

文章编号:1000-8055(2018)03-0628-07

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2018.03.015

超临界压力正癸烷在竖直圆管内的 流动阻力实验

包旭东, 徐国强, 闻洁, 付衍琛
(北京航空航天大学 能源与动力工程学院
航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 研究了加热条件下超临界压力下正癸烷在竖直细圆管内的流动阻力特性, 分析了热流密度、系统压力以及进口温度对摩擦压降的影响规律。实验结果表明: 当流体温度较低时, 流体摩擦压降随着热流密度的升高而逐渐降低; 当流体温度逐渐接近拟临界温度时, 由于物性的剧烈变化, 流体摩擦阻力压降随着热流密度的升高而增加。并且系统压力越低, 拟临界点附近的变化就越剧烈。当流体温度高于拟临界温度时, 物性变化趋于平稳, 流体摩擦压降随热流密度升高而增加。基于实验结果, 总结出了一种针对不同温度、不同热流密度与质量流速比值范围的摩擦阻力系数经验关系式。

关 键 词: 超临界压力; 正癸烷; 流动阻力; 热物性; 摩擦压降

中图分类号: V312 **文献标志码:** A

Experiment on flow resistance of *n*-decane in vertical tube at supercritical pressure

BAO Xudong, XU Guoqiang, WEN Jie, FU Yanchen
(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The flow resistance characteristics under heating condition of *n*-decane in the vertical miniature tube at supercritical pressure were investigated. The influence of heat flux, system pressure and inlet temperature was mainly studied. The result indicated that, the pressure drop due to frictional resistance in tube decreased with the rise of heat flux when fluid temperature was not very high. When temperature rose to the pseudocritical point, due to the effect of thermal physical properties, the pressure drop increased. And the lower system pressure led to more violent pressure drop changes. While the temperature of fluid was higher than the pseudo-critical temperature, pressure drop went up with increases of heat flux because of steady thermal physical properties. As a result, an empirical correlation of frictional resistance was derived for different temperatures and ratios of heat flux to mass velocity.

Key words: supercritical pressure; *n*-decane; flow resistance; thermal physical property; pressure drop

收稿日期:2016-08-05

基金项目:国家自然科学基金(50676005)

作者简介:包旭东(1990—),男,硕士生,主要从事超临界流体流动与换热实验研究。

引用格式:包旭东,徐国强,闻洁,等.超临界压力正癸烷在竖直圆管内的流动阻力实验[J].航空动力学报,2018,33(3):628-634.
BAO Xudong,XU Guoqiang,WEN Jie,et al.Experiment on flow resistance of *n*-decane in vertical tube at supercritical pressure[J].Journal of Aerospace Power,2018,33(3):628-634.

随着航空技术的不断发展,未来发动机涡轮前温度将不断提高;同时压气机引出的冷却空气温度也随之升高,冷却效率大大下降。在冷却结构暂时无法大幅度改进的情况下,为了满足日益提高的涡轮前温度与增压比的要求,使用飞机自带燃料对冷却空气进行预先冷却(cooled cooling air, CCA)^[1]的技术将具有更为广阔的应用前景。首先冷却空气在进入涡轮前被燃料冷却,其冷却品质增强;其次燃料在进入燃烧室之前被空气加热,其循环热效率得到提升;另外燃料在吸热后会转变为超临界状态,表面张力消失,扩散能力增强,更易于与空气掺混,燃烧效率得到提高。流体进入超临界状态,物理性质会发生显著变化,这将会对流体在管内的流动特性产生影响。

