

引用格式: 魏欢, 汪海蛟, 冯健美, 等. 新型密相CO₂增压系统可行性分析[J]. 世界石油工业, 2025, 32(3): 122-131.

WEI Huan, WANG Haijiao, FENG Jianmei, et al. Feasibility analysis of new dense-phase carbon dioxide pressurization system[J]. World Petroleum Industry, 2025, 32(3): 122-131.

新型密相CO₂增压系统可行性分析

魏欢, 汪海蛟, 冯健美, 彭学院

(西安交通大学能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049)

摘要: 为了解决CO₂到达注入站时处于临界温度附近, 注入泵工作性能降低甚至无法工作这一问题, 研发了一种新的密相CO₂增压系统, 该系统由增压泵、膨胀机、射流泵等部件组成。采用理论分析的方法验证了系统的可行性, 建立了该系统的热力学模型, 调用REFPROP进行物性状态计算, 并以分流率为指标, 分析关键参数对分流率的影响规律; 利用最小二乘法拟合注入泵进口参数与分流率的函数关系; 利用获得的最佳分流率进行了年度总经济成本分析与环境性分析。研究表明: 新型密相CO₂增压系统中, 分流部分管道CO₂来流进入膨胀机做功进而驱动注入泵工作, 不再需要额外增加电力输入。结论认为: ①在管道来流压力、温度、膨胀比、泵进口温度等参数中, 管道来流压力对分流率影响最大; ②当管道来流压力在8~10 MPa时, 存在着最佳分流率, 约为55.5%, 使得膨胀机既可以满足动力供应需求又可以提供充足冷量; ③随着运营时间的增加, 新系统逐渐具有优势, 当运营期为30 a时, 新型增压系统可以节省60%的资金投入; ④新系统在最佳分流率运行时每小时可减少980 kgCO₂排放量。

关键词: 密相CO₂; 膨胀机; 注入泵; 分流率; 热力学分析; 经济性分析

中图分类号: TE357.7

文献标识码: A

文章编号: 1006-0030(2025)03-0122-01 **DOI:** 10.20114/j.issn.1006-0030.20241125001

Feasibility analysis of new dense-phase carbon dioxide pressurization system

WEI Huan, WANG Haijiao, FENG Jianmei, PENG Xueyuan

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, Shaanxi 710049, China)

Abstract: To address the issue where carbon dioxide reaches the injection station near its critical temperature, leading to reduced performance or even failure of the injection pump. A novel dense-phase carbon dioxide pressurization system is proposed, which is composed of a booster pump, an expander, a jet pump, and other components. The feasibility of the system was verified through theoretical analysis. Firstly, a thermodynamic model of the system was established, and REFPROP was utilized to calculate the physical states. The influence of key parameters on the split ratio was analyzed using the split ratio as an indicator. Subsequently, the least squares method was employed to fit the functional relationship between the inlet parameters of injection pump and the split ratio. Finally, the annual total economic cost analysis and environmental analysis were carried out by using the obtained optimal split rate. The research results indicate that in the new dense-phase carbon dioxide pressurization system, a portion of the pipeline carbon dioxide flow is diverted to the expander to perform work, thereby driving the injection pump without the need for additional electrical input. It is concluded that among the parameters such as pipeline inlet pressure, temperature, expansion ratio, and pump inlet temperature, the pipeline inlet pressure has the greatest impact on the split ratio. When the pipeline inlet pressure is between 8 to 10 MPa, there is an optimal split ratio of approximately 55.5%, which allows the expander to meet both the power supply demand and provide sufficient cooling capacity. As the operational time increases, the new system gradually demonstrates its advantages. When the operational period reaches 30 years, the new pressurization system can save 60% of capital investment. Additionally, the new system can reduce carbon dioxide emissions by 980 kg per hour when operating at the optimal split ratio.

Keywords: dense-phase carbon dioxide; expander; injection pump; diversion rate; thermodynamic analysis; economic analysis

收稿日期: 2024-11-25 修回日期: 2025-03-17

基金项目: 国家自然科学基金面上项目“气流-油滴群-油膜共生生态下壁面浸润性对油滴撞壁分离影响机制”(51976154)

第一作者: 魏欢(1995—), 男, 博士研究生, 主要从事碳捕集、利用封存流程设计及分析方面的研究工作。

E-mail: wei_huan@stu.xjtu.edu.cn

通信作者: 冯健美(1976—), 女, 教授, 博士, 主要从事压缩机及其系统内部流动传热机理与关键技术研究工作。

E-mail: jmfeng@mail.xjtu.edu.cn

0 引言

碳捕集、利用与封存 (Carbon Capture, Utilization and Storage, CCUS) 是目前大规模减排的途径之一, 也是应对全球气候变化的关键技术之一^[1-2]。CO₂驱采油则是CCUS技术中利用和封存相结合的典型工程。CO₂驱采油也是目前研究最早, 应用最广的减排手段, 大量的研究表明, 致密油藏注CO₂可以增产5%~20%^[3-6]。目前的大规模的碳捕集驱采油流程^[7], 是将CO₂通过化学吸收、物理吸附或膜分离等方式进行捕集, 捕集后的CO₂经过压缩站增压至超临界/密相状态, 而后通过管道输送至井口附近的注入站。在注入站内通过CO₂注入泵进一步增压后注入井内进行驱油。原油开采后CO₂一部分留存在地下, 一部分跟随原油至地面后分离回注。在整个过程中, CO₂增压部件不可或缺, 不仅在碳捕集后的压缩站发挥着重要作用, 在井前注入站中也是核心部件。然而, 二处也是碳捕集驱采油过程中能耗较高的两个位置, 本文聚焦于注入站中CO₂增压系统。

管道运输至注入站的CO₂温度范围宽且处于临界温度附近, 使得密相注入泵工作性能较低甚至无法工作。本文详细分析当前站内CO₂注入泵面临的难题, 研发出一种新型的注入站用密相CO₂增压系统, 为验证系统的可行性, 对该系统进行热力学分析、经济性分析与环境收益分析, 以期在实际工程应用提供了一种新的参考方案。

