温度对压缩机性能影响模拟计算中,设定天然气一级吸气压力为 7.0 MPa,二级排气压力为 30 MPa,二级进气温度为 30~60 °C,每隔 1 °C 取一个点,共 31 个工况点进行计算。模拟计算结果如图 12 和图 13 所示。

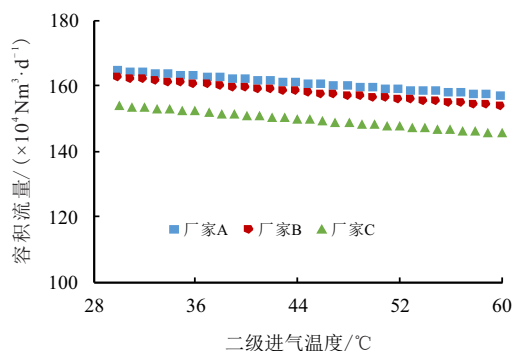


图 12 容积流量随二级进气温度变化情况

Fig. 12 The change of volume flow with second-stage suction temperature

图 12 展示了容积流量随二级进气温度的变化情况,从该图可以看出,在一级进气压力和末级排气压力保持不变的情况下,压缩机的容积流量随着二级进气温度的升高而降低。这是因为随着二级进气温度的提高,气体膨胀,吸入的气体质量就减少,导致容积流量的降低。

图 13 展示了单位能耗随二级进气温度的变化

情况。如图所示,压缩机的单位能耗随着二级进气温度的升高而逐渐增加。与一级进气温度相同,二级进气温度的增加使得压缩机功率消耗逐渐增加,但压缩机容积流量却不断降低,最终导致了单位能耗的增加。

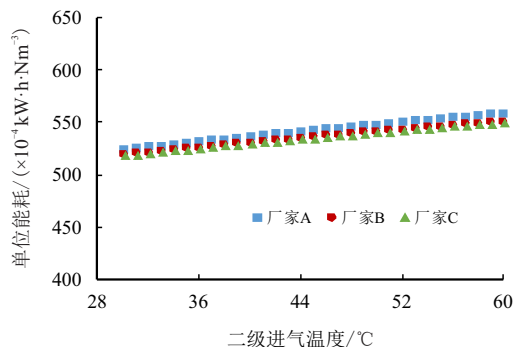


图 13 单位能耗随二级进气温度变化情况

Fig. 13 The change of unit energy consumption with second-stage suction temperature

5 增压系统性能优化研究

5.1 运行参数对压缩机性能影响程度研究

基于前面的工况参数对压缩机性能影响模拟计算,得到了压缩机性能随各工况参数的变化曲线。通过线性回归方法,可以求解出各曲线对应趋势方程的表达式。由于所得到的变化关系曲线与趋势方程吻合度较好。因此,选择趋势方程的斜率代表压缩机性能参数随工况参数的变化速率。变化速率为正说明两者呈正相关,反之为负相关。通过变化速率的绝对值大小可以近似表示工况参数对压缩机性能的影响程度。

容积流量随工况参数的变化速率如表 4 所示。从该表可以看出,容积流量随一级进气压力的变化速率为正值,即容积流量随一级进气压力的增加而增加。

容积流量随其余工况参数的变化速率都为负值,说明其余参数的增加都将导致容积流量的降低。此外,通过对各变化速率绝对值的大小比较可以看出,在工况参数都改变一个单位值的情况下,一级进气压力的变化对压缩机容积流量影响程度最大,即一级进气压力增加 1 MPa,容积流量增加 $27 \times 10^4 \text{ Nm}^3/\text{d}$ 左右。紧接着分别是一级进气温度、末级排气压力,影响程度最小的是二级进气温度。

