

DOI: 10.7652/xjtub201303006

双螺杆多相混输泵输送特性的实验研究

杨小强, 夏源, 金磊, 曹锋

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了研究进出口压差、进口含气率对双螺杆多相混输泵输出流量和消耗功率的影响,设计并搭建了双螺杆多相混输泵的测试实验台,在不同进出口压差及不同进口含气率工况下,对双螺杆多相混输泵的输送特性进行了实验测试。通过对实验数据的理论分析,得到了双螺杆多相混输泵输出流量及消耗功率与进出口压差、进口含气率的关系,结果表明:在纯液工况下,进出口压差从 0.4 MPa 增加到 1.0 MPa 时,双螺杆多相混输泵输出流量降低了 3.7%,消耗功率增加了 45.3%;在混输工况下,进口含气率从 20% 增加到 90%,进出口压差分别为 0.4 MPa 和 1.0 MPa 时,双螺杆混输泵的输出流量分别减少了 18.7% 和 25.7%,消耗功率分别减小了 2.5% 和 9.3%。理论计算输出流量及理论计算消耗功率与实验测试值在含气率低于 80% 时吻合较好。

关键词: 双螺杆泵;多相混输;实验研究

中图分类号: TH327 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)03-0030-06

Experimental Study on Pumping Behavior of Twin-Screw Multiphase Pump

YANG Xiaoqiang, XIA Yuan, JIN Lei, CAO Feng

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

Abstract: To examine the effect of pressure differences and gas void fractions (GVF) on volume flow rates and power consumptions, an experimental investigation was conducted under different operating conditions based on a twin-screw multiphase pump prototype. Experimental results show that, for liquid pumping only, the flow rate decreased by 3.7% and the power consumption increased by 45.3% when the pressure difference increased from 0.4 MPa to 1.0 MPa. For multiphase fluid pumping, at the pressure difference of 0.4 MPa and 1.0 MPa, the flow rate decreased by 18.7% and 25.7% with an increase of gas void fraction from 20% to 90%, respectively, and the power consumption decreased by 2.5% and 9.3%, respectively. The theoretical simulation results agree reasonably well with the experimental data at GVF from 0 to 80%.

Keywords: twin-screw pump; multiphase flow transport; experimental study

传统的采油工艺是首先对油井采出物进行油气分离,然后原油通过油泵增压后向下游输送,天然气通过压缩机增压后输送至下游。多相混输技术是近年来发展的一种新的采油方式,它一台多相混输泵取代传统工艺中的油泵和压缩机,省去了分离器、

压缩机、加热器等设备,并将传统输油线路中的油管和天然气管合并为一条,从而将采油投资成本降低为传统方式的 70%^[1]。同时,采用油气混输泵可以明显降低井口回压,增加油气产量,延长油井寿命,缩小工作人员的活动范围,节省维护和管理费用,减

收稿日期: 2012-07-18。 作者简介: 杨小强(1988—),男,硕士生;曹锋(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家高技术研究发展计划资助项目(2007AA05Z208);国家自然科学基金资助项目(51176144)。

网络出版时间: 2012-11-16

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20121116.1039.002.html>

少对环境的污染。尤其对水下油田、沙漠油田、卫星油田以及边际油田,油气混输是一种更高效、经济的开采方式。

双螺杆油气多相混输泵是油气多相混输技术的核心设备,可以适应 0~100% 含气率的工况,作为一项近年发展起来的新技术,备受国内外石油公司、泵业厂家及研究机构的关注。Egashira 等人建立了双螺杆混输泵的回流模型,并通过实验验证了液体回流量与进出口压差、含气率、转速及介质黏度的关系^[2]。Nakashima 等人以水、空气和碳氢化合物的混合物作为工作介质,考虑转子与衬套的周向间隙,建立了双螺杆混输泵的热力模型^[3]。Räbiger 等人考虑到相邻腔室之间存在介质的回流,将每一个工作腔都作为进行质量和能量交换的热力学开口系,建立了质量守恒和能量守恒方程,通过从泵进口到出口的迭代计算获得泵体内压力和温度的理论分布,然后通过实验进行了周向间隙回流介质流态的可视化研究,证实了均相流的假设^[4-5]。在国内,曹锋等人对双摆线齿型的单头双螺杆混输泵型线进行了理论分析,并对双螺杆油气多相混输泵的内部工作过程建立了数学模型^[6-7]。

