

文章编号:1000-8055(2012)07-1665-06

喷油嘴喷射方向偏离的影响因素

王延忠^{1,2}, 牛文韬¹, 唐文¹, 郭梅³, 郭霞³
战鹏³, 赵智姝⁴, 沈蓉⁵

- (1. 北京航空航天大学 机械工程及自动化学院, 北京 100191;
2. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044;
3. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015;
4. 海军航空兵学院 航空机械实验室 辽宁锦州 121012;
5. 北方车辆研究所 车辆传动重点实验室, 北京 100072)

摘 要: 针对航空发动机润滑系统喷油嘴喷射方向的偏离问题进行研究. 首先分析了喷油嘴喷射方向发生偏离的机理, 然后通过计算流体力学(CFD)的方法与软件, 建立了喷油嘴喷油过程的三维数值计算模型. 对不同入口速度和喷油嘴长径比条件下的喷射方向进行了多组计算与比较, 得到了影响喷射方向偏离的因素及其影响规律. 研究发现: 喷油嘴入口处的径向速度分量导致了喷射方向的偏离, 径向速度分量与法向速度分量之比越大, 喷油嘴长径比越大, 喷射方向偏离程度越大; 对已定的喷油嘴入口速度或长径比, 能够找到与之匹配的长径比或入口速度, 使得喷油方向无偏离.

关 键 词: 喷油嘴; 喷射方向; 计算流体力学; 入口速度; 长径比

中图分类号: V233.4⁺2

文献标志码: A

Research on deflection of nozzle spray direction

WANG Yan-zhong^{1,2}, NIU Wen-tao¹, TANG Wen¹, GUO Mei³,
GUO Xia³, ZHAN Peng³, ZHAO Zhi-shu⁴, SHEN Rong⁵

- (1. School of Mechanical Engineering and Automation,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. State Key Laboratory of Mechanical Transmission,
Chongqing University, Chongqing 400044, China;
3. Shenyang Aero Engine Research Institute,
Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China;
4. Laboratory of Aviation Mechanical, College of Navy and Aviation,
Jinzhou Liaoning 121012, China;
5. National Key Laboratory of Vehicle Transmission,
China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

Abstract: The jet flow deflection of aero-engine lubrication system was researched. The deflection mechanism was analyzed firstly. Then a three-dimensional numeric model of the nozzle was established based on the method and application of computational fluid dynamics

收稿日期: 2011-08-30

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120801.1438.201207.1665_032.html

基金项目: 航空科学基金(20090451008), (20090451009)

作者简介: 王延忠(1963—), 男, 辽宁沈阳人, 教授, 博士. 主要从事传动摩擦学理论与应用技术、先进精密传动加工技术、空间啮合曲面数字加工理论和技术等方面研究工作.

(CFD). Then the spray direction with different inlet velocities and nozzle slenderness ratios was computed. Finally, the influential factor of the deflection and its rule were obtained through the comparison of the results. The study found that the radial velocity caused the deflection of the spray direction. The greater ratios of radial velocity to normal velocity as well as length to diameter, the higher level the deflection. The results also show that the suitable match of inlet velocity and ratio of length to diameter result in no deflection.

Key words: oil nozzle; spray direction; computational fluid dynamics; inlet velocity; ratio of length to diameter

航空发动机中的齿轮和轴承工作在高速状态,故主要采用喷油方式对其进行润滑与冷却,对于目前航空发动机主轴承所采用的环下供油方式,也是由喷油嘴将润滑油喷入其集油部再经由输油部运至轴承进行环下润滑^[1].因此,无论是喷油润滑还是主轴承的环下供油方式,都要求喷油嘴能够将润滑油准确地喷至润滑或集油部位,也即要求对喷油嘴喷射射流的方向实现控制.

航空发动机润滑系统通过输油管道将润滑油运送至各个喷油嘴进行喷油润滑^[2],润滑油的喷射流型不仅与喷油嘴的几何形状,包括喷油嘴突出长度、喷油嘴内径、截面几何形状,以及加工精度有关,还受到管道内润滑油流动状态的影响.航空发动机润滑系统喷油嘴无压力室,为直接开在管道壁上的小孔,在目前的设计过程中,往往认为从喷油嘴喷出的润滑油沿喷油嘴中心线直线运动,所以将喷油嘴(壁孔)直接对准需要润滑或冷却的部位,事实上,管道内的润滑油沿着输油管道流至每个喷油嘴,导致喷油嘴入口存在垂直于法向的速度分量,即径向分量,进而影响润滑油的喷射方向,使得喷射射流会偏离喷嘴的中心方向,无法将润滑油准确的喷至预定部位,因此,在制造与装配完成后,需要耗费大量人力物力对喷油嘴的喷射方向进行检测.