1 系统介绍

CO₂注入方式受前端运输方式的影响, 传统的碳捕集驱采油流程中, 注入站前端为槽车运输时, CO₂在槽罐内处于压力低于临界压力的液态, 使用喂液泵将储罐内的液态CO₂泵入高压柱塞泵内, 由柱塞泵完成CO₂液体增压注入^[8]。随着管道运输的发展, 到达注入站的CO₂压力较高, 目前的研究指出管输至注入站的CO₂处于超临界状态或密相状态^[9-10]。如图1所示, 密相状态即压力高于临界压力且温度低于临界温度的液态CO₂。对于密相CO₂的注入泵, 目前还没有成熟的设计方法及产品。国外由于CO₂运输流量大, 采用离心增压泵的场景较多^[12], Bergamini L等^[13]将卧式多级离心水泵改装成CO₂密相注入泵并进行了实验测试, 实验表明, 该泵对密相或超临界

状态的来流均可以增压输送, 但是来流CO₂为超临界状态时, 泵的出口压力会比增压密相CO₂时的出口压力低10 MPa。国内碳捕集的流量较小, 使用液体柱塞泵较多, 与离心泵相似, 柱塞泵在增压超临界CO₂时也存在出口压力不达标甚至无法正常工作的现象。这主要受CO₂急剧变化的物性的影响。当CO₂由密相跨过临界温度 (约31.1 °C) 变为超临界状态时, 密度迅速下降, 变为密相时的一半或更低 (见图2)。现有的液体CO₂注入泵均是以高密度值为基准进行设计开发, 密度降低后, 便无法正常工作。当管道CO₂温度略低于临界温度时, 此时的CO₂虽是密相状态, 但进入泵后增压会吸收热量变为超临界状态^[14], CO₂的密度黏度迅速降低, 这种情况更是会引起泵的空化现象。理论上, 在CO₂管道来流进入注入泵前可以增加一套制冷机组, 对CO₂管道来流进行冷却降温, 确保CO₂进入泵前为温度较低的密相状态来保证泵的正常工作的。但增加制冷机组不仅会增加设备投资成本和后期的运维成本, 也使得注入站的能耗显著增加。因此适配宽温度范围的密相CO₂增压技术的开发至关重要。遗憾的是, 目前的密相注入泵入口设计温度均低于25 °C, 超临界压缩机的入口设计温度高于40 °C, 当管道来流温度处于25~40 °C时, 尚无合适的设备实现CO₂的压力提升。

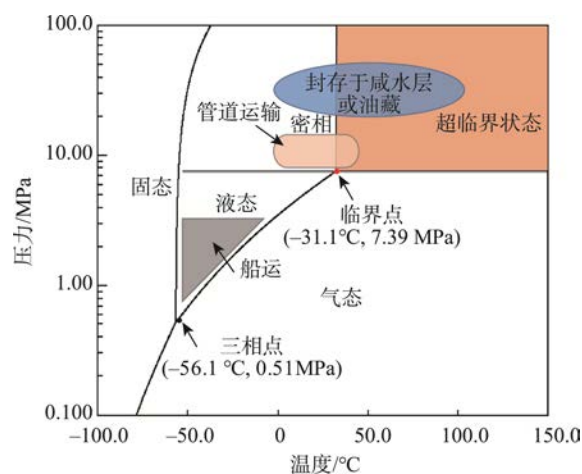


图1 CO₂的相态分布及在CCUS中应用范围^[11]

Fig.1 Phase distribution of CO₂ and its application in CCUS^[11]

新型适用于管道运输至注入站后CO₂的增压系统 (见图3)。该系统主要由密相CO₂注入泵、膨胀机、换热器、射流泵和阀门组件等组成。图4为CO₂

在各部件理想工作时状态的变化,管道运输的CO₂来流(见图4中状态点1)到达CO₂注入站后,通过安装支路管道,引出一定比例的CO₂来流进入膨胀机内做功。膨胀机的流量由进口前的控制阀进行调控,出口压力则通过膨胀机出口后的背压阀进行控制。CO₂支流在膨胀做功后,压力下降,温度降低,变为气液混合的CO₂冷流(见图4中状态点2)。随后CO₂冷流进入换热器内,与管道的主流CO₂相互换热,CO₂冷流吸收热量,液态CO₂逐渐气化,气液状态变为纯气态CO₂(见图4中状态点3),形成

CO₂气流,接通至射流泵的引射流入口。管道主流CO₂在换热器内吸收释放热量,温度降低,状态变为密相液态(见图4中状态点4)。密相CO₂进入注入泵中增压至高于注入压力的状态,增压后的高压CO₂液体(见图4中状态点5)作为工作流体通入射流泵中,图4状态点6~9是CO₂在射流泵内的状态变化,高压CO₂通过射流泵喷嘴后压力能迅速转化为动能,吸引CO₂气流进入射流泵中,气液两相的CO₂在混合室内充分混合,经过射流泵扩压段增压,获得满足注入压力的CO₂流。