对于超临界状态下流体的流动阻力特性的研究,主要在于探索流体在超临界状态下压降的变化情况以及摩擦阻力系数的计算。在拟临界温度点附近,流体物性会发生强烈变化,由此产生的浮升力和热加速会对流体阻力产生较大的影响,流动阻力特性与亚临界压力下有很大不同。Pioro、Fang等^[2-3]对超临界压力下流体的流动阻力特性进行了综述研究。Tarsova等^[4]对加热条件下常规尺寸管内超临界压力水流动阻力进行了实验研究。Razumovskiy等^[5]对竖管内超临界压力水的流动阻力进行了实验研究,其结果表明对于大 q/G 工况下,热加速造成的流阻占总流阻的比例很大。Kurganov等^[6-9]对超临界压力二氧化碳流经内径为22.7 mm圆管的流动阻力特性进行了实验研究和分析,在加热流动过程中,由于流体黏性的降低,会造成摩擦阻力系数降低,并根据实验结果得到了考虑密度变化的摩擦因子计算关系式。淮秀兰等^[10-11]测量了二氧化碳在跨临界流动状态下压降随温度的变化情况,实验表明,在拟临界温度点附近(系统压力 $p=7.5$ MPa时,拟临界温度 $T_c=305$ K),压降随温度的变化斜率突然增大;当流体温度远离拟临界温度时,压降的变化斜率又趋于平缓。这是因为在拟临界点附近,流体的物理性质发生了剧烈的变化,而当温度远离拟临界点时,物性的变化又趋于平缓。Pettersen等^[12]对微细管(内径为0.79 mm)内超临界二氧化碳在冷却工况下的流动与换热特性进行了实验研究,结果表明流动阻力压降随着质量通量的增大而增大,随着系统压力的增加而下降,冷却热流密度对于压降没有明显的影响。Yamashita等^[13]研究了在内径为4.4 mm的竖直圆管内的对流换

热与流动阻力,其研究对象为HCFC22。作者重点研究了换热恶化区域的流动阻力规律,在近似临界区域摩擦阻力随着热流的增大而减小,并建立在加热条件下基于热物性修正的摩擦阻力系数经验关联式。超临界压力下,沿程摩擦阻力压降这一变化特性在超临界冷却剂R410A的相关研究中也得到了证实,Mitra和Garimella^[14]认为单位长度压降在拟临界温度点附近出现突增,是由于冷却剂的热物性突然变化成气体量级的热物性所导致的。

本课题组一直对超临界状态下碳氢燃料的流动与换热特性进行实验研究。正癸烷是单组份碳氢燃料,具备较为完备的热物性数据库,其在竖管内的流动阻力特性对于超临界压力下碳氢燃料的流动阻力机理研究具有重要的借鉴意义。

1 实验系统

超临界压力流体流动与换热系统如图1所示,由预处理系统、实验段、测量系统和回收系统组成。

实验过程中,工质经过滤网过滤后由供油箱进入计量泵。计量泵出口处安置有脉冲阻尼器,可将由计量泵产生的压力和流量脉动降低至0.1%以内。流体的质量流量由科里奥利质量流量计进行测量。实验预热段分为两级,每级预热段由独立的交流电源进行加热,这样可以确保在将实验流体加热至实验段所需进口温度的同时,保证预热段电流不超过实验系统限制以及预热段出口接口法兰不超其耐受温度。从实验段流出的高温流体经过管壳式水冷换热器,温度可降至313 K并直接排入废油桶回收。冷却气出口安装有背压阀以调节实验系统压力,其调压范围为0.1~6 MPa。

实验段为标称内径为1.86 mm、厚度为0.17 mm的不锈钢光滑圆管,实验段两端与测温取压接头采用银焊焊接。实验段总长为800 mm,其中加热段为500 mm,为管径的267倍,15个热电偶在加热段均匀分布测量外壁面温度;为了保证加热段进出口流场的充分发展,在其两端进出口各预留150 mm,为管径81倍的绝热段。实验段利用直流电源进行加热,可以显著减小加热过程中的温度波动,提高实验数据的可靠性与稳定性。实验流体进出口压力差由Rosemount 3051CD4压差变送器测量(可输出4~20 mA的电流),进出口温度由Ⅰ级K型铠装热电偶测量。整个实