目前,国内对双螺杆油气混输泵的研究主要集中在理论探讨,相关的实验研究非常少,本文借助于国家“863 计划”搭建的双螺杆油气多相混输泵实验平台,对一种双摆线齿型^[8]的双螺杆混输泵进行了大量的实验工作,对双螺杆油气多相混输泵的实际输送特性进行了详细的研究。

1 理论分析

1.1 理论输出流量

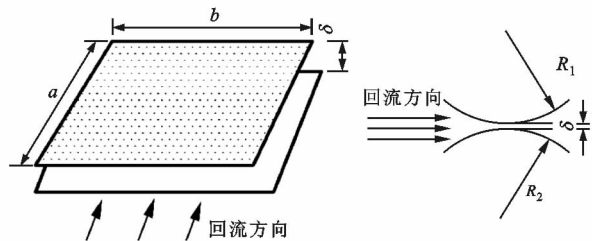
双螺杆多相混输泵的实际输出流量等于理论输出流量减去间隙回流量。泵体内的回流间隙主要分为 3 类:转子齿顶与衬套的周向间隙,转子齿顶与另一转子齿根的径向间隙及齿侧面的齿侧间隙。周向间隙和齿侧间隙的高度远小于齿顶圆半径,但长度较长,故将介质经过此两类间隙的流动看成是介质在两平行平板间的流动,回流模型如图 1a 所示。径向间隙沿回流方向上的长度非常短,故将通过此间隙的回流当作喷嘴来处理,回流模型如图 1b 所示。

双螺杆多相混输泵的理论输出流量为

$$Q_{th} = 2A_s n \quad (1)$$

式中: A 为转子吸入端面的过水面积; s 为螺杆转子的导程; n 为转速。

周向间隙的回流量为



a, b, δ 分别为间隙的宽度、长度、高度; R_1, R_2 为两转子齿顶圆半径

(a) 周向间隙和齿侧间隙

(b) 径向间隙

图 1 回流模型

$$Q_c = A_c \left(\frac{2n_t \delta_c^{1.25} \Delta p}{0.066 s \rho^{0.75} \mu^{0.25}} \right)^{1/1.75} \quad (2)$$

式中: A_c 为周向间隙过流截面积; n_t 为螺杆转子型线头数,本文中转子为单头螺杆, $n_t=1$; δ_c 为周向间隙高度; Δp 为间隙前后压差,采用文献[2]中的压力分布公式求解; ρ 为进入间隙前的介质密度; μ 为介质动力黏性系数。

齿侧间隙的回流量为

$$Q_f = A_f \left(\frac{n_t \delta_f^{1.25} \Delta p}{0.066 l_f \rho^{0.75} \mu^{0.25}} \right)^{1/1.75} \quad (3)$$

式中: A_f 为齿侧间隙过流截面积; δ_f 为齿侧间隙高度; l_f 为间隙长度。

径向间隙的回流量为

$$Q_r = \frac{\pi d_c^2}{4} \left(\frac{2\Delta p}{\rho} \right)^{1/2} \quad (4)$$

式中: d_c 为径向间隙当量直径。

双螺杆多相混输泵的实际输出流量为

$$Q_{real} = Q_{th} - N(Q_c + Q_f + Q_r) \quad (5)$$

式中: N 为螺杆工作段数目,由于本文研究的双螺杆多相混输泵是对称双吸结构,共有 4 段螺杆工作段,故取 $N=4$ 。

1.2 理论消耗功率

双螺杆混输泵理论消耗功率的计算式^[1]如下。

液体的理论消耗功率为

$$W_l = \frac{0.547(1 - G_{in}) Q_{real} \Delta p_{tot}}{0.335 \Delta p_{tot} + 0.268} \quad (6)$$