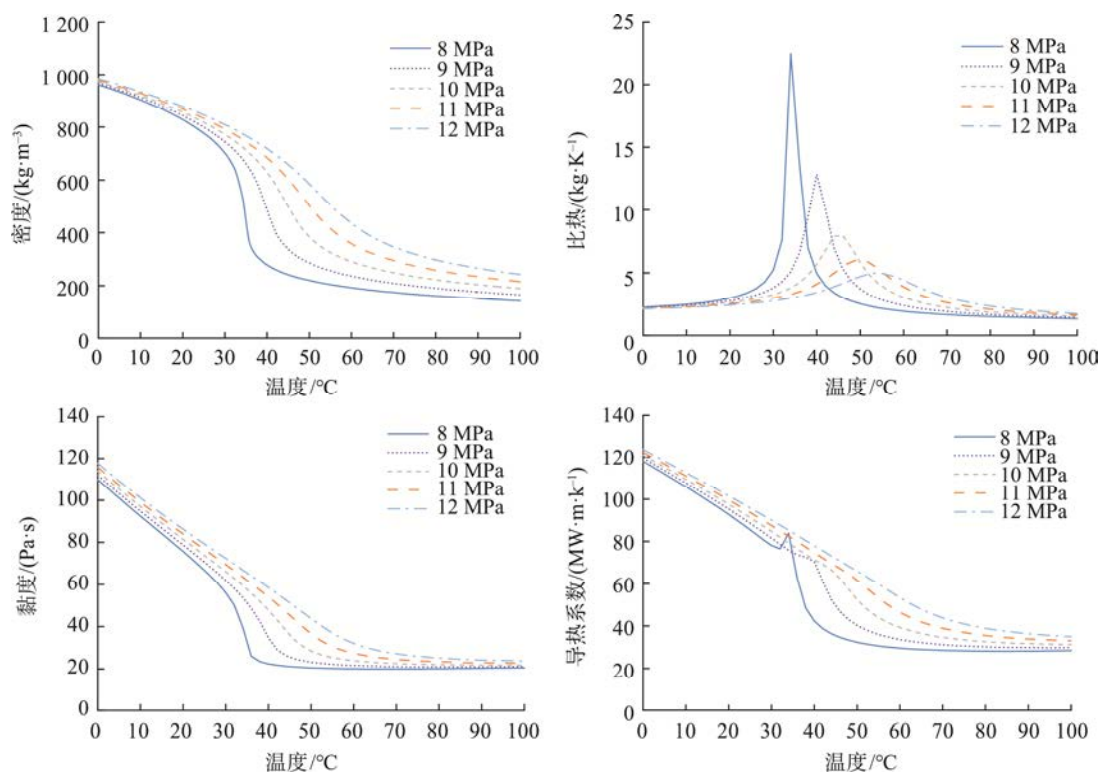


图2 CO₂物性参数随温度变化规律^[15]

Fig.2 Variation of CO₂ physical parameters with temperature^[15]

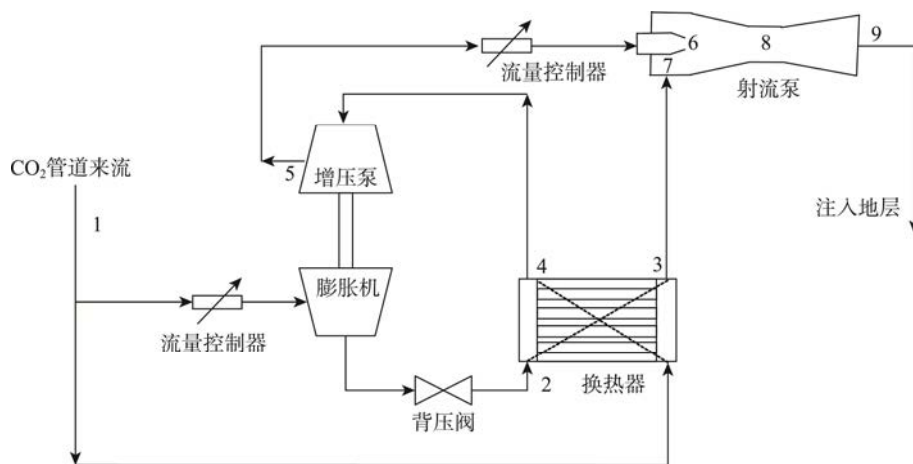


图3 新型密相CO₂增压系统

Fig.3 New dense-phase CO₂ pressurization system

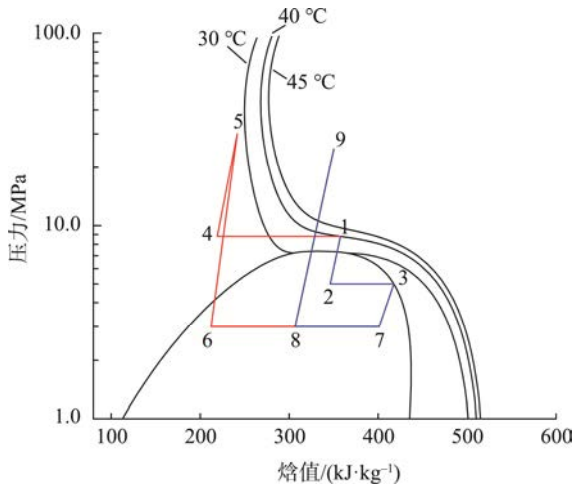


图4 密相CO₂增压系统理想工作过程
Fig.4 Ideal working process of dense phase CO₂ pressurization system

该系统使用管道来流中压力较高的CO₂膨胀做功驱动注入泵运行,不再使用额外的电能输入来驱动增压设备,同时增加射流泵对膨胀后的低压CO₂进行回收,避免了大量的碳排放。近年来,CO₂射流泵在制冷系统中多有应用,尤其是跨临界CO₂制冷系统中,射流泵的使用可以将制冷系统的性能提升约40%^[16-17],早在1995年,Cattadori等^[18]实验研究了气液两相喷射泵,利用压力为2.5~8.7 MPa的工作流体引射0.2 MPa的流体,通过喉部溢流调节,成功获得了压力高于工作流体压力10%的出口压力。因此通过对射流泵的结构合理设计^[19-20]可以利用高压液体CO₂提升低压气体CO₂的压力。

2 系统热力学模型

为验证注入站用新型密相CO₂增压系统的可行性,建立系统各部件的热力学模型、经济学模型及碳排放模型,进行了能效、经济、生态多方面的分析。

2.1 模型假设

为简化计算,假设:① 系统的运行达到了稳态;

- ② 忽略流量控制器、阀门等控制部件的压力损失;
- ③ 忽略换热器内的压力损失,且换热效率100%;
- ④ 忽略机械传动损失(即机械效率为100%)。

2.2 主要设备热力模型

泵的绝热效率 η_p 可以表示为

$$\eta_p = (h_{sp,out} - h_{p,in}) / (h_{p,out} - h_{p,in}) \quad (1)$$

式中: $h_{sp,out}$ 为泵绝热增压出口比焓值, kJ/kg; $h_{p,in}$ 为泵入口焓值, kJ/kg; $h_{p,out}$ 为泵实际增压出口焓值, kJ/kg。

泵的功耗为

$$W_{pump} = q_{m1} (p_{p,out} - p_{p,in}) / (\rho \eta_p) \quad (2)$$

式中: W_{pump} 为泵的功率, kW; q_{m1} 为泵的质量流量, kg/s; $p_{p,out}$ 为泵出口压力, Pa; $p_{p,in}$ 为泵入口压力, Pa; ρ 为泵内流体密度, kg/m³。

膨胀机的绝热效率模型为

$$\eta_e = (h_{e,out} - h_{e,in}) / (h_{se,out} - h_{e,in}) \quad (3)$$

式中: η_e 为膨胀机的绝热效率; $h_{e,out}$ 为膨胀机出口比焓值, kJ/kg; $h_{e,in}$ 为膨胀机入口比焓值, kJ/kg; $h_{se,out}$ 为膨胀机等熵出口比焓值, kJ/kg。