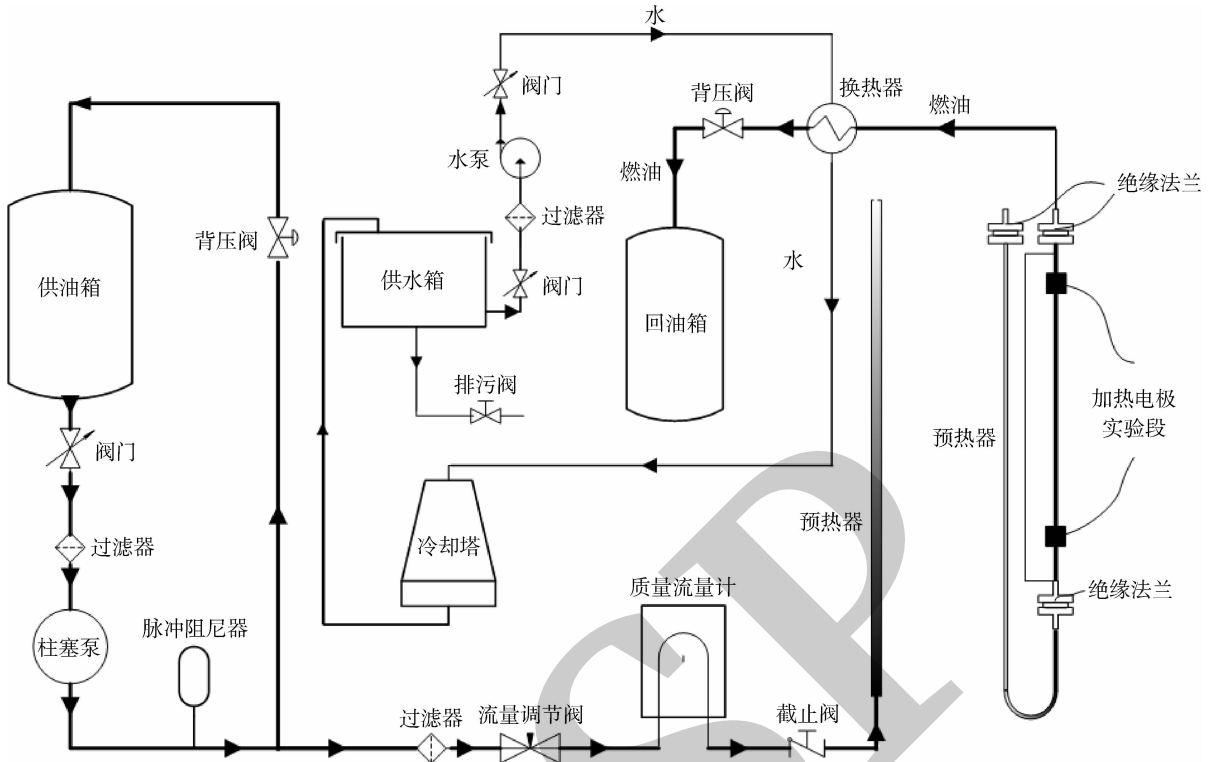


图 1 超临界压力碳氢燃料流动与换热实验系统简图

Fig. 1 Schematic of supercritical pressure hydrocarbon fuel heat transfer system

验段表面包裹 Aspen 绝热材料(导热系数为 $0.012 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$)后,经过热损失标定,其所占加热功率的比值不超过 3%。所有的测量数据都使用 ADAM 数据采集模块进行采集,实验完成后利用计算机进行处理。

2 实验数据处理方法

2.1 差压计算公式

由于取压管与实验段是垂直的位置关系,故本实验中直接测得的压差 Δp 为流体流经实验段的静压差,将其转换为总压差

$$\Delta p^* = \Delta p + \left(\frac{1}{2} \rho u^2 \right)_{\text{in}} - \left(\frac{1}{2} \rho u^2 \right)_{\text{out}} = \Delta p + \frac{G^2}{2} \left(\frac{1}{\rho_{\text{in}}} - \frac{1}{\rho_{\text{out}}} \right) \quad (1)$$