目前针对喷油嘴的喷雾特性及其对燃烧与排放的影响等问题已经有人作了大量的研究^[3-8],但尚未有人对喷油嘴喷射方向及其影响因素进行专门的研究,本文通过理论分析以及计算流体力学(CFD)计算,以期能够得到喷油嘴入口径向速度对喷射方向的影响,找到在此情况下喷油嘴喷射方向的规律,为航空发动机润滑系统喷油嘴的设计与布置提供依据.

1 入口存在径向速度喷油过程分析

图 1 所示为某型航空发动机附件机匣转接齿轮箱内某喷油嘴的示意图,1,2,3,4 为四个喷油

嘴,在每个喷嘴的入口处,由于存在径向速度分量,会使得喷射方向发生偏离.

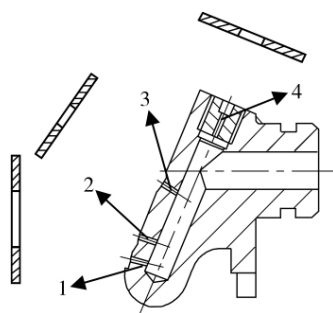


图 1 航空发动机内某喷油嘴示意图

Fig. 1 Sketch of nozzle on aeroengine

图 2 所示为喷油嘴喷油过程示意图,入口 I 处的箭头为合速度的方向,当入口润滑油以此合速度进入喷嘴时,喷油嘴的上管壁会对润滑油作用一个与径向速度相反的反力,此反力使径向速度减小直至为零,根据流体力学原理,反力将通过压强向上传递,使润滑油的径向速度逐渐减小,在喷油嘴内形成一个最小过流面 M .同时,在 M 与入口之间形成一个高压油区,润滑油流经 M 后,高压油区与周围的压力差使润滑油产生向下的径向速度分量.

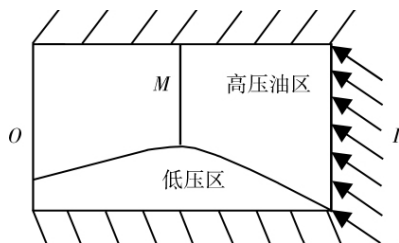


图 2 喷油嘴喷油过程示意图

Fig. 2 Spray process of oil

从图 2 可以直观的看到,最小断面 M 的位置直接影响了喷油嘴的喷射方向与偏离程度:当 M 位于喷油嘴内时(如图 2),喷油方向将向下偏离,并且 M 越靠近喷油嘴入口 I ,越早产生向下的径向速度,出口 O 的偏离程度越大.此外,高压油区

的压力的大小也会影响喷油嘴的喷射方向。

最小断面 M 的位置与高压油区的压力实际上是由入口速度和喷油嘴的几何尺寸共同决定的,为了精确考察入口速度以及几何尺寸对喷油嘴喷射方向的影响,本文采用计算流体力学(CFD)方法对其进行计算与分析。

2 喷油 CFD 模型的建立

2.1 数学模型

利用大型计算流体力学软件 CFX 中的欧拉-欧拉多相流模型^[9]对喷油嘴喷油过程进行三维数值计算,为了更有效的得到喷射方向的不同影响因素的多组计算数据并进行比较与分析,对模型进行以下合理假设:

- 1) 喷油过程不发生化学反应;
 - 2) 气液两相均匀混合,采用单相流法^[10-11];
 - 3) 不考虑喷油过程中流体温度变化与传导。
- 根据以上假设,此模型的控制方程如下:

1) 连续性方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (1)$$

式中密度 $\rho = \sum_{a=1}^N r_a \rho_a$, r_a 为 α 相的体积率, U 为流速。

2) 动量守恒 N-S(Navier-Stokes)方程

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U U) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_m \quad (2)$$