膨胀机的输出功 $W_{expander}$ 为

$$W_{expander} = q_{m2} (h_{se,out} - h_{e,in}) \eta_e \quad (4)$$

式中: $W_{expander}$ 为膨胀机的输出功, kW; q_{m2} 为膨胀机内流体的质量流量, kg/s。

换热器的换热量 Φ 用式(5)计算,即

$$\Phi = q_{m1} (h_{hot,out} - h_{hot,in}) = q_{m2} (h_{cold,out} - h_{cold,in}) \quad (5)$$

式中: $h_{hot,out}$ 为换热器内热端流体出口比焓值, kJ/kg; $h_{hot,in}$ 为换热器内热端流体入口比焓值, kJ/kg; $h_{cold,out}$ 为换热器内冷端流体出口比焓值, kJ/kg; $h_{cold,in}$ 为换热器内冷端流体入口比焓值, kJ/kg。

换热器热导 U 为

$$U = \frac{\Phi}{\Delta T_{lm}} \quad (6)$$

式中: ΔT_{lm} 为对数平均换热温差, K。

2.3 主要设备经济模型

本文使用年度总经济成本法^[21]对比传统注入站与所提出的注入站系统的经济效益,包括投资成本、运行成本和维护成本的多方面分析。

2.3.1 设备投资成本

泵的购置成本^[22]由功耗和效率决定

$$C_{pump} = 2014 W_{pump}^{0.71} \left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_p} \right) \quad (7)$$

式中: C_{pump} 为泵的购置成本, 元。

Carlson等^[23]拟合了膨胀机的成本模型

$$C_{expander} = 7790 W_{expander}^{0.6842} \quad (8)$$

式中: $C_{expander}$ 为泵的购置成本, 元。

换热器成本模型由Mecheri定义的“缩放参数”的幂函数^[24]确定为:

$$C_{\text{heat}} = aS^b f_T f_p \quad (9)$$

式中: C_{heat} 为换热器成本, 元; a 和 b 为经验系数, $a=200$, $b=1$; S 为部件的“缩放系数”(换热器为热导); f_T 和 f_p 分别为温度和压力的修正系数。Zhao^[25]给出 f_T 和 f_p 的计算方法为

$$f_T = \begin{cases} 1, & T_{\text{max}} < 673\text{K} \\ 5.32 - 0.023 \cdot 8T_{\text{max}} + 3 \times 10^{-5} T_{\text{max}}^2, & T_{\text{max}} \geq 673\text{K} \end{cases} \quad (10)$$

$$f_p = \begin{cases} 1, & p_{\text{max}} < 10 \text{ MPa} \\ 0.8 + 2 \cdot 000 p_{\text{max}}, & p_{\text{max}} \geq 10 \text{ MPa} \end{cases} \quad (11)$$

射流泵的成本 C_{eje} 没有明确的模型, 根据文献[26]的估算方法, 每台成本在 300×10^4 元左右。管道、阀门、控制系统等辅助部件成本 C_{bop} , 取主要设备成本的15%。

总体投资成本 C_{inv} 为

$$C_{\text{inv}} = C_{\text{pump}} + C_{\text{expander}} + C_{\text{heat}} + C_{\text{eje}} + C_{\text{bop}} \quad (12)$$

2.3.2 运行维护成本

运行成本 C_{op} 主要是电力投入, 工业用电按两部电价计算, 每月电费=基本电费+电度电费, 基本电费取 3×10^4 元, 电度电费平均单价为0.5元/kWh^[27]。

维护成本 C_{main} 设定为投资成本的1%。

2.3.3 年度总经济成本

年度总经济成本包括了开支与分期利息两部分, 并不是一成不变的, 随着运行年限的增加, 开支会逐年增加, 而利息则是逐渐减少。因此采用归一化的方法将变化的量级参数转换为等效的恒定年度费用。

归一化后分期投资的费用 CC 为

$$CC = C_{\text{inv}} CRF \quad (13)$$

其中, CRF 是资本回收系数^[21], 计算公式为

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (14)$$

式中: i 是年利率, 取12%^[28]; n 为系统运行年限。

归一化年度运行费用 OC 为

$$OC = C_{\text{op}} \frac{k(1-k^n)}{1-k} CRF \quad (15)$$

其中, k 为年度增长率^[29], 计算公式为

$$k = \frac{1+r}{1-i} \quad (16)$$

式中: r 为年度名义增长率, 取2.5%^[29]。

归一化维护用费 MC 为

$$MC = C_{\text{main}} \frac{k(1-k^n)}{1-k} CRF \quad (17)$$

归一化年度总经济成本为

$$C_{\text{all}} = CC + OC + MC \quad (18)$$

2.4 环境性分析模型

耗电设备的 CO_2 排放量^[30]可由式(19)计算

$$m_{\text{CO}_2} = \mu_{\text{CO}_2} W_{\text{pump}} \quad (19)$$

式中: m_{CO_2} 为 CO_2 排放量; μ_{CO_2} 为来自电网的电能的排放转换因子, 取0.968 kg/(kW·h)。

2021年6月25日, 中国开启全国统一碳交易市场, 并于7月16日上线交易, 首个履约周期碳排放配额累计成交量 1.79×10^8 t, 累计成交额 76.84×10^8 元, 成交均价42.85元/t, 履约完成率99.5%, 2022年以来, 碳交易价格围绕60元/t运行^[31]。

因此化石能源发电产生 CO_2 需要的成本 C_{CO_2} 为

$$C_{\text{CO}_2} = 60 m_{\text{CO}_2} \quad (20)$$

2.5 分流率模型

为方便对比说明, 本文定义一个参数分流率 x , 其物理意义是通过支流管道进入膨胀机做功的来流 CO_2 流量比例, 其函数关系为

$$x = \frac{q_{m2}}{q_m} \quad (21)$$

式中: q_m 为管道来流的总流量, $q_m = q_{m1} + q_{m2}$ 。

则进入增压泵增压的流量为

$$q_{m1} = q_m(1-x) \quad (22)$$

当膨胀机作为动力源时

$$q_m(1-x)(p_{p,\text{out}} - p_{p,\text{in}}) / (\rho \eta_p) = q_m x (h_{\text{se},\text{out}} - h_{\text{e},\text{in}}) \eta_e \quad (23)$$

当膨胀机作为冷量源时

$$q_m(1-x)(h_{\text{hot},\text{out}} - h_{\text{hot},\text{in}}) = q_m x (h_{\text{cold},\text{out}} - h_{\text{cold},\text{in}}) \quad (24)$$