超临界压力流体在竖直圆管内的总压降为

$$\Delta p^* = \Delta p_{\text{fr}} + \Delta p_{\text{ac}} + \Delta p_{\text{g}} + \Delta p_{\text{l}} + \Delta p_{\text{iso}} \quad (2)$$

式中 Δp_{fr} 为由于摩擦阻力产生的压力损失, Δp_{ac} 为由于热加速产生的压力损失, Δp_{l} 为由于局部流动阻力产生的压力损失, Δp_{iso} 为进出口绝热段产生的压力损失。

$$\Delta p_{\text{ac}} = G^2 \left(\frac{1}{\rho_{\text{out}}} - \frac{1}{\rho_{\text{in}}} \right) \quad (3)$$

式中

$$\begin{cases} \Delta p_{\text{iso}, \text{in}} = f_{0, \text{in}} \frac{G^2 L_{\text{in}}}{2 \rho_{\text{in}} d} \\ \Delta p_{\text{iso}, \text{out}} = f_{0, \text{out}} \frac{G^2 L_{\text{out}}}{2 \rho_{\text{out}} d} \end{cases} \quad (4)$$

式中 G 为单位流通面积的质量流量; L_{in} 、 L_{out} 分别为进出口绝热段的长度; ρ_{in} 、 ρ_{out} 为进出口处流体密度; f_0 为绝热摩擦阻力系数,其值由 Filonenko^[15] 关系式计算所得

$$f_0 = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2} \quad (5)$$

式中 $f_{0, \text{in}}$ 、 $f_{0, \text{out}}$ 为进出口处的绝热摩擦阻力系数。

$$\Delta p_{\text{g}} = \pm g \left(\frac{H_{\text{out}} \rho_{\text{out}} + H_{\text{in}} \rho_{\text{in}}}{H_{\text{out}} + H_{\text{in}}} \right) L \quad (6)$$

式中 Δp_{g} 为由于重力作用产生的压力损失^[16]; “+”表示向上流动; “-”表示向下流动, ρ_{in} 、 ρ_{out} 分别为进、出口密度; H_{in} 、 H_{out} 为正癸烷在进出口的焓值; L 为差压变送器两个测点的高度差。

根据 Pioro 等^[2] 在其综述中的说明,在本实验中应将压力损失的计算公式改写成

$$\Delta p_{\text{g}} = -g (\rho_0^{\text{ave}} - \rho_{\text{is}}^{\text{ave}}) L \quad (7)$$

式中 ρ_0 为取压管中流体的平均密度。

本实验中,进出口取压测点处经过精心设计,其产生的局部阻力的影响可以忽略不计。本实验

得到的加热摩擦阻力系数为

$$f_{\text{heated}} = \Delta p_{\text{fr}} \frac{2\rho_m d}{G^2 L_{\text{heated}}} = \frac{(\Delta p^* - \Delta p_{\text{ac}} - \Delta p_{\text{g}} - \Delta p_{\text{iso}}) \frac{2\rho_m d}{G^2 L_{\text{heated}}}}{(8)}$$

2.2 不确定度分析

本实验中实验管长度的测量相对不确定度不大于 0.3%；实验管内径利用电子扫描电镜

$$\delta(\Delta p_{\text{fr}}) = \sqrt{[\delta(\Delta p^*)]^2 + [\delta(\Delta p_{\text{ac}})]^2 + [\delta(\Delta p_{\text{g}})]^2 + [\delta(\Delta p_{\text{iso}})]^2} \tag{9}$$