单位能耗随工况参数的变化速率如表 5 所示。

表 4 容积流量随工况参数的变化速率

Tab. 4 The change rate of volumetric flow with operating parameters

厂家	容积流量随压力的变化速率/($\times 10^4 \text{ Nm}^3 \cdot \text{d} \cdot \text{MPa}^{-1}$)		容积流量随温度的变化速率/($\times 10^4 \text{ Nm}^3 \cdot \text{d} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)	
	一级进气压力	末级排气压力	一级进气温度	二级进气温度
A	28.511	-0.709 0	-0.824 4	-0.246 1
B	27.607	-0.719 1	-0.774 1	-0.290 3
C	26.127	-0.686 2	-0.728 8	-0.282 7

表 5 单位能耗随运行参数的变化速率

Tab. 5 The change rate of unit energy consumption with operating parameters

厂家	单位能耗随压力的变化速率/($\times 10^{-4} \text{ kW} \cdot \text{h} \cdot \text{Nm}^{-3} \cdot \text{MPa}^{-1}$)		单位能耗随温度的变化速率/($\times 10^{-4} \text{ kW} \cdot \text{h} \cdot \text{Nm}^{-3} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)	
	一级进气压力	末级排气压力	一级进气温度	二级进气温度
A	-76.282	17.700	1.762 4	1.161 6
B	-74.762	17.371	1.860 6	1.071 6
C	-74.484	17.316	1.874 0	1.058 4

从表 5 可以看出,单位能耗随一级进气压力的变化速率为负值,即单位能耗随一级进气压力的增加而降低。对于其余工况参数,压缩机单位能耗的变化速率都为正值。

此外,在工况参数都改变一个单位值的情况下,一级进气压力对单位能耗的影响程度最高,即一级进气压力增加 1 MPa,单位能耗降低 $75 \text{ kW} \cdot \text{h}/(\times 10^4 \text{ Nm}^3)$ 左右。其次分别是末级排气压力和一级进气温度,影响程度最小的是二级进气温度。因此,在压缩机运行过程中,想要调整单位能耗,首先可考虑调整一级进气压力。

5.2 增压系统运行优化措施

根据前文所开展的相同工况下各厂家压缩机性能对比模拟计算和工况参数变化对压缩机性能影响模拟计算,了解了不同厂家压缩机的性能差异和各工况参数对压缩机容积流量和单位能耗的影响情况。接下来将根据分析结果提出一些相应的压缩机能耗优化措施。

5.2.1 压缩机开机方案优化措施

由相同工况下各厂家压缩机性能对比模拟计算可知,在所选择的 3 种模拟工况中,厂家 A 压缩机具有最高的排气量和单位能耗,厂家 B 次之,厂家 C 最小。因此,在运行过程中,如果想要减少压缩机开机数,可以考虑多运行厂家 A 压缩机设备;想要减少增压系统能耗,可以考虑多运行厂家 C 压缩机设备。

5.2.2 压缩机工况参数优化措施

由压缩机性能模拟计算可知,随着一级进气压

力的升高,压缩机容积流量升高,单位能耗逐渐降低。因此,对于储气库注采站的进站过滤和分离工艺,应采用高效的过滤设备,并定期对过滤设备进行除灰除垢,减小设备的过程阻力,提高压缩机进气压力,降低增压系统单位能耗。通过压缩机二级进气温度对压缩机能耗单耗的影响分析知道,二级进气温度越低,压缩机能耗单耗越低。可以采用降低冷却水入口温度、提高冷却水流量等方式降低二级进气温度,使得压缩过程趋于等温压缩。

6 结 论

(1) 基于往复式压缩机热力复算原理,构建了文 23 储气库增压系统往复式压缩机性能模拟计算模型和程序。基于所开发的压缩机性能模拟计算程序,开展相同工况下各厂家压缩机性能对比模拟计算和工况参数变化对压缩机性能影响模拟计算。