式中 S_m 为外部体积力, p 为流体压力, τ 为应力张量。

$$\tau = \mu \left(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \nabla \cdot U \right) \quad (3)$$

式中 μ 为流体黏度。

3) 湍流模型

为了保证计算具有良好的鲁棒性和精确性,在此采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型, k 和 ϵ 为湍流动能和耗散率,通过分别求解其微分输运方程得到^[12]

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \\ & P_k - \rho \epsilon + P_{kb} + S_k \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \epsilon) = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \\ & \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon + C_{\epsilon 1} P_{eb}) + S_\epsilon \end{aligned} \quad (5)$$

式中 $C_{\epsilon 1}$ 和 $C_{\epsilon 2}$ 为模型常数,通常分别取为 1.44 和 1.92; P_k 是由平均速度梯度产生的湍流动能; P_{kb} 是由浮力产生的湍流动能,在此模型中为零; σ_k 和 σ_ϵ 分别为 k 方程和 ϵ 方程的 Prandtl 数; S_k 和 S_ϵ 为用户自定义的源项。

求出 k 和 ϵ 后,湍流黏度为

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (6)$$

式中 C_μ 为模型常数,取 0.09。

4) 体积率归一方程

$$\sum_{a=1}^N r_a = 1 \quad (7)$$

2.2 计算网格与边界条件

在流体网格划分软件 ICEM(integrated computer engineering and manufacturing)中对模型进行分网,采用非结构化四面体网格,对尺寸小的部位进行网格加密,并沿喷油嘴管径设置边界层,网格总数达到 50 万。在前处理中设置流体属性与边界条件:润滑油密度为 959 kg/m^3 、黏度为 $0.01 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 、气体为空气,喷油嘴入口设置速度边界条件,环境设置为开放式空气边界条件,喷油嘴管径设置无滑移边界条件。计算模型与网格如图 3 所示。

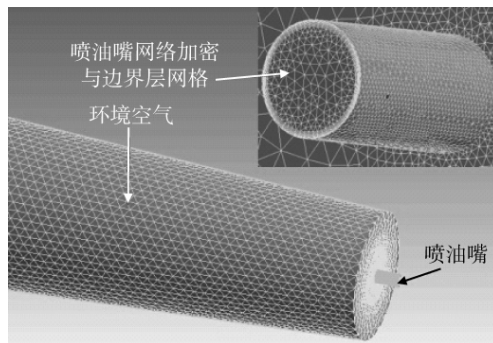


图 3 计算模型与网格

Fig. 3 Computational model and grid

3 喷油嘴入口速度对喷射方向影响

3.1 计算设计

入口速度对喷射方向的影响应该从速度的大小和方向两方面进行考虑,为了更好的分析入口速度对喷射方向的影响,这里将喷油嘴的几何尺寸固定:喷油嘴长度 $l = 1 \text{ mm}$,直径 $d = 1 \text{ mm}$,长径比 $l/d = 1$ 。

分别对喷油模型进行 3 组计算,分别是喷油嘴入口法向速度 $v_n = 10, 20, 30 \text{ m/s}$,对于每一组,对径向速度 v_r 在 $0 \sim 100 \text{ m/s}$ 速度范围内每相差 5 m/s 计算一组算例,在径向速度与法向速

度接近时,每相差 1 m/s 计算一次,具体计算如 表 1 所示.

表 1 计算列表
Table 1 Computed list

v_n/v_r	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
10	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
20	✓					✓					✓	✓	✓	✓	✓
30	✓					✓					✓				
v_n/v_r	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
10	✓					✓					✓				
20	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓				
30	✓					✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
v_n/v_r	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
10	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
20	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
30	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓

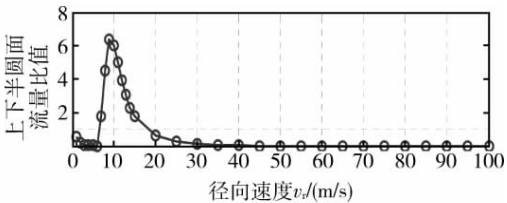
对于每次计算,所有变量的计算均方根残差均达到 10^{-5} 以下.