测量实验段进出口差压的差压变送器参考精度为±0.065%，即 0.04 kPa；热加速造成的压力损失相对不确定度由式(3)可求得为 1.19%；绝热段压力损失相对不确定度由式(4)可求得为 1.47%；重力压降相对不确定度由式(7)求得为 0.85%。由式(9)可求得摩擦阻力压降相对不确定度小于 1.90%。

由摩擦阻力系数计算式(8)可以得到摩擦阻力系数相对不确定度公式

$$\frac{\delta f}{f} = \sqrt{\left(\frac{\delta \Delta p_{\text{fr}}}{\Delta p_{\text{fr}}}\right)^2 + \left(\frac{\delta \rho}{\rho}\right)^2 + 25\left(\frac{\delta d}{d}\right)^2 + 4\left(\frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\delta L}{L}\right)^2} \tag{10}$$

计算得到摩擦阻力系数相对不确定度不大于 3.4%。从上述加热管中摩擦阻力压降和摩擦阻力系数的不确定度分析可以看出，本实验采用的实验方法可以得到较为精确的实验结果。

3 实验结果分析

3.1 热流密度对加热条件下流动阻力的影响

图 2 所示为流体向上流动，质量流速分别为 736、1104 kg/(m²·s)，压力为 3 MPa，进口温度为 473 K 条件下，热流密度对总压降和摩擦压降的影响规律。实验中流体的温度是热流密度与质量流速共同作用的结果，所以文中利用热流密度与质量流速的比值(q/G)来体现热流密度对流动阻力的影响。从图中可以看到，在不同质量流速下，随着热流密度的增加，摩擦压降和总压降的变化趋势为先减小后增大。这种变化主要是由于热物性的变化导致的。热流密度的增大会使流体温度上升，进而造成流体黏性的减小；与此同时，流体温度的升高也会导致密度相应减小。在较低的热流密度的条件下，黏性的降低对摩擦阻力起主要作用，具体表现为摩擦阻力随着热流密度的

(SEM)进行测量，相对不确定度为 0.27%；温度由 I 级 K 型铠装热电偶测量，经过标定其相对不确定度不超过 0.8%；实验工质的流量由科里奥利质量流量计测量，其测量精度为 0.25%；实验工质正癸烷拥有较为精确的热物理性质数据库，对其物性参数取值的准确性依赖温度测量的准确性。

摩擦阻力压降的不确定度由式(2)得

增加而减小；但随着热流密度继续增加，流体黏性的变化逐渐减小，密度的变化导致管内流速增加，使得摩擦阻力继续升高。另外，随着热流密度的增加，流体进出口密度变化越来越大，热加速压降所占比重越来越大。

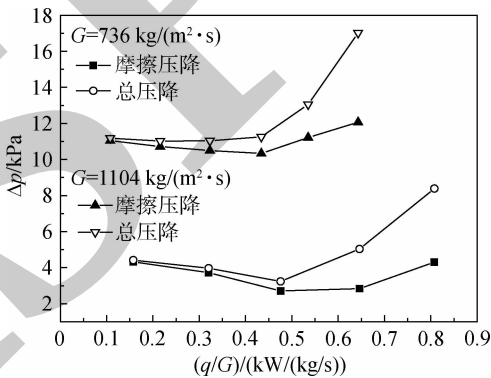


图 2 热流密度对摩擦压降和总压降的影响
Fig. 2 Influence of heat flux on frictional and total pressure drop

3.2 系统压力对加热条件下流动阻力的影响

图 3 所示为流体向上流动，质量流速为 736 kg/(m²·s)、进口温度为 473 K 条件下，不同压力下实验管总压降和摩擦压降随热流密度的变化。从图中可以看出，在较低的热流密度条件下，不同压力之间摩擦阻力的差距并不大。这是因为在较低的温度范围内，超临界流体在不同压力下的热物性差别相对较小。上文中提到物性对于摩擦阻力的影响主要归结于黏性与密度：一方面随着热流密度的升高，流体温度随之升高，管内流体密度降低，进而导致流速和摩擦阻力的增大；另一方面，温度升高造成的黏度降低会减小实验管壁处的剪切力，导致摩擦阻力的降低。随着热流密度的增加，较低系统压力的流体会先接近拟临界点，摩擦压降和总压降开始增大。3 MPa 压力下摩擦阻力随着热流密度的升高先降低后升高，这是由

