文章编号:1674-2974(2026)04-0062-09 DOI:10.16339/j.cnki.hdxbzkb.2026170

发动机活塞冷却喷嘴射流特性数值模拟与试验研究

周长江[1†],唐珊[1],刘亚辉[2],马寅杰[1]
(1. 湖南大学 整车先进设计制造技术全国重点实验室,湖南 长沙 410082;
2. 北京工业大学 北京市精密测控技术与仪器工程技术研究中心,北京 100124)

摘 要:针对高强化发动机活塞冷却系统的优化需求,建立基于分散流体体积法(dispersed volume of fluid, dispersed-VOF)的活塞冷却喷嘴射流CFD模型,引入气相体积分数,结合高速摄像试验结果对模型进行多工况校验,研究了活塞冷却喷嘴的射流特性及其影响机制.基于射流速度、湍流强度与耗散、发散角等参数,分析了发动机转速(600~1 800 r/min)和冷却喷嘴长径比(1~6)对射流特性的影响规律.研究首次量化揭示了射流气相体积分数、发散角与发动机转速的线性关系:转速每增加300 r/min,气相体积分数平均下降4.2%、射流发散角平均增大0.14°;发现长径比为4的喷嘴在工作过程中具有相对优异的射流发散特性与湍流强度,能够有效提升进油效率并增强冷却效果.

关键词:活塞;喷嘴;流体体积法;射流
中图分类号:TH132 **文献标志码**:A

Numerical simulation and experimental study on jet flow characteristics of engine piston cooling nozzle

ZHOU Changjiang[1†], TANG Shan[1], LIU Yahui[2], MA Yinjie[1]
(1. State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing Technology for Vehicle, Hunan University, Changsha 410082, China;
2. Beijing Engineering Research Center of Precision Measurement Technology and Instruments, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

Abstract: To meet the optimization demands of the piston cooling system in a highly enhanced engine, a CFD model of the piston cooling nozzle jet based on the dispersed-VOF method was established. The model incorporated the gas volume fraction and was validated by the results of the high-speed camera test under multiple operating conditions. The jet characteristics of the piston cooling nozzle and their influencing mechanisms were systematically investigated. Based on the parameters of jet velocity, turbulence intensity and dissipation, and divergence angle, the influences of engine speed (600~1 800 r/min) and length-diameter ratio of cooling nozzle (1~6) on jet characteristics were analyzed. This study provides the first quantitative revelation of the linear relationship between the gas volume fraction of the jet and engine speed, as well as the linear relationship between the divergence angle and engine speed: for every increase of 300 r/min in engine speed, the gas volume fraction is decreased by an average of 4.2%, and the jet divergence angle is increased by an average of 0.14°. It also finds that the nozzle with a

* **收稿日期**:2025-05-30
基金项目:国家自然科学基金资助项目(52475054, 52476112), National Natural Science Foundation of China(52475054, 52476112)
作者简介:周长江(1974—),男,湖南溆浦人,湖南大学教授,博士生导师
† 通信联系人,E-mail:yangtsezhou@hnu.edu.cn

length − diameter ratio of 4 exhibits relatively superior jet divergence characteristics and turbulence intensity during operation, which can effectively improve the oil intake efficiency and enhance the cooling effect.

Key words: piston; nozzle; volume of fluid (VOF); jet

随着现代高功率发动机功率密度和热效率的持续提升，其核心运动部件——活塞所承受的机械应力和热负荷显著增加[1]. 为确保活塞在极端热负荷条件下的长期可靠运行，现代发动机采用先进的活塞冷却技术：在活塞内部设计精密的内冷油道结构，通过高压油泵驱动的喷嘴将冷却机油以特定压力喷入油道，利用机油的强制循环流动和振荡换热的效应，实现对活塞的高效冷却[2-3]. 冷却喷嘴的喷油效果直接关系到活塞的冷却效率，进而影响发动机的性能和寿命，因此，对其进行深入研究具有重要的工程意义.

近年来，喷油参数与喷嘴结构对活塞冷却性能的影响已成为国内外学者关注的研究重点. Agarwal等[4]基于活塞内腔传热计算公式，指出喷油速度、机油物性参数、喷嘴几何尺寸以及喷嘴-活塞间距等因素均会影响冷却效果. Easter等[5]通过试验测试方法，定量研究了油温和喷嘴-活塞间距对局部传热系数的敏感性影响. 章健等[6]通过试验研究表明，喷油温度升高和喷油压力增大会降低进油口油束捕捉率，从而削弱冷却油道的换热效率. Liu等[7]采用CFD数值模拟与高速摄像可视化试验相结合的方法，揭示了喷油压力和喷嘴直径对冷却油道内机油振荡流动及传热特性的耦合作用机制. Renso等[8]基于遗传算法优化方法，探究了机油冷却喷嘴的空间布置参数对活塞冷却均匀性的影响规律. 此外，许多学者基于Simerics-MP+软件平台，采用流固耦合数值模拟方法，综合评估了喷嘴位置、机油流量、油温及射流角度等多参数对活塞冷却性能的影响，并提出相应的优化策略[9-11]. 这些研究主要聚焦于喷油工况与冷却性能之间的关系，但多集中于宏观性能指标，对射流瞬态结构与湍流行为的深入解析仍较匮乏.

机油喷嘴作为活塞冷却系统的关键部件，其射流特性直接影响冷却油道的换热效率. Kelleher等[12]采用CFD数值模拟方法研究了活塞冷却喷嘴出口截面的油流速度场和流量分布特性，并创新性地应用数字图像处理技术定量表征了射流发散角和油束密度分布. Wendling[13]采用水平集方法与VOF模型，精确模拟了活塞冷却机油喷射过程中的液滴雾化和射流破碎现象，模拟结果揭示了瞬态射流演化规律. Kawaguchi等[14-15]系统研究了90°弯曲流道活塞冷却喷嘴的内部流动特性，并分析其对射流界面不稳定性的影响. 尽管上述研究在射流宏观形态和发展规律方面取得进展，但相比燃油喷射和高速水射流领域已建立的射流理论体系[16-20]，活塞冷却油束在速度衰减、湍流强度、能量耗散与发散特性等方面仍缺乏系统的定量研究与机理解析.