本系统中, 管道主流流量和支流分流流量的匹配是本系统的关键, 通过理论分析确定支流的分流率, 或使其满足动力供应需求, 或使其满足冷量供给需求。

3 计算结果与分析

3.1 计算流程

系统的计算过程如图5所示, 根据管道来流的压力和温度状态, 获得其他热力参数值, 利用等熵

膨胀、换热和增压过程, 得到膨胀机与增压泵的进出口状态, 而后利用式 (23) 和 (24) 进行匹配计算获得分流率。计算中参考我国CO₂驱油和封存的压力^[32-33]设定增压泵出口压力 $p_{p,out}=30$ MPa。

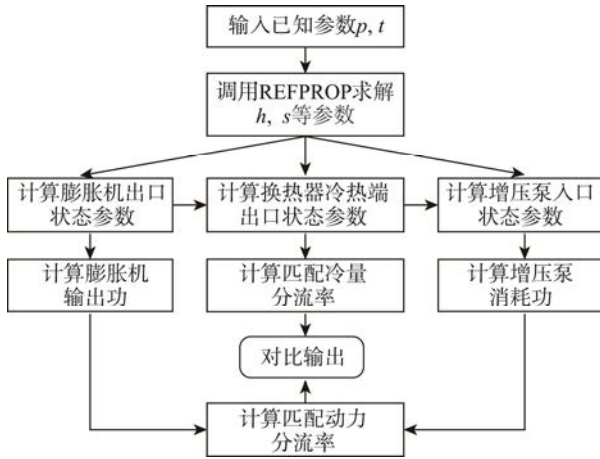


图5 系统的计算流程

Fig.5 Calculation process of system

首先对式 (23) 进行整理, 可以得到

$$x = \frac{(p_{p,out} - p_{p,in})}{(h_{se,out} - h_{e,in})\rho\eta_e\eta_p + (p_{p,out} - p_{p,in})} \quad (25)$$

由式 (25) 可以直观地看出, 注入泵和膨胀机的效率与分流率呈反比关系, 效率越高, 所需分流的管道来流CO₂流量就越少, 射流泵的负荷也会降低。因此开发高效的密相注入泵和膨胀机是非常必要的。

3.2 注入泵进口参数的影响

由于不考虑压力损失, 膨胀机与泵的进口压力的压力是相同的, 与管道运输的压力相同, 我国的管道设计压力为10~15 MPa, 国外的管道压力亦在15 MPa左右^[34], 考虑到经过长距离运输管道内压力会下降, 假设到达注入站的管道来流压力介于8~16 MPa、温度为40 °C的超临界流体。在换热器内依次将来流冷却至-20、-10、0、10、20 °C后通过泵增压后达到30 MPa, 最后进入射流泵作为工作流体吸引膨胀后的CO₂气流。在计算过程中泵和膨胀机的效率均为80%, 膨胀比设定为4。换热器热端出口温度与泵进口温度相同, 换热器冷端出口流体状态为干饱和和气体。

计算结果如图6所示。可以看出, 当膨胀机作为动力源时, 随着泵进口温度的增大, 所需分流率增大, 但是增幅不明显。而当泵的进口压力提高时, 所需分流率先增大后减小, 在压力高于11 MPa后, 所需分流率流入膨胀机做功的比例近似线性降低。在

8~11 MPa范围内, 分流率增加的主要原因是CO₂此时处于临界区, 物性变化极为剧烈, 如图2中所示, 温度为40 °C时, 每变化1 MPa, 焓值变化幅度巨大。当膨胀机作为辅助动力, 提供冷量时, 也可印证此点, 当压力从8 MPa增大到11 MPa, 所需分流比例迅速下降, 压力大于11 MPa时下降速度趋于平缓。与膨胀机作为动力源不同的是, 当泵进口的温度升高时, 这会降低了管道来流所需的冷量, 进而所需分流的CO₂流量减少。从图6中可以清晰地看到, 当进口压力在8~10 MPa之间时, 存在着一些状态, 通过分流55.5%左右的管道来流, 可以使得膨胀机既可作为动力源又能满足冷量需求。通过最小二乘法进行函数拟合, 获得了分流率与泵的进口压力和温度的关系为

$$x = A + Bp_{p,in} + Ct_{p,in} + Dp_{p,in}^2 + Et_{p,in}^2 \quad (26)$$

式中: $A=2.128\ 15$, $B=-0.281\ 17$, $C=-0.001\ 78$, $D=0.011\ 95$, $E=-4.174\ 03\times 10^{-6}$; $t_{p,in}$ 为泵入口温度, °C。

从系数的数值上可以看出, 分流率受压力的影响更大。

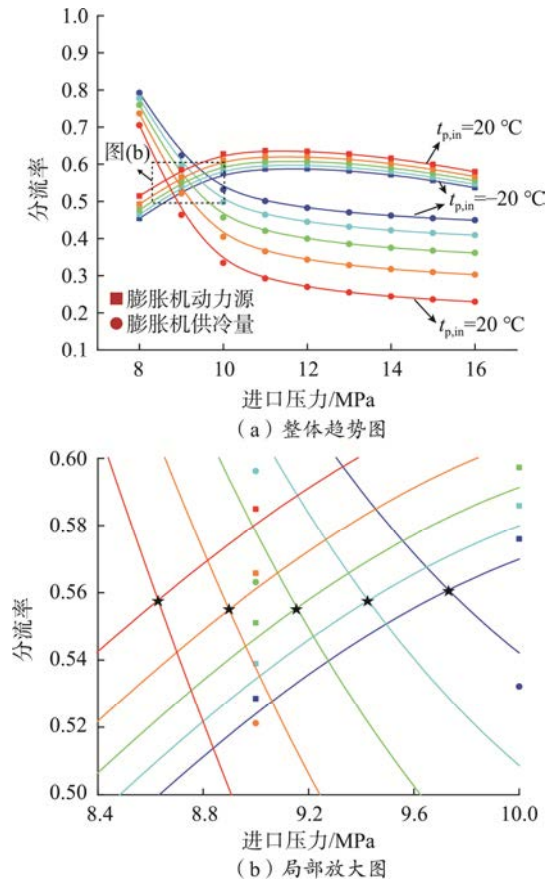


图6 注入泵入口参数对分流率的影响

Fig.6 Influence of inlet parameters of pump on diversion rate

3.3 膨胀比的影响

文献[35]中指出, 单级膨胀机的膨胀比一般为2~4, 最高可以达到7。当膨胀比大于7时, 需要进行多级膨胀。实际应用中, 膨胀比较大使得射流泵引射入口压力较低, 会增大射流泵的负荷, 给射流泵的设计带来挑战。本文研究的膨胀比介于2~6, 并将以下参数为定值, 泵入口压力10 MPa, 入口温度10 °C, 膨胀机入口压力10 MPa, 膨胀机入口温度40 °C。计算结果见图7a。随着膨胀比的增大, 膨胀机的分流率均下降。提高膨胀机的膨胀比, 有利于减少进入膨胀机内做功的管道来流流量。在膨胀机进口压力为9 MPa时, 存在着最佳分流率, 既能满足动力需求也可满足冷量供应。从曲线的趋势也可以推断出, 当进口压力为8 MPa时, 膨胀比小