(2) 通过模拟计算发现相同工况下厂家 A 压缩机具有最高的容积流量和单位能耗,厂家 B 次之,厂家 C 最小。此外,在参数变化对压缩机性能影响模拟计算中,一级进气压力升高 1 MPa 将导致容积流量升高 $27.0 \times 10^4 \text{ Nm}^3/\text{d}$ 和单位能耗降低 $75 \text{ kW} \cdot \text{h}/(\times 10^4 \text{ Nm}^3)$,末级排气压力升高 1 MPa 将导致容积流量降低 $0.7 \times 10^4 \text{ Nm}^3/\text{d}$ 和单位能耗升高 $17 \text{ kW} \cdot \text{h}/(\times 10^4 \text{ Nm}^3)$,一级和二级进气温度的升高则都将导致容积流量的小幅度降低和单位能耗的小幅度升高。

(3) 根据所获得的压缩机性能模拟计算结果,

结合文 23 储气库运行实际,本文提出了诸如多运行厂家 C 压缩机设备以减少增压系统能耗、减小过滤设备过程阻力以提高一级进气压力、提高中间冷却器换热效果以降低二级进气温度等运行优化措施。最后,本文所获得的储气库增压系统性能模拟结果和优化措施可为储气库运营部门的增压系统运行方案规划和日常操作提供一定的指导意义,从而使得储气库注气工艺水平更加高效和经济。

符号说明

V_{hj} —压缩机第 j 级的行程容积, m^3 ;
 D_j —压缩机第 j 级的活塞直径, m ;
 d_j —压缩机第 j 级的活塞杆直径, m ;
 S_j —压缩机第 j 级的活塞行程, m ;
 z —压缩机第 z 级;
 ε —压缩机总压比, 无因次;
 p_d —出口压力, MPa ;
 ε_z —压缩机第 z 级的总压比, 无因次;
 $p_{s1}, p_{s2}, \dots, p_{sz}$ —压缩机第 1 级, 第 2 级, $\dots$, 第 z 级的进气压力, MPa ;
 K —绝热指数, 无因次;
 r_i —混合气体中第 i 组分的摩尔分数, 无因次;
 K_i —混合气体中第 i 组分的绝热指数, 无因次;
 m —膨胀过程指数, 无因次;
 Z —气体压缩因子, 无因次;
 R —气体普适常数, $R = 8.314 \text{ J}/(\text{K}\cdot\text{mol})$;
 T —温度, K ;
 $A_1 \sim A_{11}$ —方程的 11 个系数, 无因次;
 ρ —天然气密度, kmol/m^3 ;
 p —压力, Pa ;
 q_v —压缩机容积流量, mm^3/min ;
 V_{hj} —压缩机第 j 级的行程容积, m^3 ;
 λ_{vj} —压缩机第 j 级的容积系数, 无因次;
 λ_{pj} —压缩机第 j 级的压力系数, 无因次;
 λ_{tj} —压缩机第 j 级的温度系数, 无因次;
 λ_{Lj} —压缩机第 j 级的泄漏系数, 无因次;
 $\lambda_{\phi j}$ —压缩机第 j 级的析水系数, 无因次;
 λ_{cj} —压缩机第 j 级的净化系数, 无因次;
 p_{sj} —压缩机第 j 级的进气压力, MPa ;
 T_{sj} —压缩机第 j 级的进气温度, K ;
 n —压缩机转速, r/min ;
 α_j —第 j 级的相对余隙容积, 无因次;
 Z_{sj} —第 j 级的进气压缩因子, 无因次;
 Z_{dj} —第 j 级的排气压缩因子, 无因次;
 m_j —第 j 级的压缩过程膨胀指数, 无因次;
 p_s —名义进气压力, MPa ;
 p_s' —实际进气压力, MPa ;
 Δp_{sj} —第 j 级的进气压力损失, MPa ;