在发动机实际运行中，冷却射流普遍存在发散现象，影响冷却油道的换热效果，而该现象的内在流动机制尚缺乏深入研究. 为此，本研究构建了基于Dispersed-VOF(分散流体体积法)的活塞冷却喷嘴CFD模型，引入气相体积分数并通过高速摄像试验验证模型准确性. 在此基础上，系统分析了射流流场特性，重点探讨发动机转速与喷嘴长径比对射流特性的影响规律，旨在为高强化发动机活塞冷却喷嘴的设计提供理论支撑和技术指导.

1　冷却喷嘴流场数学模型

1.1　Dispersed-VOF多相流模型

流体体积函数是一种常用的两相流界面追踪算法，通过定义气相函数β来表示气、液两相在空间中的分布. 相函数满足如下守恒方程：

$$\frac{\partial \beta}{\partial t} + \nabla \cdot (\beta \boldsymbol{u}) = 0 \tag{1}$$

式中：$\beta \in [0, 1]$，表示气相在单元中的体积分数；$\boldsymbol{u}$为速度矢量；∇为散度算子.

混合相区域的密度ρ和黏度μ根据相函数进行加权平均：

$$\rho = \beta \rho_{\mathrm{g}} + (1 - \beta)\rho_{\mathrm{l}} \tag{2}$$

$$\mu = \beta \mu_{\mathrm{g}} + (1 - \beta)\mu_{\mathrm{l}} \tag{3}$$

式中：下标g和l分别表示气体和液体.

流体的运动状态通过质量守恒方程、动量守恒方程和能量方程描述：

$$\nabla \cdot \boldsymbol{u} = 0 \tag{4}$$

$$\frac{\partial(\rho \boldsymbol{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \boldsymbol{u} \otimes \boldsymbol{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla \boldsymbol{u} + (\nabla \boldsymbol{u})^{\mathrm{T}})] + \boldsymbol{F}_{\sigma} + \boldsymbol{F}_{\mathrm{g}} \tag{5}$$

$$\frac{\partial(\rho c_{\mathrm{p}} T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho c_{\mathrm{p}} \boldsymbol{u} T) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_{\mathrm{T}} \tag{6}$$

式中：ρ 为流体密度；μ 为动力黏度；t 为时间；p 为流体压力；$\boldsymbol{F}_{\sigma}$ 为表面张力源项；$\boldsymbol{F}_{\mathrm{g}}$ 为重力源项；T 为流体温度；c_{p} 为比热容；k 为导热系数；S_{T} 为黏性耗散项；∇ 为梯度算子；$\otimes$ 为张量积.

传统 VOF(volume of fluid)模型适用于界面清晰连续的多相流，但难以准确捕捉喷嘴射流中液滴的离散化行为. 为此，本研究建立基于 Dispersed 界面模型的 VOF 多相流模型. Dispersed-VOF 模型采用几何重构方法，能够考虑液体以液滴形式分散在连续相中的特性，分析分散相与连续相之间的相互作用[21]，精确描述液滴的空间分布，从而有效模拟活塞冷却喷嘴射流的实际扩散形态.

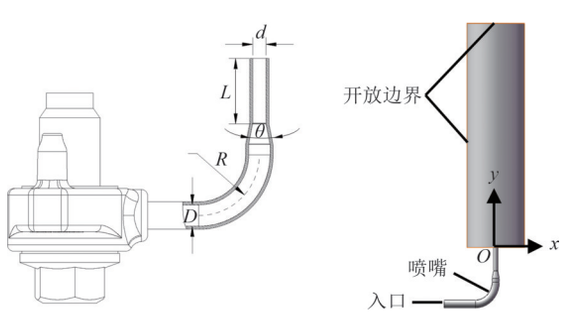
1.2 几何模型与求解设置

以某型发动机(主要参数见表 1)为研究对象，其机油冷却喷嘴结构及流体域如图 1 所示，具体几何参数如表 2 所示.

表 1 发动机主要参数

Tab.1 Main parameters of an engine

参数	数值
缸径×冲程/mm×mm	135×169
缸数/个	6
排量/L	14.5
连杆长度/mm	254.8
每缸气门数/个	4
额定功率@转速	485 kW@1 800 r·min^{-1}
最大扭矩@转速	3 200 N·m@900~1 400 r·min^{-1}



(a)活塞冷却喷嘴结构 (b)喷嘴射流流体域

图 1 活塞冷却喷嘴结构及流体域

Fig.1 Piston cooling nozzle structure and fluid domain

为准确模拟发动机实际运行条件下的喷嘴射流特性，建立了如图 1(b)所示的数值计算域. 该流体域由喷嘴内部通道与外部射流区域组成，外部流场出口直径设为 40 mm，以保证射流发展过程完整展现.

表 2 某型发动机活塞冷却喷嘴结构参数

Tab.2 Structural parameters of the piston cooling nozzle for an engine

参数	数值
入口直径 D/mm	4.93
弯管半径 R/mm	14
出口直径 d/mm	3.05
通径长度 L/mm	15
收缩角 θ/(°)	22

喷嘴入口设置为压力入口，壁面采用无滑移边界条件. 由于所研究的发动机为开式曲轴箱结构，其内部压力近似为大气压，因此将喷嘴出口边界条件设置为大气压力. 射流属于典型湍流流动，本研究选用计算高效、适用于自由剪切流的标准 k-ε 湍流模型进行描述. 为提高计算效率并保证界面分辨能力，对气液相互作用区域采用自适应网格，在体积分数梯度大于 0.015 处进行局部网格加密，小于 0.01 处进行粗化，细化等级为 2 级，根据经验最小网格尺寸设为 0.001 mm.