式中: G_{in} 为双螺杆混输泵进口含气率; Δp_{tot} 为双螺杆混输泵进出口压差。

气体的理论消耗功率为

$$W_g = 2.453 \times 10^3 G_{in} Q_{real} (145 P_{in} + 14.7) \ln \left[1 + \frac{145 \Delta p_{tot}}{145 P_{in} + 14.7} \right] / (0.335 \Delta p_{tot} + 0.268) \quad (7)$$

双螺杆混输泵总的理论消耗功率为

$$W_{mp} = W_l + W_g \quad (8)$$

2 实验装置和方法

2.1 实验台

双螺杆多相混输泵的实验流程及实验台如图 2、3 所示,测试仪器及测试精度如表 1 所示。

表 1 测试仪器及测试精度

	富士	横河	LWGY 型	ZS-BP 型
测试仪器	5000G11	WT500	涡轮液体	标准喷嘴
	变频器	功率分析仪	流量计	气体流量计
精度/%	±0.01	±0.1	±0.5	±1

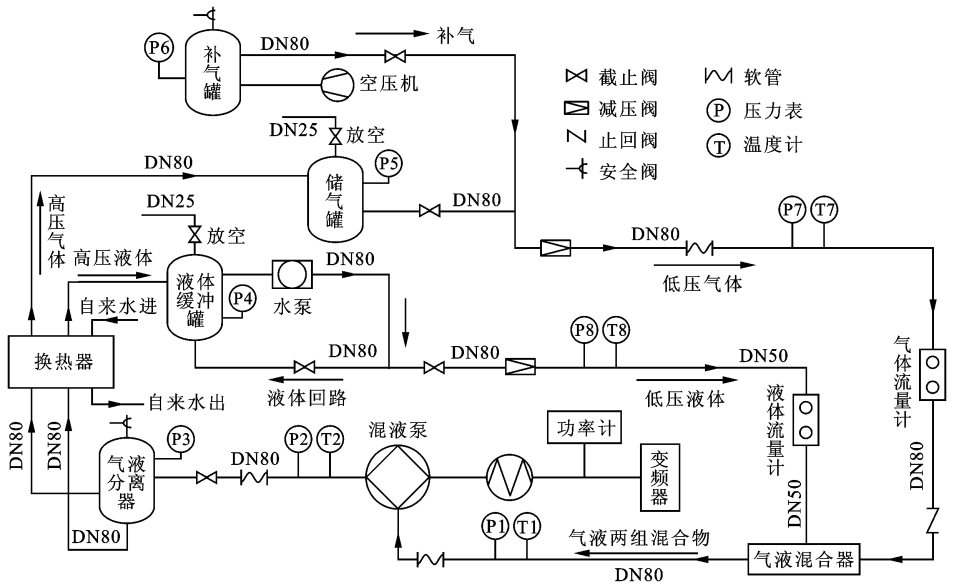


图 2 双螺杆混输泵实验流程

实验时,首先通过液体缓冲罐上的注液口向系统中注入液体,通过气液分离器上的视液镜观察液位,控制系统液体介质在合理范围内;然后,开启空压机向系统补气,使混输泵进口压力达到所研究工况下的要求值。开启混输泵,气体、液体经过各自管路上的减压阀减压后分别经过各自的压力、温度测点及流量计,然后进入混合器充分混合,混合后的气液两相流体被混输泵吸入泵内,加压后从出口排出。排出的高压两相流体经过气液分离器分离,气体进入储气罐,液体进入液体缓冲罐,接着气体、液体分别从储气罐和液体缓冲罐流出,经过减压阀减压后流向气液混合器,形成一个封闭的循环。

混输泵进出口安装有压力表和温度计,可精确地测得混输泵运行时进出口处的压力和温度值。气液管路上分别安装有流量计、压力表和温度计,气液两相混合物在混合之前的压力、温度及流量分别通过上述仪器测得。气液分离器上安装有液位计和压