3.2 计算结果与分析

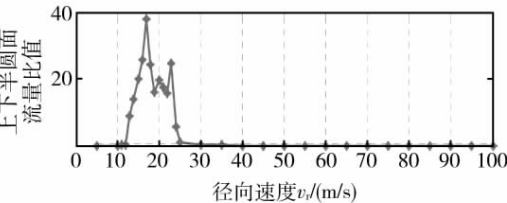
不同入口速度下喷油嘴喷射射流的喷射方向,可以用通过如流场外边界上下两个半圆的润滑油流量的比值来进行表示与比较.在射流方向无偏离时上下两个半圆面的流量比值应为 1,比值大于 1,说明喷射方向向上偏离;比值小于 1,说明喷射方向向下偏离.

计算得到的结果如图 4 所示.由图 4 可以看出,在喷油嘴入口法向速度 v_n 分别为 10, 20, 30 m/s 的情况下,随着喷油嘴入口径向速度 v_r 由 0 逐渐开始增大,上下半圆面流量的比值都呈现先小于 1、后大于 1、再小于 1 并不断减小的趋势,即喷油方向都是先逐渐向下偏离,偏离到一定程度后向上回复,并经由喷油嘴中心位置(比值为 1 的直线)向上偏离,偏离到一定程度后又向下回复,经中心位置后一直向下偏离;当 $v_r = v_n$ 时,射流方向总是向上偏离,且偏离程度较大.所不同的是随着法向速度的增大,两次经过中心位置的径向速度也随之增大,并分布在法向速度的左右.

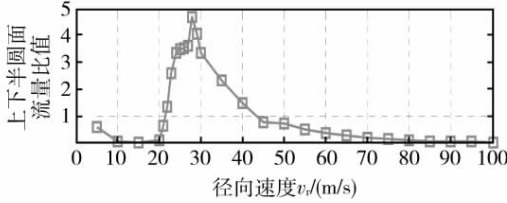
产生这种现象是因为刚开始径向速度较小时,很小的反力(压差)在很短的时间就将径向速度降为零,使得喷射方向向下;随着径向速度的增大,在反力有足够的时间将径向速度降为零之前,润滑油就流出了出口,此时润滑油仍具有向上的



(a) $v_n=10$ m/s



(b) $v_n=20$ m/s



(c) $v_n=30$ m/s

图 4 不同入口速度下的射流偏离方向

Fig. 4 Spray direction with different inlet velocities

径向速度,喷射方向向上;当径向速度继续增大,反力急剧增大,使得在较短的时间内在喷油嘴内将径向速度降为零,喷射方向向下.法向速度越大,润滑油流出喷嘴所需的时间越短,所以需要更

大的反力才向下喷射, 这是图 4 中随着法向速度增大曲线右移的原因.

为了更好地判断射流的偏离程度, 取一个位于喷油嘴中心位置、距喷油嘴出口 100 mm、半径为 1.5 mm 的圆面, 通过此圆面的润滑油流量与出口流量的比值越小说明偏离程度越大, 等于 1 时无偏离. 计算结果如图 5 所示.

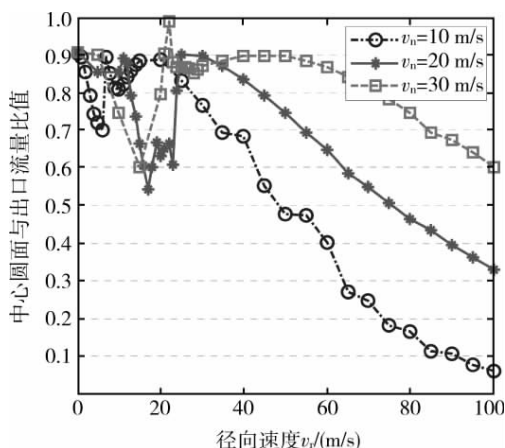


图 5 不同入口速度下的射流偏离程度

Fig. 5 Deflected degree with different inlet velocities

由图 5 可以看出, 随着入口径向速度的增大, 射入中心圆面的流量与喷油嘴出口流量的比值越来越小, 射流偏离程度越来越大; 当入口径向速度与法向速度接近时, 射流偏离程度会上下波动, 这是因为在此速度范围内射流偏离方向的改变所致 (如图 4 所示); 入口法向速度越大, 在相同径向速度时其偏离程度越小, 当 $v_n = 10 \text{ m/s}$, $v_r = 100 \text{ m/s}$ 时的偏离程度最大, 其喷射速度云图如图 6 所示.