计算采用稳态流动假设，所有流体介质均视为不可压缩流体. 压力与速度耦合方法选用 Coupled 算法，动量方程与湍流输运方程均采用二阶迎风格式进行离散，以保证精度与收敛性.

1.3 初始条件设定

根据发动机台架实测结果，不同工况下发动机热负荷与冷却需求存在差异，活塞冷却喷嘴的供油压力(相对压力)及其流量随着发动机转速的升高而逐渐增大. 如图 2 所示，怠速时热负荷较低，供油压力和流量较小；随转速增加，二者同步上升.

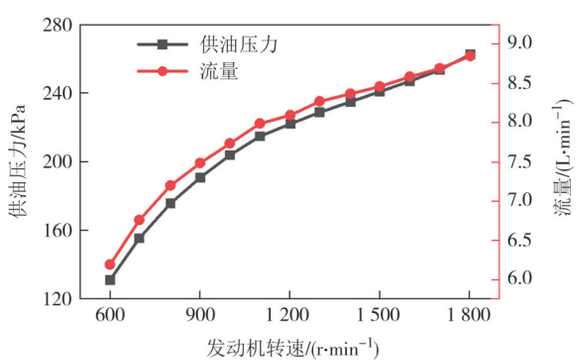


图 2 喷嘴供油压力和机油流量随发动机转速变化

Fig.2 The variation of nozzle fuel supply pressure and oil flow rate with engine speed

为系统评估冷却喷嘴射流特性与冷却性能，本研究选取了覆盖怠速至额定功率的典型转速工况（见表3），其对应供油压力均基于图2所示的台架试验结果.在数值模拟中，各工况均以实测供油压力作为喷嘴的入口边界条件，用于分析不同负荷下的射流流动行为与扩散特性.

表3　研究工况

Tab.3　Research conditions

发动机转速/(r·min^{-1})	供油压力/kPa
600	130
900	190
1 200	220
1 500	240
1 800	260

在发动机运行过程中，油泵压力脉动会导致机油中混入微量气体，形成气液两相流，其气相体积分数（gas volume fraction，GVF）会随发动机转速和系统压力的变化而改变.基于式(1)~式(6)的理论分析可知，GVF的变化会直接影响机油的等效密度和动力黏度，进而显著改变喷嘴射流的流动特性与形态演变过程.

鉴于GVF难以精确测量，本研究采用一种结合数值模拟与试验观测的联合反演方法间接推断其数值.该方法以多相流CFD模型为基础，借助高速摄像可视化试验观测结果反推GVF数值.通过设定入口机油初始GVF值、计算射流形态参数、对比模拟与试验结果，不断修正GVF估算值，最终将射流末端直径的相对误差控制在5%以内，确定最优GVF解.

2　高速摄像试验

2.1　试验设计

本研究设计并搭建了一套高精度喷嘴射流试验系统，用于验证计算模型的准确性，如图3所示.试验系统由供油模块（齿轮油泵+精密调压阀，压力范围0~300 kPa）、测量模块（涡轮流量计，精度±0.5%FS）和可视化模块（Phantom高速摄像机，2 000 fps）组成.

试验前进行系统气密性检测和设备功能校验，并加注适量试验用油循环清洗2 min. 正式试验设置130~260 kPa范围内的5个工况，每个工况稳定5 min后，采用2 000 Hz采样频率连续拍摄10 s射流形态，每个压力点重复3次以确保数据可靠性.试验过程中油温保持在(100±1) ℃，并通过实时数据监测

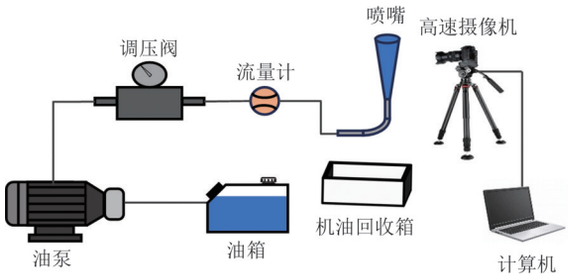


图3　射流试验系统示意图

Fig.3　Schematic diagram of the jet test system

和方差分析确保试验结果的可重复性.高速摄像获得的射流形态数据与流量计记录的实时流量数据同步传输至计算机处理，作为数值模型验证的重要依据.

2.2　试验结果与验证

本研究系统观测了不同喷射压力下射流的形态特征，重点测量了射流到达活塞上止点（top dead center，TDC）位置时冷却油腔入口处（距喷嘴出口194 mm）的油束扩散直径，如图4(a)所示.试验结果表明：所有工况下射流均呈现典型的倒锥形空间扩展特征，在初始段（0~50 mm）保持较高稳定性且边界清晰，但随着射流发展（50~194 mm）逐渐出现表面波动和边界模糊现象，且喷射压力与射流湍流程度呈正相关.