本文中研究的双螺杆多相混输泵转子型线采用双摆线齿型,理论气液混输排量为 $50\text{ m}^3/\text{h}$,额定转速为 $1\,465\text{ r/min}$,额定功率为 45 kW 。

2.2 实验方法

文献[9]证实了用水和空气作为工作介质与用原油和天然气作为工作介质时的测试结果是相似的,故本文用空气与液体介质(水与一定量切削液的混合物,在增加液体介质黏度的同时,也能起到防锈蚀作用,可保护实验容器和管道)作为工作介质。

力表,在系统运行时可以通过液位计及压力表的数值及时对混输泵的运行工况做出调整。液体缓冲罐、储气罐和补气罐上都安装有压力表,可以随时观测系统中高压侧各处的压力值。



图 3 双螺杆混输泵实验台

实验时,在各组工况下待系统运行稳定后,记录图 1 中各测点处实验数据,根据记录的数据,计算出混输泵进口状态下的介质含气率,计算公式如下

$$G_{in} = \frac{Q_{G,P_{in}}}{Q_{MIX,P_{in}}} = \frac{Q_{G,P_{in}}}{Q_{G,P_{in}} + Q_{L,P_{in}}} \tag{9}$$

式中:Q 为体积流量;下标 G、MIX、L、P_{in} 分别表示气体、混合介质、液体、混输泵进口压力。

3 计算及实验结果分析

油井产出物中油气比例是不断变化的,理论上双螺杆多相混输泵必须在 0~100%(即从纯液到纯气)的介质含气率范围内都能起到增压作用,但是实际在纯气工况下,双螺杆混输泵处于干转状态,此时混输泵内的机械密封贴合面会因为缺少液体介质冷却而温度骤升,一般干转时间超过 30 min 就会导致密封失效。因此,对混输泵而言,既要具备短期干转运行的能力,又要严格控制干转运行时间。本文在纯气工况下实验时,多次出现了机械密封失效,因此实验结果分析只针对纯液工况和混输工况来进行。

3.1 纯液工况

首先对双螺杆混输泵进行纯液实验,在额定转速下,通过调节排出管道上的截止阀来改变混输泵进出口压差,记录各测点数据。图 4、5 分别为纯液工况下输出流量、消耗功率与进出口压差的关系。

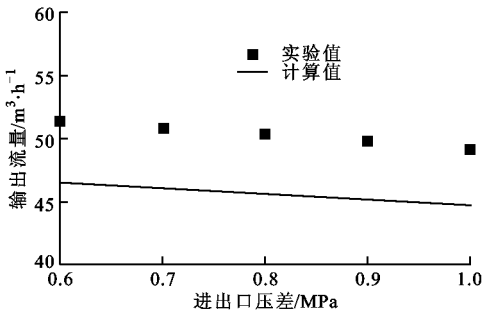


图 4 双螺杆混输泵输出流量与进出口压差的关系

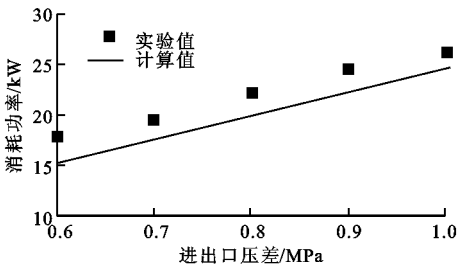


图 5 双螺杆混输泵消耗功率与进出口压差的关系

如图 4 所示,在额定转速下,双螺杆多相混输泵输出流量随进出口压差的增大而线性减小。这是因为在纯液工况下,混输泵进口到出口压力为线性分布,当进出口压差增大时,转子上相邻腔室之间的压差也线性增大,通过 3 类回流间隙的回流量增大,从而使实际输出流量减少。从图 4 可以看出,理论计算值与实验测试值比较接近,二者在 0.6~1.0 MPa 压差范围内的最大误差为 9.5%,验证了纯液工况下回流模型的合理性。