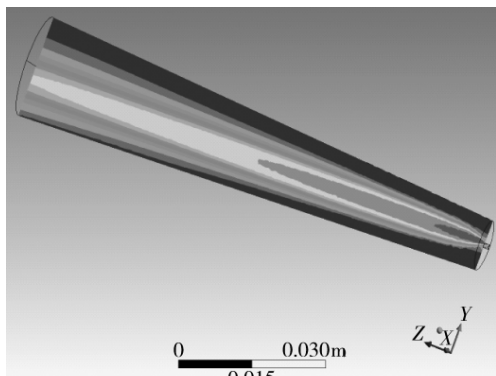


图 6 $v_n = 10 \text{ m/s}$, $v_r = 100 \text{ m/s}$ 时的速度云图

Fig. 6 Velocity contour map of $v_n = 10 \text{ m/s}$, $v_r = 100 \text{ m/s}$

由以上分析可以知道, 当喷油嘴入口法向速度一定时, 存在两个不为零的径向速度, 使得此时

射流不发生偏离, 且这两个径向速度的值接近并分布在此时法向速度的值左右.

4 喷油嘴长径比对喷射方向的影响

以上分析了喷油嘴几何尺寸一定时 (喷油嘴长度 $l = 1 \text{ mm}$ 、直径 $d = 1 \text{ mm}$) 喷油嘴入口速度对喷射方向的影响, 下面对喷油嘴的几何尺寸 (长径比) 对喷射方向的影响进行计算与分析.

取喷油嘴直径 $d = 1 \text{ mm}$, 径向速度取为 1 中偏离程度最大的 $v_r = 100 \text{ m/s}$ (图 5 所示), 为了分析长径比对不同入口速度下喷射方向的影响, 进行三组计算:

- 1) $v_n = 10 \text{ m/s}$;
- 2) $v_n = 20 \text{ m/s}$;
- 3) $v_n = 30 \text{ m/s}$.

对每组都分别对喷油嘴的长径比 $l/d = 0.25, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3$ 进行计算, 计算结果如图 7、图 8 所示.

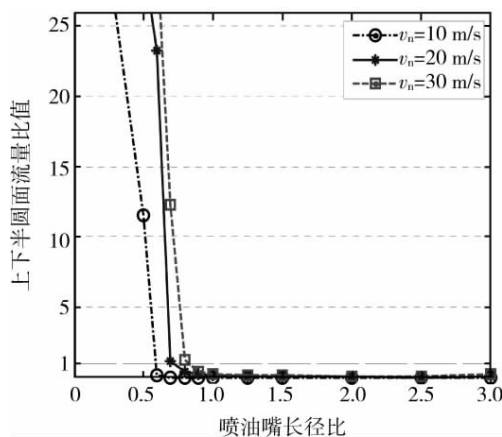


图 7 不同长径比时的射流偏离方向

Fig. 7 Spray direction with different ratios of length to diameter

由图 7 可以看到, 在喷油嘴长径比很小的时候, 射流方向严重向上偏离; 随着长径比的增加, 射流方向向下回复, 偏离程度逐渐减小, 经过中心位置后逐渐向下偏离并保持不变. 长径比和径向速度相同的情况下, 法向速度越大, 偏离程度越小.

这种现象的原因是当长径比很小时, 喷油嘴上壁面对润滑油的反力作用时间很短, 大多数润滑油没来得及受到反力就已经流出了喷油嘴, 此时射流方向几乎与法向速度和径向速度的合速度方向一致, 严重向上偏离; 随着长径比的增大, 润滑油受到的壁面反力逐渐增大, 方向向下回复; 当