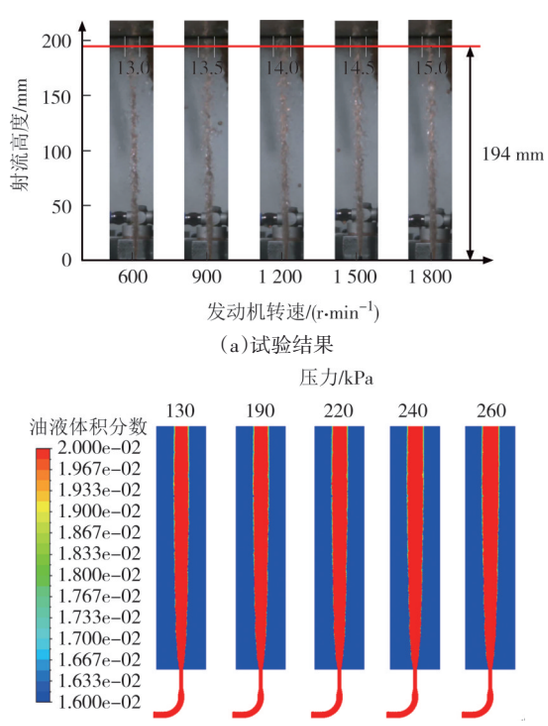


图4　不同转速下的射流形态

Fig.4　Jet shapes at different rotational speeds

如图4(b)所示，考虑GVF影响后的射流形态模拟结果与图4(a)的试验观测高度一致. 图5进一步对比了数值模拟所得的射流末端直径与试验测量值，结果表明：不考虑GVF影响的初始模型与试验数据存在较大偏差(最大误差达15%)，而引入含气率修正后的计算结果与实测值误差降至1%以内，模型精度显著提高. 这不仅验证了GVF参数的关键作用，也充分证明了本研究所建立模型的可靠性.

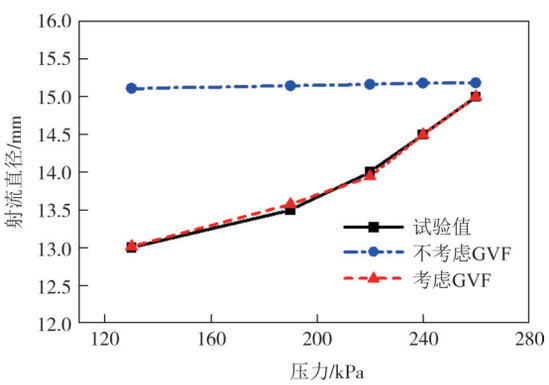


图5 射流直径对比

Fig.5 Jet diameter comparison

试验结果表明，机油含气率与供油压力呈现显著负相关关系，如图6(a)所示，当压力从130 kPa升至260 kPa时，机油中空气含量从19%下降至2%. 如图6(b)所示，GVF随发动机转速线性下降，拟合关系为：

$$GVF = -0.014 \times n + 27.8 \tag{7}$$

式中：n为发动机转速，单位为r/min. 转速每增加300 r/min，GVF平均下降4.2%. 这一现象可归因于以下机理：

1)高压工况下油泵转速提升显著改善了吸油腔的充填效率.

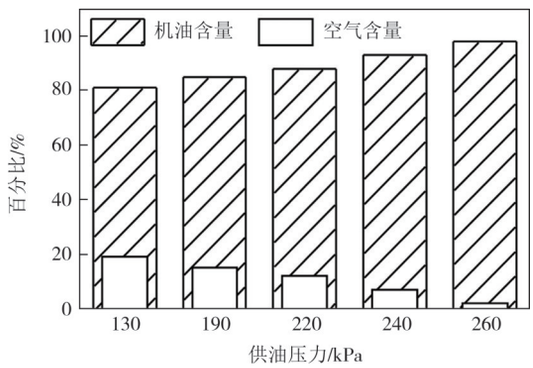
2)系统压力升高有效抑制了局部负压区的形成，减少气泡的产生.

3)油液湍流强度的增大促进了微小气泡的再溶解，从而使含气量进一步降低.

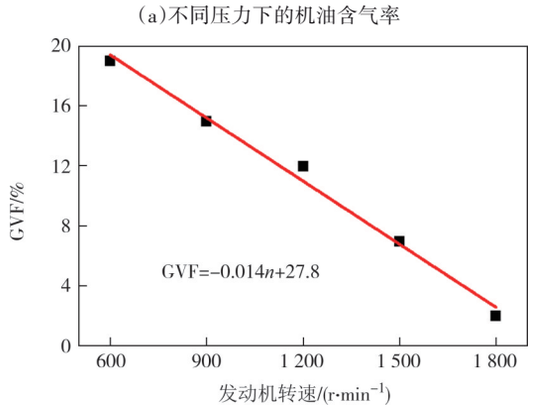
3 流场特性分析

3.1 管道流场特性

选取发动机转速为1 800 r/min的工况作为典型代表，开展喷射特性分析. 如图7所示，受离心力影响，流体在弯管外侧的速度高于内侧. 当流体流进入渐缩段时，由于截面积缩小，最大流速从7.45 m/s增大至18.64 m/s，提升1.5倍. 接近出口处，动态压力升高至235.8 kPa，使射流以高速喷出管道.



