

履带车辆前置动力舱冷却空气流场分析

王 瑞^{1,2}, 王义春¹, 冯朝卿^{1,3}

(1. 北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081;

2. 内蒙古工业大学 机械学院, 呼和浩特 010051;

3. 内蒙古工业大学 能源与动力工程学院, 呼和浩特 010051)

摘 要: 以某履带车辆前置动力舱为研究对象,建立了舱内冷却空气流场的物理模型与数学模型,对装备有多个散热器且入口边界条件不同的动力舱内、外部冷却空气流场进行了仿真研究,并与实车测试结果进行了对比,分析了不同车速对各散热器冷却空气质量流量的变化规律的影响。结果表明:在相同风扇转速下,随着车速由 0 km/h 增加到 70 km/h,两个散热器及两个风扇的质量流量均有 10% 左右的变化,但是两个散热器的总质量流量基本不变。车速在 0~70 km/h 变化时,由仿真计算和试验测试所得的各散热器和风扇的冷却空气质量流量变化率之差都小于 5%。

关 键 词: 前置动力舱; 空气流场; 车速; 散热器; 风扇

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Analysis of cooling air flow field in front power compartment of tracked vehicle

WANG Rui^{1,2}, WANG Yi-chun¹, FENG Chao-qing^{1,3}

(1. School of Mechanical and Engineering,

Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China;

2. College of Mechanical Engineering,

Inner Mongolia University of Technology, Hohhot 010051, China;

3. College of Energy and Power Engineering,

Inner Mongolia University of Technology, Hohhot 010051, China)

Abstract: Cooling air flow fields of front power compartment in tracked vehicle were researched, while both physical and mathematical models were built. Cooling air flow fields around inner and exterior of a power compartment equipping with several radiators with different entry boundary conditions were simulated. These studies were compared with the experimental results. The influence of vehicle speeds on change regular of cooling air mass flow of radiators was analyzed. The research shows that, under the same rotating speed of the fan, mass flows of two fans and two radiators change about 10% from 0 to 70 km/h of vehicle speeds, and the total mass flow of two radiators is nearly stable. For the radiators and fans, the change rate of cooling air mass flow between the simulation and experiments are less than 5% when vehicle speeds change from 0 to 70 km/h.

Key words: front engine compartment; air flow field; vehicle speed; radiator; fan

收稿日期: 2013-03-13

基金项目: 国家预先研究项目(40402070101)

作者简介: 王瑞(1983—),男,内蒙古乌兰察布人,讲师,博士生,主要研究领域为履带车辆动力系统热管理。

动力舱空气流动与散热性能的好坏直接关系到车辆的性能与寿命,甚至会直接影响车辆能否正常行驶^[1-2]。履带车辆冷却空气流场一般有两种:一种是有特定流道的冷却空气流场,冷却空气只通过散热器、冷却风道和风扇,优点是结构紧凑,流动阻力损失小;另一种是无特定流道,冷却空气流经动力舱再由风扇排出,优点是冷却空气可以带走动力舱的热量,但由于动力舱结构复杂,零部件与管路较多,造成空气流道不规则,空气流动阻力会增大,流动损失增加。

动力舱内结构较为复杂,只利用试验测试的手段了解其内部各处冷却空气流动情况较为困难,于是 CFD 数值模拟的方法被广泛地应用在民用车辆动力舱内空气流场研究中^[3-7]。索文超等对单散热器、后置动力舱履带车辆舱内冷却空气流场进行了数值模拟,提出了各部件在 CFD 模型中的处理方法,并且结合试验研究,证明了数值模拟的设计方法误差很小,足以满足工程设计要求^[8]。李振平等也通过对坦克动力舱的 CFD 数值模拟分析了其内部的流场^[9]。

为了满足全工况范围内车辆最大散热量的要求,结合车辆动力舱结构特点,本文所涉及的履带车辆采用双散热器散热,散热器 A、B 分别布置于动力舱前端和上部。散热器 A 为发动机水散热器,散热器 B 集成了中冷器、发动机润滑油散热器和变速箱油散热器。由于两个散热器的布置位置不同,使得散热器的入口边界条件在车辆行驶过程中随着车速的变化而变化,从而影响两个散热器的空气质量流量分布。本文通过建立某履带车辆舱内空气流动的物理模型与数学模型,利用 Fluent 软件对有多个散热器且入口边界条件不同的动力舱冷却空气流场进行仿真研究,分析在不同车速时,各散热器空气质量流量的变化规律。