从图 5 可以看出,在进出口压差增大时,双螺杆混输泵的消耗功率是不断增加的。这是因为在纯液工况下,双螺杆混输泵的输送特性与水泵的近似,消耗功率正比于流量与压差的乘积,虽然流量有所减少,但是压差增大对消耗功率的影响更显著,导致最终消耗功率随着压差的增大不断增大。从图 5 还可以看出,理论计算的消耗功率与实验测试值吻合比较好,二者在 0.6 MPa 的进出口压差下误差最大,为 14.3%,验证了理论功率的合理性。

在纯液工况下运行时,由于液体不可压缩,无压缩热产生,泵体内产生的少量机械摩擦热量能及时被液体吸收带走,所以混输泵进出口介质的温差非常小,保持在 1℃ 以内。

3.2 混输工况

在额定转速下,通过调节气液管路上的减压阀来改变介质进口含气率,对 4 组不同进出口压差时双螺杆混输泵的输出流量及消耗功率随含气率的变化进行了实验研究,并对 0.4、1.0 MPa 进出口压差时的理论计算输出流量与实验结果进行了对比分析。

如图 6 所示,在混输工况下,转速一定、进出口压差不变时,双螺杆混输泵的输出流量随含气率的增加不断减少。这是因为含气率较低时,径向间隙、齿侧间隙及周向间隙都被液体介质密封,所以从高压侧向低压侧的泄漏只有部分液体;随着含气率增加,工作腔内的液体量减少,少量的液体受离心力作

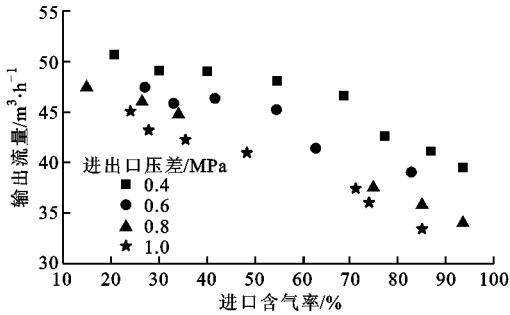


图 6 双螺杆混输泵输出流量与进口含气率的关系

用集中围绕在转子齿顶附近,只能满足对齿顶周向间隙的密封,径向间隙和齿侧间隙的密封没有足够的液体来保证,气体开始进入径向和齿侧间隙,泄漏量开始增大;当含气率增大到一定程度时,气体开始进入周向间隙,相邻工作腔间的泄漏量达到最大,双螺杆混输泵的输出流量不断减少。从图 6 中的纵向比较可以看出,压差越大,输出流量越小。这是因为混输泵进出口压差是导致泄漏的动力,压差增大,泄漏量相应增加,所以输出流量变小。

图 7 为理论计算的输出流量与实验测试值的对比。从图 7 可以看出,理论值与实验值都是随着含气率的增加而减小,在含气率低于 80% 时,理论值与实验值比较吻合,含气率继续增大时误差增大,且误差随着进出口压差增大而变大,0.4 MPa 的进出口压差下最大误差为 8.6%,1.0 MPa 的进出口压差下最大误差达到最大,为 16.7%。产生这种现象的主要原因在于,建立的回流间隙模型忽略了转子热变形对回流量的影响,当含气率增大时,介质可压缩性增加,压缩过程产生大量压缩热使螺杆转子发生热变形,齿侧间隙高度变大,由于通过齿侧间隙的回流介质是气体,从而导致理论计算的回流量比实验值小,理论计算的输出流量比实验值大。