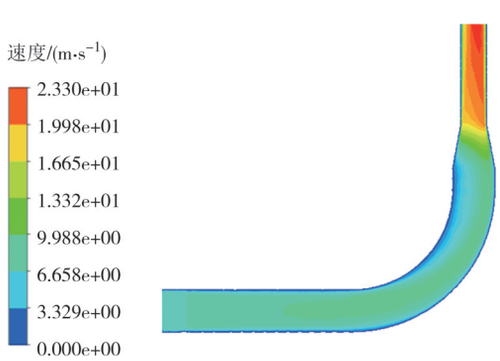
(a)不同压力下的机油含气率



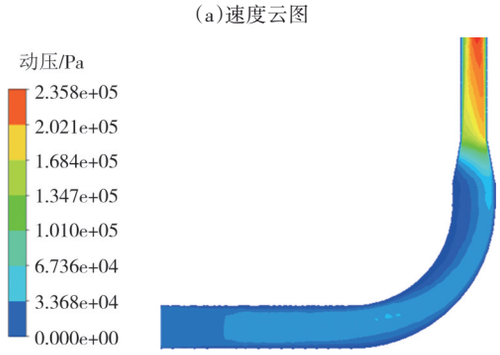
(b)GVF与发动机转速的关系

图6 不同工况下的GVF数值

Fig.6 GVF values under different operating conditions



(a)速度云图



(b)动态压力云图

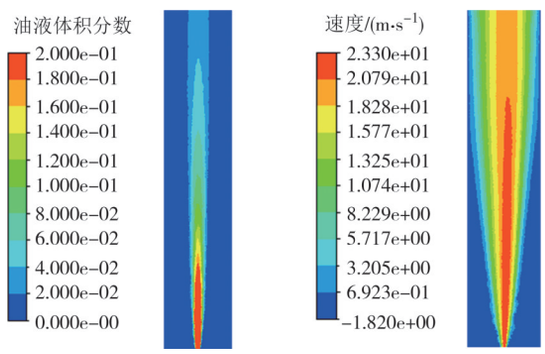
图7 管道内流场

Fig.7 Flow field in the pipe

3.2 射流流场特性

如图8(a)所示，射流油液浓度沿轴向呈梯度分

布,底部油液体积分数较高并随射流发展逐步衰减.空气和机油的掺混效应促使射流径向扩散,导致油液分布范围扩大且局部浓度降低.图8(b)展示了射流速度的分布情况,射流中心核心区保持出口初始速度特征;受离心效应影响,射流右侧速度较高.射流边界外围因剪切作用产生速度梯度层,射流扩展过程中速度分布范围随横截面扩张同步增大.



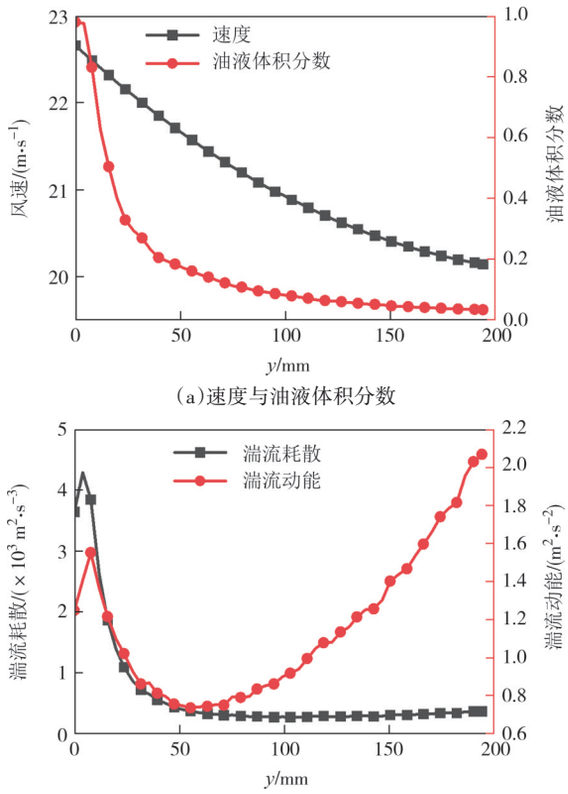
(a)油液分布云图　　(b)速度云图

图 8　射流流场

Fig.8　Flow field of jet

图9(a)展示了射流中心线上射流速度及油液体积分数随射流高度(y)变化规律.射流中心线上的油液体积分数在50 mm高度内急剧减小,超过50 mm高度后趋于平稳,至上止点时体积分数约为0.05,表明液体已经与周围气体充分混合,射流的形态从密集的液柱逐渐转变为分散的液滴.

图9(b)展示了射流中心线上射流湍流动能及湍流耗散随射流高度变化规律.在喷嘴近场区域,边界层较薄且速度梯度较大,剪切力不稳定,导致射流具有较强的湍流强度.随着射流高度的增加(0~50 mm),剪切应力减弱,湍流动能和湍流耗散率迅速下降.当射流高度继续增加(>50 mm),射流与周围气体之间的卷吸力逐渐增强,大尺度涡破碎并转化为小尺度涡,湍流动能再次上升,与图4中表面波动现象吻合.同时,湍流脉动能量转化为热能的过程达到动态平衡,湍流耗散率趋于稳定.



(a)速度与油液体积分数

(b)湍流耗散与湍流动能

图 9　射流中心线流动特性

Fig.9　Flow characteristics along the jet centerline

4　射流特性影响因素分析

4.1　发动机转速

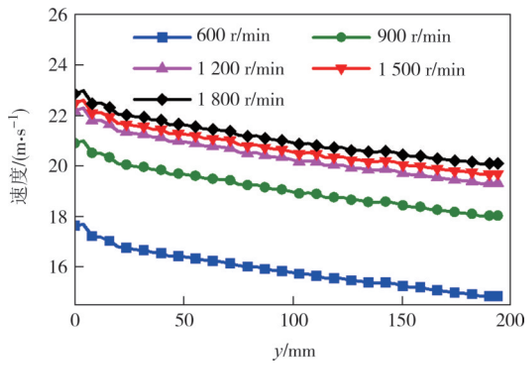
当长径比为5时,在计算模型中设定入口压力和对应GVF值,模拟分析发动机在600~1800 r/min转速范围内的冷却喷嘴射流特性.如图10(a)和10(b)所示,在发动机低功率转速阶段(600~900 r/min),射流速度显著提升,初始段速度由17.63 m/s增加至22.17 m/s,增大25.8%.在高功率转速阶段(1 200~1 800 r/min),射流速度趋于稳定,射流末端速度增幅仅为4.1%.随转速升高,速度衰减率由600 r/min时接近16%下降至1 800 r/min的12%,说明高转速不仅提升了喷射初始动能,还有效抑制了沿程的动能损耗,从而增强了射流的稳定性与穿透能力.