p_{sj} —第 j 级的名义进气压力, MPa ;
 p_{sj}' —第 j 级的实际进气压力, MPa ;
 T_s —名义进气温度, K ;
 T_s' —实际进气温度, K ;
 v_{jk} —第 j 级中气阀、活塞环和填函等各部分的相对泄漏量, 无因次;
 φ_j —第 j 级的吸入气体的相对湿度, 无因次;
 p_{svpj} —第 j 级的进气温度下的饱和水蒸汽压力, MPa ;
 Σq_{cj} —第 j 级前所有净化掉的容积(折算到第一级进气状态)的总和, m^3/min ;
 q_{vj} —第 j 级的容积流量, m^3/min ;
 C_j —第 j 级气缸的工况常数, 无因次;
 $C_{\min}$ —最小工况常数, 无因次;
 $C_{\max}$ —最大工况常数, 无因次;
 B —精度系数, 无因次;
 $N_{\text{ind}j}$ —压缩机第 j 级的指示功率, kW ;
 δ_{sj} —压缩机第 j 级进气相对压力损失;
 δ_{0j} —压缩机第 j 级总的相对压力损失;
 N_s —压缩机的轴功率, kW ;
 η_m —压缩机的效率, %。

参考文献

- [1] 周学深. 有效的天然气调峰储气技术——地下储气库[J]. 天然气工业, 2013, 33(10): 95–99. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2013.10.016
 ZHOU Xueshen. An effective means of natural gas peak-shaving and storage technologies: Underground gas storage[J]. Natural Gas Industry, 2013, 33(10): 95–99. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2013.10.016
- [2] 郑得文, 赵堂玉, 张刚雄, 等. 欧美地下储气库运营管理模式启示[J]. 天然气工业, 2015, 35(11): 97–101. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2015.11.015
 ZHENG Dewen, ZHAO Tangyu, ZHANG Gangxiong, et al. Enlightenment from European and American UGS operation management modes[J]. Natural Gas Industry, 2015, 35(11): 97–101. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2015.11.015
- [3] 丁国生, 李春, 王皆明, 等. 中国地下储气库现状及技术发展方向[J]. 天然气工业, 2015, 35(11): 107–112. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2015.11.017
 DING Guosheng, LI Chun, WANG Jieming, et al. The status quo and technical development direction of underground gas storages in China[J]. Natural Gas Industry, 2015, 35(11): 107–112. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2015.11.017
- [4] 丁国生, 谢萍. 中国地下储气库现状与发展展望[J]. 天然气工业, 2006, 26(6): 111–113. doi: 10.3321/j.issn:1000-0976.2006.06.036