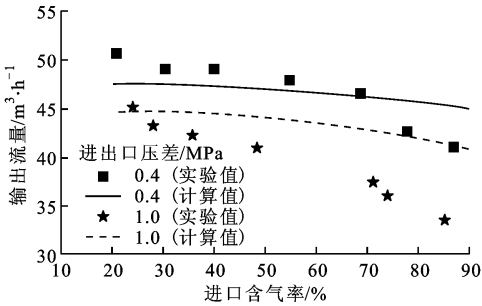


图 7 输出流量计算值与实验值的对比

从图 8 可以看出,在混输工况下,转速一定、进

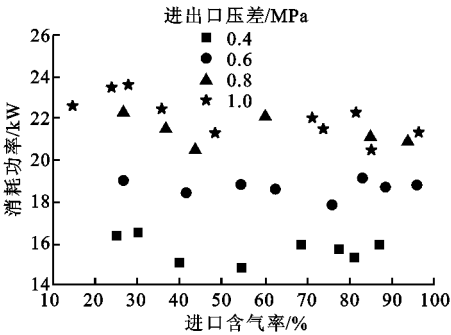


图 8 双螺杆混输泵消耗功率与进口含气率的关系

出口压差不变时,双螺杆混输泵消耗功率随含气率的增加呈减小趋势,且进出口压差越大,减小趋势越明显。由图 6 中的输出流量与含气率关系可知,在同一进出口压差下,含气率增加,输出流量减少,因此所需的压缩功相应减小。进出口压差越大,输出流量减少越明显,消耗功率的减小趋势越陡峭。

图 9 为不同进口含气率时理论计算消耗功率与实验值的对比。在 0.4 MPa 的进出口压差下,理论计算的消耗功率在 0~90% 的含气率范围内都与实验值比较接近,最大误差为 12.5%。进出口压差为 1.0 MPa 时,理论计算的消耗功率在 0~80% 的含气率范围内与实验值比较吻合,最大误差为 18.1%,由此说明消耗功率的理论计算公式在 0~80% 的含气率范围内具有比较好的参考价值。

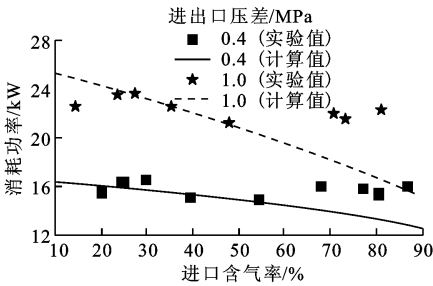


图 9 消耗功率计算值与实验值的对比

在双螺杆混输泵进出口压差达到 1.0 MPa、含气率大于 85% 时,各测点上的实验数据波动明显增大,如图 8 中星状点所示。这是因为气体的量达到一定程度时,混合器内气液介质无法混合均匀,导致进口管道内出现段塞流。当液体段进入混输泵内时,出口压力、混输泵消耗功率等参数出现峰值;当气体段进入混输泵内时,介质可压缩性变大,出口压力、混输泵消耗功率出现谷值。当含气率大于 95% 时,大量气体流向双螺杆混输泵进口,造成混输泵进口压力升高,当含气率升高至某一值时,会在泵进口造成气塞,使压力相对较低的液体无法进入泵内,从而导致混输泵干转。

在混输工况下,输送的介质中含有可压缩性气体,所以在给介质增压时会产生压缩热。当含气率低于 80% 时,压缩热及机械摩擦热可以及时被液体介质吸收带走,混输泵出口介质温升缓慢,长时间运行进出口温差保持在 5℃ 内;当含气率大于 90% 时,大量的压缩热不能及时被少量的液体介质带走,出口介质温升非常明显,运行 30 min 后进出口介质温差可达 20℃。

4 结 论

(1)纯液工况时,在额定转速下,当进出口压差从0.6 MPa增大到1.0 MPa时,双螺杆多相混输泵输出流量降低了3.7%,消耗功率增加了45.3%。理论回流模型计算值与实验值吻合良好。

(2)混输工况时,在额定转速、0.4 MPa的进出口压差下,当含气率从20%增加到90%时,输出流量和消耗功率分别降低18.7%和2.5%,在1.0 MPa的进出口压差下,当含气率从20%增加到90%时,输出流量和消耗功率分别降低25.7%和9.3%。在含气率低于80%时,理论回流模型能较好地吻合实验值。