结合图10(c)进一步分析可知,低转速工况下湍流强度整体较低,剪切层扰动不足,动能耗散快;高转速显著增强了初始湍流强度,有助于维持射流动能,并有效减缓速度衰减过程.

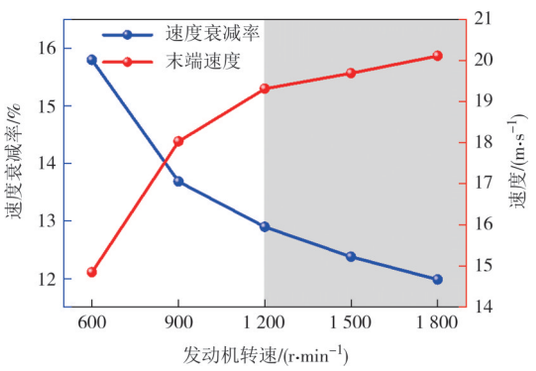
如图11所示,射流发散角α定义为喷流边界间的夹角.α随发动机转速呈线性增长趋势,且均在2°以内,拟合公式为:

$$\alpha = 4.8 \times 10^{-4} \times n + 2.66 \tag{8}$$

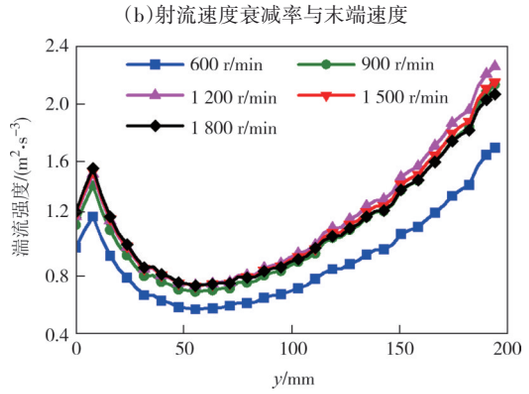
决定系数R^2=0.995 7,表明二者高度相关,转速每增加300 r/min,射流发散角平均增大0.14°.其原因是转速提升引起供油压力增加,增强了喷嘴出口射流剪切层的扰动强度;同时,含气率降低使液相占比提升,喷流动量和湍流结构均更为充分,进而加剧了射流的横向发散.



(a)中心线速度



(b)射流速度衰减率与末端速度



(c)中心线湍流强度

图 10 发动机转速对射流特性的影响

Fig.10 Effect of engine speed on jet characteristics

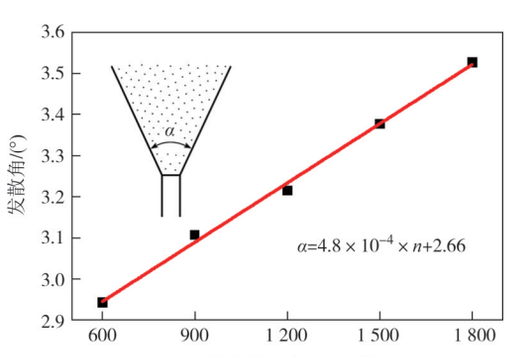


图 11 发散角与发动机转速的关系

Fig.11 Relationship between divergence angle and engine speed

如图 12 所示，射流经直径为 12.5 mm 的圆孔喷入活塞内冷油道. 受射流发散和活塞运动位置变化的影响，机油无法始终完全进入通道. 图 13 展示了不同转速下一个运动周期内的平均进油量. 结果表明，随着发动机转速的提高，进入冷却油道的机油量显著增加. 其主要原因是喷油压力随转速上升而增加，从而推动更多机油喷射进入冷却油道；同时，喷油压力的提升也增强了射流动能，提高了其穿透能力. 因此，在发散角小于 3.6°时，适当提升发动机转速有利于提升射流覆盖能力和活塞冷却效率.