于2时会有最佳分流率, 但是这会使得分流率过高, 无疑增大了被引射流体的流量, 增大了射流泵的负担。同样地在进口压力10 MPa时, 膨胀比大于6的某位置, 也存在着最佳分流率, 且分流率相对较低, 但是这会使得膨胀机的膨胀比较大, 单级膨胀难以实现, 需要两级或多级膨胀, 这不仅增大了技术难度, 也增加了预算成本等。

事实上, 有些膨胀机与泵类似, 通过管路系统便限制的出口压力。分析出口压力恒定时, 通过改变进口压力来改变膨胀比(见图7b)。值得注意的是, 当膨胀机入口压力介于8~9 MPa时, 不论出口压力何值, 都存在着最佳分流率, 分流率会随着膨胀机出口压力的攀升而上升。因此, 降低膨胀机出口压力是降低分流率一种方案。

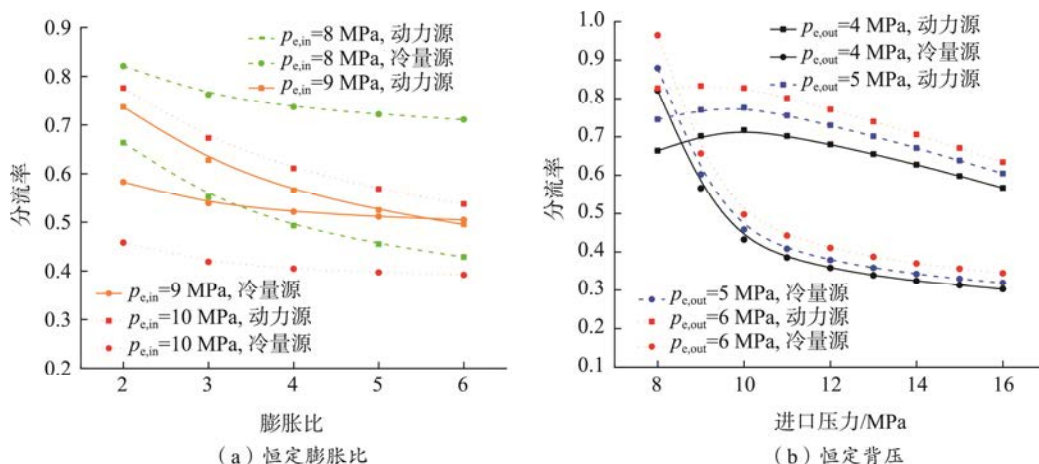


图7 膨胀比对分流率的影响
Fig.7 Effect of expansion ratio on diversion rate

3.4 来流温度的影响

来流温度会随着环境温度不断地变化, 增压泵在工作过程中会释放热量, 会使得注入站温度上升, 也会造成来流温度地升高。对于冬季来说, 来流温度通常在0 °C以下, 此时的CO₂处于密相状态, 可以直接使用电力驱动的密相泵增压。本文提出的系统旨在抛开电力驱动, 实现全天候的工作。在前边泵入口状态的影响中也可以看到, 泵入口温度越低, 分流率越低, 也就意味着能耗越少, 因此当来流流体处于密相状态时, 仍然可以冷却来流, 从而降低泵的功耗。在计算来流温度的影响时, 考虑到冬夏两季的气温特征, 取温度范围为-20~40 °C, 泵的入口压力为10 MPa, 对泵的入口温度

进行分段设置, 当来流温度大于10 °C时, 将来流冷却至10 °C入泵增压; 当来流小于10 °C时, 将来流降低5 °C, 以此保证泵在工作过程中介质始终处于密相状态。同样的, 换热器的冷端出口在来流温度大于10 °C时为干饱和气体, 来流温度小于10 °C时不再考虑膨胀机作为冷量源的作用, 仅考虑其作为动力源所需流量。

随着来流温度的提升, 分流率在各种进口压力和膨胀比下均是下降的, 在温度较低时(0 °C以下), 需要分流超过80%的CO₂才能满足动力需求, 说明膨胀机的热效应还是不容忽视的, 膨胀机在回收压力的同时, 对热能同样可以利用(见图8)。从分子的领域可以解释, 当温度较高时, 分子热运动比较

剧烈, 分子间动能较大, 膨胀机将分子间动能进行回收。事实上, 很多专家提出在管道运输过程中对管道进行定点加热, 有利于输送的效率, 故而到达注入站的CO₂来流温度不会太低, 最低会在0℃左右。因此, 在无需额外电力供应的情况下, 通过分流80%的CO₂来流量来获取动力也是可以接受的。

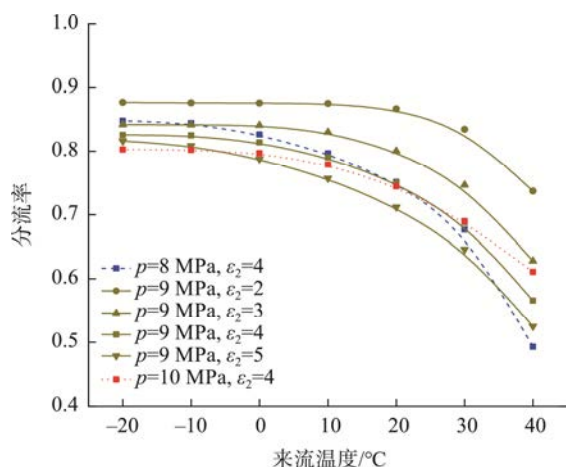


图8 管道来流温度对分流率的影响
Fig.8 Influence of pipe flow temperature on diversion rate

3.5 成本投入分析

在对传统的注入站设备和提出的新型密相CO₂增压系统的成本分析时, 以55.5%的最佳分流率作为分析工况点, 对标百万吨级碳捕集项目的CO₂注入量, 即CO₂流量 $q_m=32$ kg/s。传统的注入站只有注入泵一种高成本设备, 总投资成本为注入泵设备及辅助部件投资、运行电力投入与维护成本之和, 本文提出的增压系统的使用膨胀机作为动力源, 无需额外电力投入, 总投资成本由膨胀机、增压泵等设备及辅助部件的各成本叠加而成。计算结果如图9所示, 原系统设备投资成本远低于本文提出的新型密相CO₂增压系统的设备投入成本, 随着运行时间的增加, 原系统的电力投入成本逐渐增加, 当运行年限超过11 a时, 新系统展现出经济优势。运行时间为15 a时, 本文提出的新系统可以节省26%的年度总经济成本; 当运营期为30 a时, 本文提出的新型增压系统的成本投入远低于原注入方案的成本投入。从数值上看, 新系统的年度总经济成本约为传统方案的40%, 这也就意味着会新系统可以节省约60%的成本投入。