于在该压力下密度与动力黏度变化较为剧烈,流体温度较低时黏度占据主导作用,导致阻力减小,然后随着流体温度升高,密度的影响占据主导作用,进而导致出现阻力的极小值。系统压力越接近临界压力,流体热物性变化越剧烈,浮升力作用显著增强,进而增大了流体总压降。

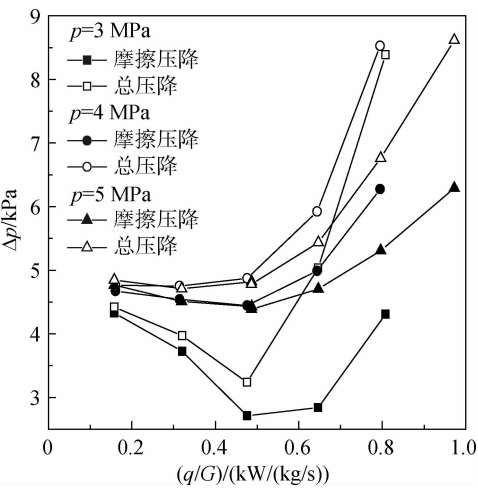


图 3 系统压力对摩擦压降和总压降的影响
Fig. 3 Influence of system pressure on frictional and total pressure drop

3.3 进口温度对加热条件下流动阻力的影响

图 4 所示为在相同质量流速、压力为 5 MPa 下,不同进口温度向上流动实验管摩擦压降与总压降随热流密度的变化。从图中可以看到,在热流密度较低的情况下,管路中流体的摩擦压降随着进口温度的升高有小幅度的增长。这是由于在较低温度区域,黏性的变化对于流体摩擦阻力的影响更大。虽然随着温度的升高,流体黏性不断减小,但是密度的变化更加剧烈,流体雷诺数增

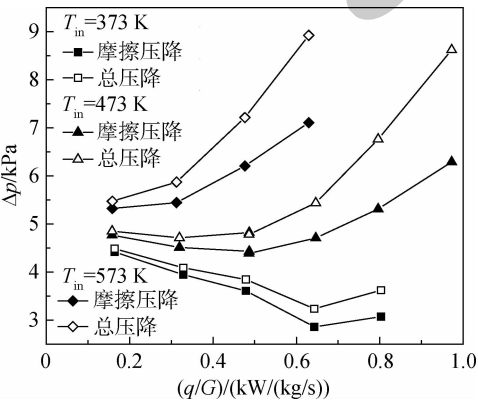


图 4 进口温度对摩擦压降和总压降的影响
Fig. 4 Influence inlet temperature on frictional and total pressure drop

大,惯性力开始占据优势,进而导致流体摩擦阻力增大。进口温度较高时,流体温度直接高于拟临界点,物性变化趋于平稳,密度的变化导致摩擦阻力随着热流密度的升高而增大。在较低进口温度下($T_{in}=373\text{ K}$),随着热流密度增加,摩擦压降迅速减小。这主要是因为低进口温度、高热流密度时,流体主流温度没有达到拟临界温度,而实验管内壁温度远大于流体主流温度,管内壁附近流体黏性随温度的升高而降低,管内压降出现谷值;当流体温度接近拟临界温度时,近壁面区浮升力的作用越来越强,从而使得近壁面区速度梯度增加,进而摩擦阻力增加。