- DING Guosheng, XIE Ping. Current situation and prospect of Chinese underground natural gas storage[J]. Natural Gas Industry, 2006, 26(6): 111–113. doi: 10.3321/j.issn:1000-0976.2006.06.036
- [5] 丁国生. 中国地下储气库的需求与挑战[J]. 天然气工业, 2011, 31(12): 90–93. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2011.12.016
- DING Guosheng. Demand and challenge of underground gas storage in China[J]. Natural Gas Industry, 2011, 31(12): 90–93. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2011.12.016
- [6] 朱力洋,熊波,王志军,等. 天然气压差发电技术在地下储气库的应用[J]. 天然气工业, 2021, 41(3): 142–146. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2021.03.017
- ZHU Liyang, XIONG Bo, WANG Zhijun, et al. Application of natural gas pressure differential power generation technology in underground gas storages[J]. Natural Gas Industry, 2021, 41(3): 142–146. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2021.03.017
- [7] 曾大乾,张俊法,张广权,等. 中石化地下储气库建库关键技术研究进展[J]. 天然气工业, 2020, 40(6): 115–123. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2020.06.012
- ZENG Daqian, ZHANG Junfa, ZHANG Guangquan, et al. Research progress of Sinopec's key underground gas storage construction technologies[J]. Natural Gas Industry, 2020, 40(6): 115–123. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2020.06.012
- [8] 王文权. 盐穴地下储气库产业链增值增效技术思路[J]. 天然气工业, 2021, 41(3): 127–132. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2021.03.015
- WANG Wenquan. Technical ideas of value and efficiency increase for salt-cavern underground gas storage industry chain[J]. Natural Gas Industry, 2021, 41(3): 127–132. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2021.03.015
- [9] 曾大乾,张广权,张俊法,等. 中石化地下储气库建设成就与发展展望[J]. 天然气工业, 2021, 41(9): 125–134. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2021.09.013
- ZENG Daqian, ZHANG Guangquan, ZHANG Junfa, et al. Sinopec's UGS construction achievement and development prospect[J]. Natural Gas Industry, 2021, 41(9): 125–134. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2021.09.013
- [10] 文雯. 文96储气库注采站地面工艺能效评价技术研究[D]. 成都: 西南石油大学, 2015.
- WEN Wen. Technical research on the surface process energy efficiency evaluation of Wen96 gas storage injection and production station[D]. Chengdu: Southwest Petroleum University, 2015.
- [11] 陈家新,谭羽非. 水驱气藏型地下储气库注气过程优化方案[J]. 油气储运, 2002, 21(6): 7–10. doi: 10.3969/j.issn.1000-8241-D.2002.06.003
- CHEN Jiaxin, TAN Yufei. Determination of optimal running scheme about injection process of the natural gas storage reservoirs[J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2002, 21(6): 7–10. doi: 10.3969/j.issn.1000-8241-D.2002.06.003
- [12] 杨颖,李世兵,陈子玮,等. 电驱式压缩机在地下储气库注气期经济运行的优化方案[J]. 天然气勘探与开发, 2017, 40(3): 102–106. doi: 10.12055/gaskk.issn.1673-3177.2017.03.016
- YANG Ying, LI Shibing, CHEN Ziwei, et al. Optimization measures to maintain economical operation of electrically driven compressor during gas injection in underground gas storage[J]. Natural Gas Exploration and Development, 2017, 40(3): 102–106. doi: 10.12055/gaskk.issn.1673-3177.2017.03.016
- [13] 刘佳宁,刘得军,钱步仁,等. 基于NSGA_II的地下储气库注气节能优化运营研究[J]. 天然气工业, 2017, 37(1): 160–166. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2017.01.021
- LIU Jianing, LIU Dejun, QIAN Buren, et al. Optimization of energy-saving operation in underground gas storage injection based on NSGA_II[J]. Natural Gas Industry, 2017, 37(1): 160–166. doi: 10.3787/j.issn.1000-0976.2017.01.021
- [14] 刘子晓,梁伟. 气体参数对燃驱压缩机效率影响的对比分析与预测[J]. 北京石油化工学院学报, 2017, 25(4): 59–64. doi: 10.12053/j.issn.1008-2565.2017.04.011
- LIU Zixiao, LIANG Wei. Comparative analysis and prediction of the effect of gas parameters on the efficiency of gas-driven compressor[J]. Journal of Beijing Institute of Petro-Chemical Technology, 2017, 25(4): 59–64. doi: 10.12053/j.issn.1008-2565.2017.04.011
- [15] 李强. 相国寺储气库压缩机组安全运行探讨[J]. 石油管材与仪器, 2019, 5(2): 69–71. doi: 10.19459/j.cnki.61-1500/te.2019.02.017
- LI Qiang. Safe operation of Xiangguosi gas storage compressor unit[J]. Petroleum Instruments, 2019, 5(2): 69–71. doi: 10.19459/j.cnki.61-1500/te.2019.02.017
- [16] 李新刚. 文23储气库工程设计理论与可行性分析[D]. 济南: 山东大学, 2018.
- LI Xingang. Design theory and feasibility analysis of Wen 23 gas storage project[D]. Ji'nan: Shandong University, 2018.
- [17] 屈宗长. 往复式压缩机原理[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2019.
- QU Zongchang. Principle of reciprocating compressor[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2019.
- [18] 李锦龙,冯乐军,宫兰华,等. 基于复算性热、动力计算