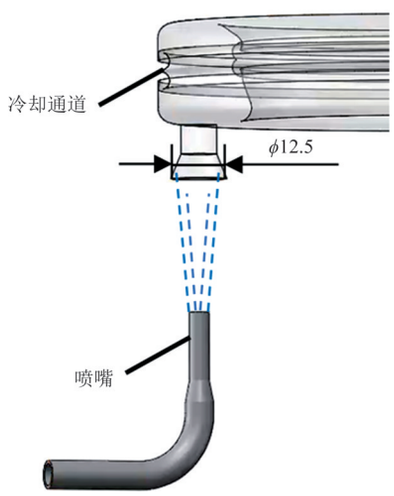


图 12 射流冲击冷却模型

Fig.12 Jet impingement cooling model

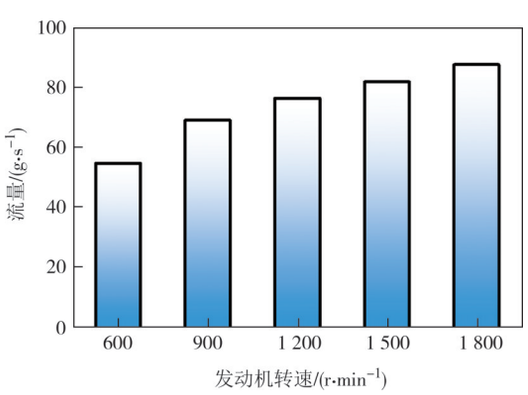


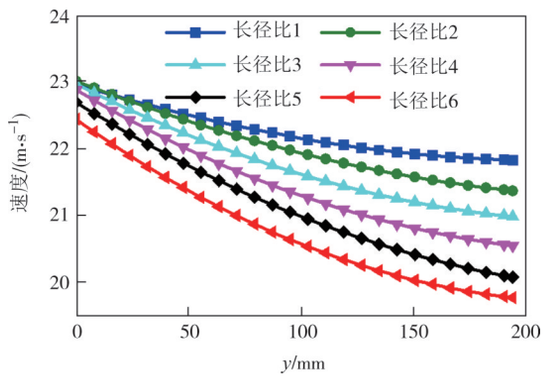
图 13 机油平均进油流量

Fig.13 Average oil inflow rate

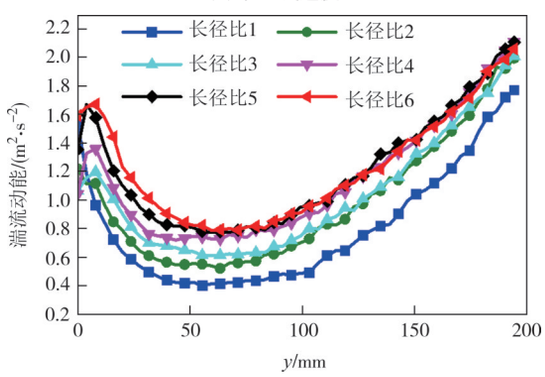
4.2 喷嘴长径比

喷嘴长径比对射流特性具有显著调控作用. 在固定工况参数下(喷嘴直径 3.05 mm、供油压力 260 kPa、GVF 为 2%)，模拟分析长径比为 1~6 的喷嘴射流特性. 如图 14(a)所示，随着长径比增大，喷嘴出口速度减小，轴向速度衰减加剧，说明长通道内能量损失更严重. 如图 14(b)所示，在 0~50 mm 的区域内，湍流动能随着长径比的增加而增大. 超过 50 mm 后，各长径比对应的湍流动能之间的差异逐渐减小，长径比为 4~6 的湍流动能较高并且数值接近.

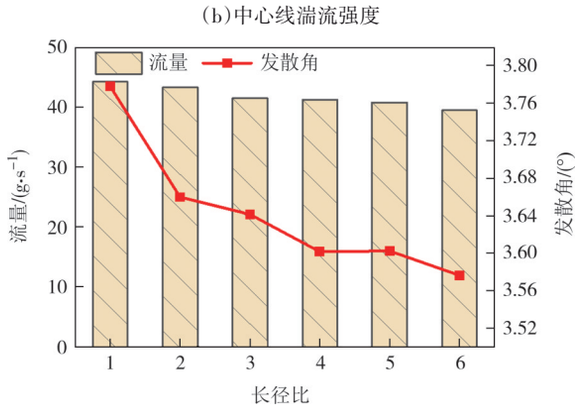
由图 14(c)可知,长径比从 1 增加到 4 时,射流流量从 44.23 g/s 下降至 42.24 g/s,发散角从 3.78°下降至 3.58°,长径比为 4 和 5 时变化趋于平稳,长径比为 6 时流量和直径最小.说明在一定范围内,增大长径比有助于抑制射流扩散,但也会伴随流量损失加剧.



(a)中心线速度



(b)中心线湍流强度



(c)发散角及上止点处流量

图 14　喷嘴长径比对射流特性的影响

Fig.14　Effect of nozzle length-to-diameter ratio on jet characteristics

仅依据流场特征难以全面评价不同长径比下的射流冷却性能,因此有必要结合壁面换热结果进行综合分析.将流体域的上端面设置为壁面边界,模拟活塞处于上止点位置时喷嘴射流冲击壁面的换热特性.图 15 展示了上止点截面的表面换热系数分布情况,射流中心区域的换热系数最高,且随着喷嘴长径比变化,高换热区的范围和强度均发生明显改变.图 16 显示,当长径比低于 3 或高于 4 时,平均换热系数随长径比的增加而减小.长径比为 4 时平均换热系数最大,为 839.9 W/(m²·K),长径比为 3 时最小,为 819.2 W/(m²·K).

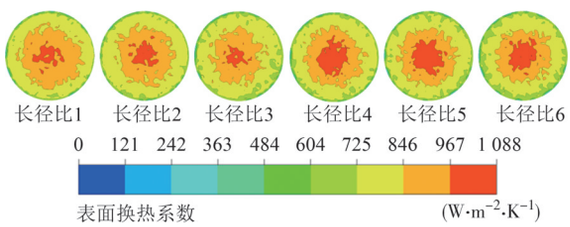


图 15　上止点处换热系数分布

Fig.15　Distribution of heat transfer coefficients at TDC

较大的长径比虽能增强射流湍流强度,但会因速度衰减过快而削弱射流动能,导致换热效率难以进一步提升;而较小的长径比虽能够保持更大的流量,却易引发局部换热不充分的问题.综合来看,长径比为 4 能够在湍流动能、横向分布均匀性和湍流耗散之间取得平衡,从而获得更优的冲击换热效果,因而可视为本研究所考察工况下的最佳射流特性参数.

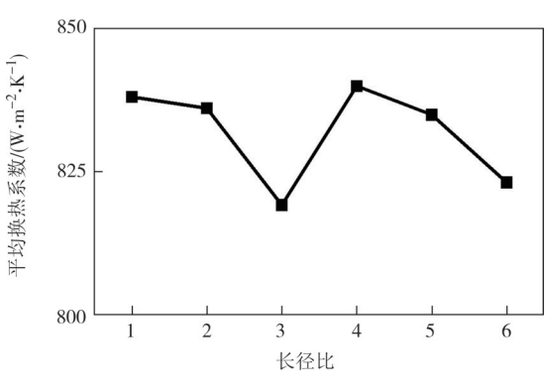


图 16　上止点处平均换热系数

Fig.16　Average heat transfer coefficient at TDC

5　结 论

本研究通过建立 Dispersed-VOF 多相流模型,系统研究了活塞冷却喷嘴的射流特性及其影响因素,获得以下重要结论:

1)提出的 Dispersed-VOF 多相流模型通过引入气相体积分数(GVF)修正,显著提升了射流形态模拟精度(误差<5%).基于 CFD/试验联合反演方法,量化揭示了 GVF 与发动机转速的线性关系,为发动机

冷却喷嘴射流气液两相流动分析提供了新方法.