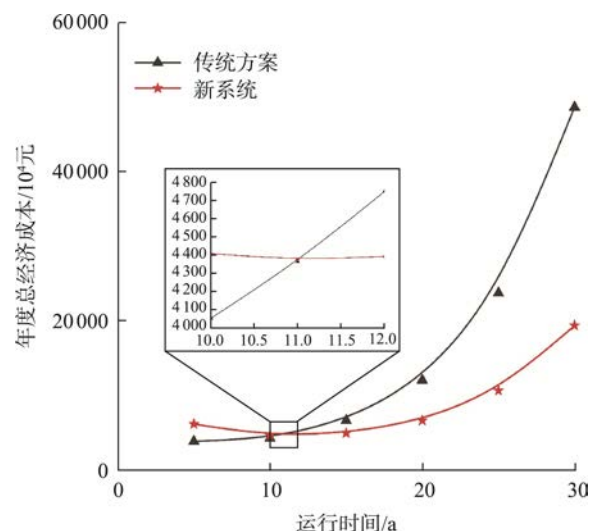


图9 新老系统运行年限的经济性对比
Fig.9 Economic comparison of operating years of new and old systems

3.6 碳减排贡献结果

传统的注入站使用CO₂注入泵工作, 泵的动力源为电力驱动, 目前仅有化石能源发电相对稳定, 可以为泵连续工作提供电力。而化石能源发电无疑会造成大量碳排放。本文提出的新系统中增压注入泵依靠膨胀机驱动, 无须额外电力供应, 因此不存在化石能源发电而造成的碳排放。对标百万吨级碳捕集项目, 如直接使用增压注入泵进行注入, 则泵每工作一小时会产生约980 kg的碳排放量, 按300 d/a工作, 每日运行12 h计算, 则泵运行一年的用电量造成的CO₂排放量为3 500 t, 增加碳交易成本约 21×10^4 元。

4 结论

(1) 注入站用新型密相CO₂增压系统, 通过分流部分管道CO₂来流进入膨胀机做功, 进而驱动增压泵工作, 膨胀后的CO₂与主流中的CO₂进行热量交换, 而后通过引射泵回收低压CO₂, 该方案不仅无需额外增加电力输入, 也避免了CO₂向大气的排放。

(2) 当管道来流压力在8~10 MPa时, 存在着最佳分流率, 大约55.5%, 使得膨胀机既可以满足动力供应需求又可以提供充足冷量。

(3) 降低分流率的方案很多, 提升泵或膨胀机的效率, 提升膨胀机的膨胀比以及提高管道来流

CO₂的温度和压力，均可以降低分流入膨胀机的CO₂流量，相比之下，管道来流的压力对分流率的敏感性更强。

(4) 新型增压系统的早期投资成本相对较高，随着运营时间的增加，新老系统的投入成本差距逐渐缩小，当运营期超过11 a时，新型增压系统相比于原系统的资金投入略有优势；运营期为30 a时，新型增压系统可以节省60%的资金投入。

(5) 新型密相CO₂系统可降低980 kg/h的CO₂排放量，每年可节省约21×10⁴元碳交易成本。

参考文献:

- [1] JIANG K, ASHWORTH P, ZHANG S Y, et al. Print media representations of carbon capture utilization and storage (CCUS) technology in China[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2022, 155: 111938.
- [2] FAN J L, LI Z Z, LI K, et al. Modelling plant-level abatement costs and effects of incentive policies for coal-fired power generation retrofitted with CCUS[J]. *Energy Policy*, 2022, 165: 112959.
- [3] 胡书勇, 郭学强, 张佳轶, 等. 双碳愿景下CCUS提高油气采收率技术[J]. *世界石油工业*, 2024, 31(1): 81-91.
HU Shuyong, GUO Xueqiang, ZHANG Jiayi, et al. CCUS improves oil and gas recovery technology under the vision of carbon neutral and carbon peak[J]. *World Petroleum Industry*, 2024, 31(1): 81-91.
- [4] ABUOV Y, SERIK G, LEE W. Techno-economic assessment and life cycle assessment of CO₂-EOR[J]. *Environmental Science & Technology*, 2022, 56(12): 8571-8580.
- [5] CHENG Q G, LI Z X, ZHU G S, et al. Research and application of CO₂ flooding enhanced oil recovery in low permeability oilfield[J]. *Open Journal of Geology*, 2017, 7(9): 1435-1440.
- [6] HILL L B, LI X C, WEI N. CO₂-EOR in China: A comparative review[J]. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 2020, 103: 103173.
- [7] Global CCS Institute. Carbon capture and storage images[EB/OL]. [2025-01-08]. <https://www.globalccsinstitute.com/resources/ccs-image-library/>.
- [8] 王海峰, 汪超, 吴泽, 等. 移动式二氧化碳注入控制系统[J]. *油气田地地面工程*, 2018, 37(1): 33-35, 38.
WANG Haifeng, WANG Chao, WU Ze, et al. Mobile control system of carbon dioxide injection[J]. *Oil-Gas Field Surface Engineering*, 2018, 37(1): 33-35, 38.
- [9] SMITH E, MORRIS J, KHESHGI H, et al. The cost of CO₂ transport and storage in global integrated assessment modeling[J]. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 2021, 109: 103367.
- [10] ONYEBUCHI V E, KOLIOS A, HANAK D P, et al. A systematic review of key challenges of CO₂ transport via pipelines[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, 81(Part 2): 2563-2583.
- [11] HAN C H, ZAHID U, AN J, et al. CO₂ transport: Design considerations and project outlook[J]. *Current Opinion in Chemical Engineering*, 2015, 10: 42-48.
- [12] YOSHIKAWA S. "Injection pump for CCS"[J]. *Energy Procedia*, 2013, 37: 3355-3365.
- [13] BERGAMINI L, DEL VESCOVO C, MILONE F. Centrifugal pumps for CO₂ applications[C]//Proceedings of the Twenty-Seventh International Pump User Symposium. College Station, TX: Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, 2011: 1-5.
- [14] 陶桂红, 张衡, 张骅, 等. 密相CO₂柱塞泵动态热流特性数值模拟研究[J]. *石油机械*, 2024, 52(11): 140-150.
TAO Guihong, ZHANG Heng, ZHANG Hua, et al. Numerical simulation on dynamic thermal-fluid properties of dense phase CO₂ plunger pump[J]. *China Petroleum Machinery*, 2024, 52(11): 140-150.
- [15] 纪雪园. CO₂近临界增压过程分析与部件设计[D]. 北京: 北京建筑大学, 2022.
JI Xueyuan. Near-critical pressurization process of CO₂ and its component design[D]. Beijing: Beijing University of Civil Engineering and Architecture, 2022.
- [16] RINGSTAD K E, ALLOUCHE Y, GULLO P, et al. A detailed review on CO₂ two-phase ejector flow modeling [J]. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2020, 20: 100647.
- [17] ZHENG L X, HU Y D, MI C N, et al. Advanced exergy analysis of a CO₂ two-phase ejector[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 209: 118247.
- [18] CATTADORI G, GALBIATI L, MAZZOCCHI L, et al. A single-stage high pressure steam injector for next generation reactors: Test results and analysis[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 1995, 21(4): 591-606.
- [19] ELBEL S. Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2011, 34(7): 1545-1561.
- [20] ZHANG K, ZHANG Z, HAN Y N, et al. Artificial neural network modeling for steam ejector design[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 204: 117939.
- [21] 张浩, 唐培智, 彭旭, 等. 跨临界CO₂热泵循环能效、经济性与环境性分析[J]. *低温与超导*, 2023, 51(2): 60-67.
ZHANG Hao, TANG Peizhi, PENG Xu, et al. Analysis of