- 的往复式压缩机参数分析[J]. 石油化工设备, 2012, 41(5): 81–85. doi: 10.3969/j.issn.1000-7466.2012.05.-020
- LI Jinlong, FENG Lejun, GONG Lanhua, et al. Parameters analysis and optimization for reciprocating compressors based on checking thermodynamic and danamic calculations[J]. Petro-chemical Equipment, 2012, 41(5): 81–85. doi: 10.3969/j.issn.1000-7466.2012.05.020
- [19] 吕玉坤, 王佳文, 王晶. 往复式压缩机热力计算程序开发[J]. 中国科技信息, 2019(19): 90–91. doi: 10.3969/j.issn.1001-8972.2019.19.037
- LÜ Yukun, WANG Jiawen, WANG Jing. Development of thermodynamic calculation program for reciprocating compressor[J]. China Science and Technology Information, 2019(19): 90–91. doi: 10.3969/j.issn.1001-8972.2019.19.037
- [20] 邵建新, 刘云虎, 张子英, 等. 空气绝热指数的计算[J]. 科学技术与工程, 2009, 9(3): 673–674. doi: 10.3969/j.issn.1671-1815.2009.03.033
- SHAO Jianxin, LIU Yunhu, ZHANG Ziying, et al. Calculation of the adiabatic exponent of the diverse mixed ideal gas[J]. Science Technology and Engineering, 2009, 9(3): 673–674. doi: 10.3969/j.issn.1671-1815.2009.03.033
- [21] 吴玉国, 陈保东. BWRS 方程在天然气物性计算中的应用[J]. 油气储运, 2003, 22(10): 16–21. doi: 10.3969/j.issn.1000-8241-D.2003.10.004
- WU Yuguo, CHEN Baodong. The application of BWRS equation in calculating the thermo-physical properties of natural gas[J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2003, 22(10): 16–21. doi: 10.3969/j.issn.1000-8241-D-2003.10.004
- [22] 苑伟民, 贺三, 袁宗明, 等. 求解 BWRS 方程中压缩因子的数值方法[J]. 管道技术与设备, 2009(3): 14–16. doi: 10.3969/j.issn.1004-9614.2009.03.005
- YUAN Weimin, HE San, YUAN Zongming, et al. Numerical methods of using BWRS equation of state in calculating compressibility factor of natural gas[J]. Pipeline Technology and Equipment, 2009(3): 14–16. doi: 10.3969/j.issn.1004-9614.2009.03.005
- [23] 王啸. 大型往复式压缩机系统数字化设计技术研究[D]. 上海: 华东理工大学, 2013.
- WANG Xiao. The digitalized designing research of reciprocating compressor system[D]. Shanghai: East China University of Science and Technology, 2013.
- [24] 黄中华, 曹跃. 基于 MATLAB 的多列往复式压缩机热力计算程序开发[J]. 湖南工程学院学报(自然科学版), 2015, 25(3): 23–26.
- HUANG Zhonghua, CAO Yue. Multistage reciprocating compressor thermodynamic calculation software development based on MATLAB[J]. Journal of Hunan Institute of Engineering (Natural Science Edition), 2015, 25(3): 23–26.

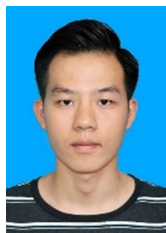
作者简介



孙建华, 1971 年生, 女, 汉族, 河南濮阳人, 高级工程师, 硕士, 主要从事储气库建设与运行工作。E-mail: jianhuasun5555@126.com



周 军, 1987 年生, 男, 汉族, 四川德阳人, 副教授, 博士, 主要从事油气储运系统和综合能源系统优化研究工作。E-mail: zhou-junswpu@163.com



彭井宏, 1995 年生, 男, 土家族, 重庆秀山人, 博士, 主要从事天然气管网和储气库运行优化研究工作。E-mail: pjhx1995@163.com



肖 瑶, 1996 年生, 女, 汉族, 四川南充人, 硕士, 主要从事储气库地面工艺能耗分析研究工作。E-mail: 1070307578@qq.com

编辑: 王旭东

编辑部网址: <http://zk.swpuxb.com>