2)系统研究了发动机转速对机油冷却喷嘴射流特性的影响,揭示了射流发散角随转速线性增加的规律.在一定的发散角内,适当提升转速有助于增大射流动能、提高进油效率,进而提高冷却效果.

3)机油喷嘴长径比对湍流强度、射流发散、换热效果等射流特性影响较大.长径比为4的机油喷嘴在工作过程中具有相对优异的射流发散和湍流强度,表现出更佳的进油效率与冷却能力,具有良好的工程应用潜力.

参考文献

[1] XIONG P Y, MU Z Q, LI M M, et al. New method for evaluating the influence of the cooling gallery shape on the heat load of piston [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2025, 164: 108887.

[2] LIU Y, LEI J L, WANG D F, et al. Research on the optimization design method of ribbed cooling galleries in lightweight steel pistons based on heat transfer performance [J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 269: 126098.

[3] HOPF A, KRAEMER F, TURNER CENG P, et al. CFD simulation of oil jet piston cooling applied to pistons with cooling gallery [J]. SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility, 2022, 5(1): 437-452.

[4] AGARWAL A K, GOYAL S K, SRIVASTAVA D K. Time resolved numerical modeling of oil jet cooling of a medium duty diesel engine piston [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2011, 38(8): 1080-1085.

[5] EASTER J, JARRETT C, PESPISA C, et al. An area-average correlation for oil-jet cooling of automotive pistons [J]. Journal of Heat Transfer, 2014, 136(12): 124501.

[6] 章健,邓立君,刘世英,等.内燃机活塞内冷油腔稳态综合传热预测模型[J].内燃机学报, 2018, 36(3):258-266.
ZHANG J, DENG L J, LIU S Y, et al. Steady heat transfer prediction model for oil cooling gallery in the piston of internal combustion engine [J]. Transactions of CSICE, 2018, 36(3): 258-266. (in Chinese)

[7] LIU Y, LEI J L, WANG B J, et al. Experimental and simulation study on oscillating flow and heat transfer characteristics of the cooling gallery in steel pistons [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2024, 58: 104436.

[8] RENSO F, GIACOPINI M, BARBIERI S G, et al. Oil jets piston cooling: a numerical methodology for the estimation of heat transfer coefficients and optimization of the piston temperature field through a genetic algorithm [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2024, 238(8): 2421-2436.

[9] DHAR S, GODAVARTHI R, MISHRA A, et al. A transient, 3-dimensional multiphase CFD/heat transfer and experimental study of oil jet cooled engine pistons [J]. SAE Technical Paper Series, 2019, 1: 2019-1-0154.

[10] CHEN Y W, SCHLAUTMAN J, DHAR S. Experimental and numerical investigation of the multiphase flow and heat transfer in an oil jet cooled engine piston [J]. SAE Technical Paper Series, 2020, 1: 2020-1-0165.

[11] CHAKKAMADATHIL S D, GOMBI S, SAHU A K. Simulation based sensitivity study of piston cooling performance parameters in automotive diesel engines [J]. SAE Technical Paper Series, 2023, 1: 2023-1-0757.

[12] KELLEHER J, AJOTIKAR N. Piston cooling nozzle oil jet evaluation using CFD and a high speed camera [J]. SAE International Journal of Commercial Vehicles, 2016, 9(2): 291-297.

[13] WENDLING L. CAE cooling simulation model of oil jets [D]. Aachen: RWTH Aachen University, 2021: 41-52.

[14] KAWAGUCHI M, NITTA G, MIMURA K, et al. Effect of flow in the circular 90-degree curved nozzles on ejecting oil jet behavior [J]. Journal of Fluid Science and Technology, 2021, 16(2): JFST0011.

[15] KAWAGUCHI M, NAKAYAMA R, MA L J, et al. Effects of characteristic decomposed modes of the internal flow of a circular 90-degree bent nozzle on the behavior of the oil jet interface [J]. Journal of Fluid Science and Technology, 2021, 16(4): JFST0023.

[16] XIA H. Turbulent jet characteristics for axisymmetric and serrated nozzles [J]. Computers & Fluids, 2015, 110(1): 189-197.

[17] 徐硕涵,赵凯,白天阳,等.喷嘴内流影响下的喷油器性能参数敏感性分析[J].西安交通大学学报, 2025, 59(5):189-197.
XU S H, ZHAO K, BAI T Y, et al. Parameters sensitivity analysis of injector performance with the effect of nozzle internal flows [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2025, 59(5): 189-197. (in Chinese)

[18] 刘国勇,杨阳,徐海洋,等.新型后混合磨料水射流喷嘴流场均匀性分析[J].湖南大学学报(自然科学版), 2020, 47(10): 56-67.
LIU G Y, YANG Y, XU H Y, et al. Analysis on uniformity of flow field for the new post-mixed abrasive water jet nozzle [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2020, 47(10): 56-67. (in Chinese)

[19] SHARMA N K, DEWANGAN S K, GUPTA P K. CFD analysis of turbulent free high-speed water jet issuing from circular and non-circular nozzle geometry in context of abrasive slurry jet machining [J]. International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM), 2024, 18(4): 2393-2403.

[20] YU Y, SHADEMAN M, BARRON R M, et al. CFD study of effects of geometry variations on flow in a nozzle [J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2012, 6(3): 412-425.

[21] SCHNERR G H, SAUER J. Physical and numerical modeling of unsteady cavitation dynamics [C]//Proceedings of the 4th International Conference on Multiphase Flow. New Orleans: ICMF, 2001: 1-12.