3.4 摩擦阻力系数经验关系式的拟合

超临界压力下流体的摩擦阻力特性会受到热流密度、系统压力和进口温度的影响。系统压力和燃油温度影响了管内燃油的热物性,尤其是在拟临界点附近($T_b=0.9T_{pc}$),燃油物性强烈变化,会造成内部速度型的变化,从而导致了摩擦阻力特性的变化。本文在计算关系式中,分别加入了主流与壁面温度下密度及黏性修正项,还对不同热流密度与质量流速之比的范围进行了分别划分和拟合($q/G=0.4\text{ kW}/(\text{kg/s})$),以提高摩擦阻力系数关系式的精度,使其能更好地反应管内摩擦阻力系数的变化情况。这是由于在较低进口温度、较高热流密度时,虽然主流温度较低,但实验管内壁温度远高于流体温度,导致近壁面处物性与速度型发生变化,进而影响摩擦阻力的计算。综上,得到了超临界压力下正癸烷在竖直光滑管中向上流动时摩擦阻力系数经验关系式

$$f = aRe^b \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^c \left(\frac{\rho_b}{\rho_w} \right)^d \tag{11}$$

式中 a 、 b 、 c 、 d 的取值分别为

$$\begin{cases} T_b < 0.9T_{pc}, & q/G < 0.4 \\ a = 0.0787, & b = -0.064 \\ c = 0.169, & d = -2.098 \\ T_b < 0.9T_{pc}, & q/G > 0.4 \\ a = 0.0214, & b = 0.0626 \\ c = -0.0517, & d = -0.321 \\ T_b > 0.9T_{pc} \\ a = 0.00416, & b = 0.212, \\ c = 0.0264, & d = -0.138 \end{cases} \tag{12}$$

图 5 给出了上述的摩擦阻力系数经验关系式的计算结果与实验结果的对比(图中 f_{cal} 为摩擦阻力系数计算值, f_{exp} 为摩擦阻力系数实验值),可

以看出该关系式的结果与实验值符合良好,平均相对误差为 1.09%,最大相对误差为 32.9%,全部实验数据点中有 93.3%的数据落在了 20%的误差带内。

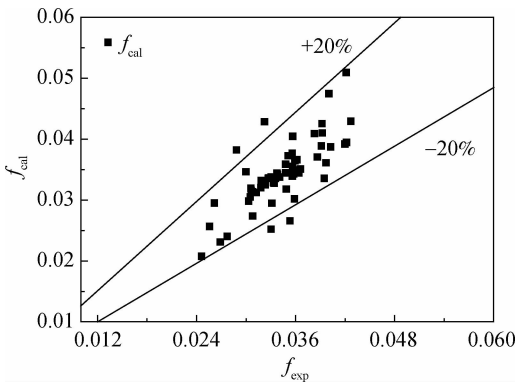


图 5 摩擦阻力系数实验值与本文经验关系式的对比
Fig. 5 Comparison of experimentally measured coefficient of frictional resistance with calculated coefficient of frictional resistance by empirical correlation

4 结 论

本文对加热条件下超临界压力正癸烷在竖直细圆管的流动阻力特性进行了实验研究,得到以下结论:

- 1) 管内摩擦阻力压降在相对低温进口条件下随着热流密度的增大先降低后增高,这是由于动力黏度和密度的综合作用导致的。而且随着热流密度的增加,热加速产生的阻力在流动阻力中的比重越来越大。
- 2) 流体温度较低时,黏性的变化对于流体摩擦阻力的影响更大。随着流体温度的升高,流体黏性不断减小,但是密度的变化更加剧烈,惯性力开始占据优势,进而导致流体摩擦阻力增大。
- 3) 随着系统压力的降低并接近拟临界压力,流体热物性发生剧烈变化,浮升力作用显著增强,摩擦阻力的变化相较其他系统压力下更为剧烈。当流体温度高于拟临界点后,物性变化趋于平稳,摩擦阻力也随着热流密度的升高而平稳增长。
- 4) 依据本文的实验数据,提出了针对加热条件下超临界压力正癸烷在竖直向上流动下的摩擦阻力系数经验关系式,该关系式的计算结果和实验结果符合良好,绝大部分数据均落在了±20%的误差带内。

参考文献:

[1] BRUENING G B, CAHNG W S. Cooled cooling air systems for turbine thermal management[R]. ASME Paper 99-GT-014, 1999.