(3)当进出口压差增加到1.0 MPa、含气率大于85%时,混输泵出口压力读数及功率计读数出现波动;含气率大于90%时,双螺杆混输泵出口介质温升明显,运行30 min后出口介质温度由27℃升高到47℃;继续增大气体流量使含气率增加到95%时,液体流量很快减小到0,出现混输泵干转;含气率达到100%时,泵体及泵出口介质温升更加明显。实验过程中,在含气率为100%的工况下,运行时间超过30 min后出现过2次机械密封失效的故障。

参考文献:

- [1] PORTO D, LARSON L A. Multiphase pump field trials demonstrate practical applications for the technology [C]//SPE Annual Technical Conference and Exhibition. Denver, Colorado, USA: Society of Petroleum Engineers, 1996: 181-192.
- [2] EGASHIRA K, SHINJI S, TOCHIKAWA T, et al. Backflow in twin screw-type multiphase pump [C]//SPE Annual Technical Conference and Exhibition. Denver, Colorado, USA: Society of Petroleum Engineers, 1996: 221-230.
- [3] NAKASHIMA C Y, OLIVEIRA S De. Thermo-draulic model of a twin-screw multiphase pump [C]//ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. New York, USA: ASME, 2004: 251-260.
- [4] RÄBİGER K, MAKSOUD T M A, WARD J, et al. Investigation of the fluid dynamic and thermodynamic behaviour of multiphase screw pump handling liquid/gas mixtures with very high gas volume fractions [C]//The 13th International Conference on Multiphase Production Technology. New York, USA: ASME,

2007: 91-104.

- [5] RÄBİGER K, WARD J, HAUSMANN G, et al. Theoretical and experimental analysis of a multiphase screw pump, handling gas-liquid mixtures with very high gas volume fractions [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2008, 32 (8): 1694-1701.
- [6] 曹锋,邢子文,张小军,等. 双螺杆混输泵压力建立过程的数值模拟及实验研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2001, 35 (5): 497-501.
CAO Feng, XING Ziwen, ZHANG Xiaojun, et al. Theoretical and experimental investigation of pressure generation within twin-screw pump for multiphase transport [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2001, 35(5): 497-501.
- [7] CAO F, PENG X Y, XING Z W, et al. Thermodynamic performance simulation of a twin-screw multiphase pump [J]. *Journal of Process Mechanical Engineering*, 2001, 215(2): 157-163.
- [8] CAO F, GAO T Y, XING Z W. Study of the screw rotor with different stocks and leads for twin screw multiphase pump [J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2009, 223(11): 2637-2645.
- [9] DOLAN P J, GOODRIDGE R A, LEGGATE J S. Development of a twin-screw pump for multiphase duties [C]//SPE European Petroleum Conference. Denver, Colorado, USA: Society of Petroleum Engineers, 1986: 293-298.

[本刊相关文献链接]

韩晓红,闵旭伟,李鹏,等. 一种利用气泡泵效应重力辅助回路热管的实验研究. 2012,46(3):9-14.

杨孙圣,孔繁余,宿向辉,等. 泵及泵用作透平时的数值模拟与外特性实验. 2012,46(3):36-41.

杨旭,屈宗长,吴裕远,等. 同步回转式混输泵端面的相对运动及摩擦分析. 2011,45(9):90-93.

胡其会,张鸣远,李景银,等. 轴流式血泵水动力特性和生物相容性的数值模拟. 2011,45(8):118-122.

杨旭,屈宗长,吴裕远. 同步回转式混输泵的工作原理与动力特性研究. 2010,44(5):60-65.

胡其会,张鸣远,杨万英. 轴流式血泵黏弹性流体水动力特性数值模拟. 2010,44(11):28-32.

姜德龙,程光明,孙晓峰,等. 输送流体双腔并联压电泵性能分析与试验研究. 2010,44(3):82-85.

温建明,曾平,胡雄海,等. 三腔蠕动式主动阀压电泵设计与实验研究. 2010,44(9):78-81.

(编辑 荆树蓉)