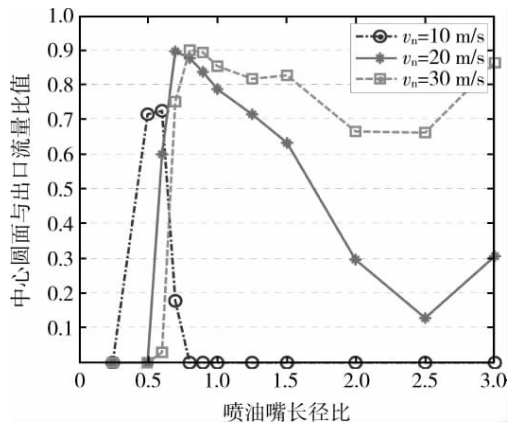


图 8 不同长径比时的射流偏离程度

Fig. 8 Deflected degree with different ratios of length to diameter

长径比继续增大时, 喷油嘴内的润滑油受到充分的壁面反力, 在喷油嘴内形成最小断面, 使得喷射方向向下, 此时再继续增大长径比, 喷射方向几乎不受影响。

由图 8 可以看出, 当长径比较小时 (0.5 左右), 法向速度越大, 偏离程度越大; 当长径比较大时 (大于 1), 法向速度越大, 偏离程度越小, 这是因为法向速度的增大减少了管壁反力的作用时间, 使得最小断面向出口方向移动, 导致当长径比小时向上偏离程度增大、当长径比大时向下偏离程度减小。

由分析也可知道, 在入口速度与喷油嘴内径已定的情况下, 存在一个长径比, 使得此时射流无偏离。

5 结 论

1) 喷油嘴入口处的径向速度分量是使喷射方向发生偏离的根本原因, 喷油嘴的长径比对喷射方向与偏离程度有重要影响。

2) 在喷油嘴尺寸一定的情况下, 喷油嘴入口径向速度分量越大, 润滑油受到的管壁的反力越大; 入口法向速度分量越小, 润滑油所受反力时间越长, 这两个原因都使喷射方向向与入口径向速度相反方向偏离。

3) 在喷油嘴入口速度一定的情况下, 喷油嘴长径比越小, 润滑油受到管壁反力的时间越短, 喷射方向越向入口合速度方向偏离; 长径比越大, 越

向与入口径向速度相反方向偏离, 但当长径比大到一定程度后, 喷射方向保持不变。

4) 对已定的喷油嘴入口速度或长径比, 都能找到与之匹配的长径比或入口速度, 使得喷油方向无偏离。该研究对航空发动机润滑系统喷油嘴的设计与布置具有重要指导作用。

参考文献:

- [1] 林基恕, 张振波. 21 世纪航空发动机动力传输系统的展望[J]. 航空动力学报, 2001, 16(2): 108-114.
LIN Jishu, CHANG Zhenbo. Prospects of aero-engine power transmission system in the 21st century[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(2): 108-114. (in chinese)
- [2] 林基恕. 航空燃气涡轮发动机机械系统设计[M]. 北京: 航空工业出版社, 2005.
- [3] 何志霞, 袁建平, 李德桃, 等. 柴油机喷嘴结构优化的数值模拟分析[J]. 内燃机学报, 2006, 24(1): 35-41.
HE Zhixia, YUAN Jianping, LI Detao, et al. Numerical simulation on optimization of diesel nozzle[J]. Transactions of Csice, 2006, 24(1): 35-41. (in chinese)
- [4] Payri F, Bermudez V, Payri R, et al. The influence of cavitation on the internal flow and the spray characteristics in diesel injection nozzles[J]. Fuel, 2004, 83(4/5): 419-431.
- [5] Campanella R, Laforgia D, Ficarella A, et al. Spray characteristics of five-hole V. C. O nozzles of a diesel electro-injector[R]. SAE Technical Paper 940192, 1994.
- [6] Schmidt D P. Multi-dimensional modeling of multiphase flow physics: high-speed nozzle and jet flow; a case study[J]. Nuclear Engineering and Design, 2001, 204(1/2/3): 177-190.
- [7] Hanjalic K. Advanced turbulence closure models: a view of current status and future prospects[J]. Numerical and Fluid Flow, 1994, 15(3): 178-203.
- [8] Moekel M D. Computational fluid dynamic(CFD) analysis of six cylinder diesel engine cooling system with experimental correlations[R]. SAE Technical Paper 941081, 1994.
- [9] 王福军. 计算流体力学分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [10] Okajima M, Kato M, Kojima T. Contribution of optimum for nozzle configuration to spray formulation[R]. SAE Technical Paper 900824, 1990.
- [11] Okajima M, Kato M, Kano H. Contribution of optimum nozzle design to injection rate control[R]. SAE Technical Paper 910185, 1991.
- [12] Singhal A K, Athavale M M, Li H, et al. Mathematical basis and validation of the full cavitation model[J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(3): 617-624.