[2] PIORO I L, DUFFEY R B, DUMOUCHEL T J. Hydraulic resistance of fluids flowing in channels at supercritical pressures (survey)[J]. Nuclear Engineering and Design, 2004, 231(2): 187-197.

[3] FANG X, XU Y, SU X, et al. Pressure drop and friction factor correlations of supercritical flow[J]. Nuclear Engineering and Design, 2012, 242(2): 323-330.

[4] TARSOVA N V, LEONTÉV A I. Hydraulic resistance during flow of water in heated pipes at supercritical pressures [J]. High Temperature, 1968, 6(4): 721-730.

[5] RAZUMOVSKIY V G, ORNATSKII A P, MAEVSKII E M. Hydraulic resistance and heat transfer of smooth channels with turbulent flow of water of supercritical pressure [J]. Thermal Engineering, 1984, 31(2): 109-113.

[6] KURGANOV V A, ZEIGARNIK Y A, MASLAKOVA I V. Heat transfer and hydraulic resistance of supercritical-pressure coolants: Part I specifics of thermophysical properties of supercritical pressure fluids and turbulent heat transfer under heating conditions in round tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55 (11/12): 3061-3075.

[7] KURGANOV V A, ZEIGARNIK Y A, MASLAKOVA I V. Heat transfer and hydraulic resistance of supercritical-pressure coolants: Part II experimental data on hydraulic resistance and averaged turbulent flow structure of supercritical pressure fluids during heating in round tubes under normal and deteriorated heat transfer conditions[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 58(1/2): 152-167.

[8] KURGANOV V A, KAPTIL'NY A G. Velocity and enthalpy fields and eddy diffusivities in a heated supercritical fluid flow[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1992, 5(4): 465-478.

[9] KURGANOV V A, KAPTILNI A, ANKUDINOV V B. Total flow resistance and fluid friction associated with ascending and descending supercritical fluid-flow in heated pipes [J]. Teplofizika Vysokikh Temperature, 1989, 27(1): 94-103.

[10] HUAI X L, KOYAMA S, ZHAO T S. An experimental study of flow and heat transfer of supercritical carbon dioxide in multi-port mini channels under cooling conditions [J]. Chemical Engineering Science, 2005, 60 (12): 3337-3345.

[11] 淮秀兰. 微通道内超临界二氧化碳的压降与传热特性[J]. 工程热物学报, 2004, 25(5): 843-845.

HUAI Xiulan. Heat transfer and pressure drop of supercritical carbon dioxide in multi-port channels[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25 (5): 843-845. (in

Chinese)

[12] PETTERSON J, RIEBERER R, MUNKEJORD S T. Heat transfer and pressure drop for flow of supercritical and subcritical CO₂ in microchannel tubes [R]. London, England: Norwegian University of Science and Technology, 2000.

[13] YAMASHITA T, MORI H, YOSHIDA S, et al. Heat transfer and pressure drop of a supercritical pressure fluid flowing in a tube of small diameter [J]. *Memoirs of the Faculty of Engineering Kyushu University*, 2003, 63(4): 227-244.

[14] MITRA B, GARIMELLA S. Supercritical heat transfer and pressure drop in refrigerant R410A[R]. *ASME Paper GT2003-47273*, 2003.

[15] FILONENKO G K. Hydraulic resistance in pipes [J]. *Teploenergetika*, 1954, 1(4): 40-44.

[16] ORNATSKIY A P, DASHKIEV Y G, PERKOV V G. Steam generators of supercritical pressures [M]. Kiev, Ukraine: Vyscha Shkola Publishing House, 1980. (in Russian)

(编辑: 叶 青)