- energy efficiency, economy and environment of transcritical CO₂ heat pump cycle[J]. *Cryogenics and Superconductivity*, 2023, 51(2): 60-67.
- [22] 陶瑞, 胡肖, 姚尔人, 等. 一种新型复合压缩空气储能系统的热经济学分析[J]. *西安交通大学学报*, 2023, 57(3): 23-34.
- TAO Rui, HU Xiao, YAO Erren, et al. Thermo-economic assessments of a novel Integrated compressed air energy storage system[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2023, 57(3): 23-34.
- [23] CARLSON M D, MIDDLETON B M, HO C K. Techno-economic comparison of solar-driven sCO₂ Brayton cycles using component cost models baselined with vendor data and estimates[C]//*Proceedings of the ASME 2017 11th International Conference on Energy Sustainability*. New York: ASME, 2017: V001T05A009.
- [24] MECHERI M. SCO₂ closed Brayton cycle for coal-fired power plant: An economic analysis of a technical optimization[C]//*2nd European Supercritical CO₂ Conference*. Essen: University of Duisburg-Essen, 2018: 127-134.
- [25] ZHAO Q. Conception and optimization of supercritical CO₂ Brayton cycles for coal-fired powerplant application [D]. Nancy: Université de Lorraine, 2018.
- [26] 徐钢, 胡玥, 杨勇平, 等. 电站汽水流程与CO₂捕集系统的优化集成[J]. *工程热物理学报*, 2014, 35(11): 2128-2133.
- XU Gang, HU Yue, YANG Yongping, et al. Optimal integration of CO₂ capture process into coal-fired power plant[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2014, 35(11): 2128-2133.
- [27] 王浩儒, 赵凯. 大工业用电站场基本电费计费方式优化[J]. *石油石化节能*, 2020, 10(4): 36-38.
- WANG Haoru, ZHAO Kai. Optimization of basic electricity charges for large industrial power stations and yards[J]. *Energy Conservation in Petroleum & Petrochemical Industry*, 2020, 10(4): 36-38.
- [28] NEMATI A, NAMI H, YARI M, et al. Development of an exergoeconomic model for analysis and multi-objective optimization of a thermoelectric heat pump[J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 130: 1-13.
- [29] FAZELPOUR F, MOROSUK T. Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2014, 38: 128-139.
- [30] AMINYAVARI M, NAJAFI B, SHIRAZI A, et al. Exergetic, economic and environmental (3E) analyses, and multi-objective optimization of a CO₂/NH₃ cascade refrigeration system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 65(1/2): 42-50.
- [31] 刘晖, 孙柏霖. “双碳”目标背景下中国碳交易市场分析研究[J]. *科技与经济*, 2023, 36(2): 6-10.
- LIU Hui, SUN Bolin. Analysis of China's carbon trading market under the background of “carbon peaking” and “carbon neutrality” target[J]. *Science & Technology and Economy*, 2023, 36(2): 6-10.
- [32] 张勇, 魏涛, 高瀚, 等. 碳封存中超临界CO₂注入泵的选用[J]. *油气与新能源*, 2022, 34(4): 81-86.
- ZHANG Yong, WEI Tao, GAO Han, et al. Selection of the supercritical CO₂ injection pump in carbon storage[J]. *Petroleum and New Energy*, 2022, 34(4): 81-86.
- [33] 鲁瑞彬, 王雯娟, 张乔良, 等. 超高压高CO₂气藏偏差系数图版扩展与应用[J]. *西南石油大学学报(自然科学版)*, 2023, 45(1): 97-104.
- LU Ruibin, WANG Wenjuan, ZHANG Qiaoliang, et al. The expansion and application of deviation factor chart of super-high pressure and high CO₂ gas reservoir[J]. *Journal of Southwest Petroleum University(Science & Technology Edition)*, 2023, 45(1): 97-104.
- [34] WETENHALL B, RACE J M, AGHAJANI H, et al. The main factors affecting heat transfer along dense phase CO₂ pipelines[J]. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 2017, 63: 86-94.
- [35] 宋健. 内燃机余热回收系统及膨胀机的研究[D]. 北京: 清华大学, 2018.
- SONG Jian. Investigation of waste heat recovery system and expander for internal combustion engines[D]. Beijing: Tsinghua University, 2018.

(编辑: 李俐 编审: 王祖纲)