1 建立模型

某履带车辆前置动力舱(以下简称动力舱)外部几何模型如图 1 所示,散热器 A 布置于动力舱前端,倾斜安装,与水平面有 17° 的夹角,散热器 B 水平安装。

建立计算模型时,对几何尺寸较小或对空气流动和换热作用影响不大的部件进行适当的简化和省略,对动力舱壳体及其内部主要部件,按照设计尺寸形成三维模型,并依据其位置关系进行装配,从而构建空气流动计算区域。为进行流场模拟计算,通过适当的简化而构建计算区域。所取计算

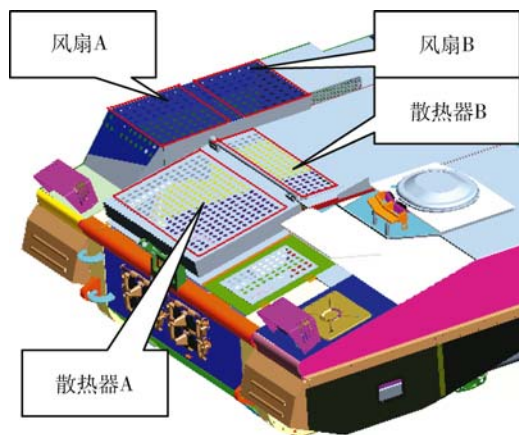


图 1 动力舱外部几何模型

Fig. 1 External geometric model of power compartment

区域为车体各个方向均向外扩大 4 倍的车体尺寸。

2 边界条件设定

整个流场入口采用速度入口(velocity inlet),流体速度为车辆行驶速度;出口采用自由流动边界(out flow),见图 2 所示。

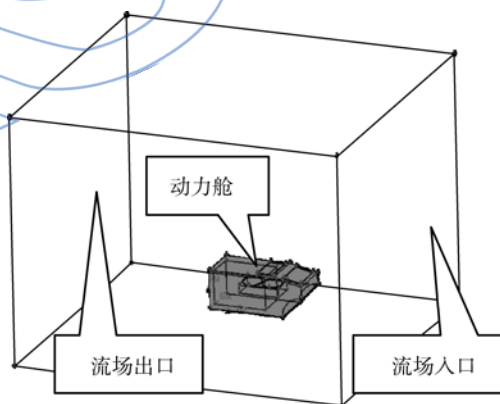


图 2 动力舱外部模型及计算区域示意图

Fig. 2 Schematic of power compartment external model and computation region

动力舱入口处为散热器,此部分按照多孔介质(porous zone)处理;动力舱出口设为风扇(fan)边界^[10]。

从流动的角度将散热器看作多孔介质,对流经的空气产生一个阻力,即空气流经散热器时会有一压力损失,压力损失与流经的速度关系式如下式^[11]:

$$\frac{dp}{dL} = -\alpha v_r^2 - \beta v_r$$

式中 p 为压力, Pa; L 为流体流过的距离, m; α 为惯性阻力系数, kg/m^4 ; β 为黏性阻力系数,

$\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$; v_t 为气流速度, m/s .

从温度场的角度将散热器看作单位体积热源, 对流经的空气加热, 最大散热功率为设计参数, 散热器 A 为 300 kW, 散热器 B 为 150 kW. 利用风洞试验台在保持环境温度为 $27^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$ 、湿度为 $50\% \pm 5\%$ 的情况下, 对散热器 A、B 的风阻特性进行测试, 试验装置结构图如图 3 所示.

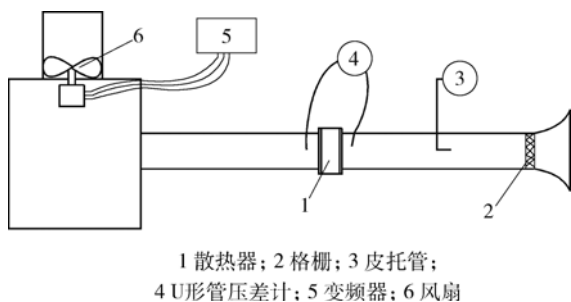


图 3 散热器性能测试试验装置示意图
Fig. 3 Schematic of radiator performance test device

散热器压降利用 U 形管压差计测试, 空气流速利用皮托管测量, 风扇是由交流伺服电动机驱动, 电动机转速利用变频器调节. 两个散热器的压降曲线如图 4 所示.

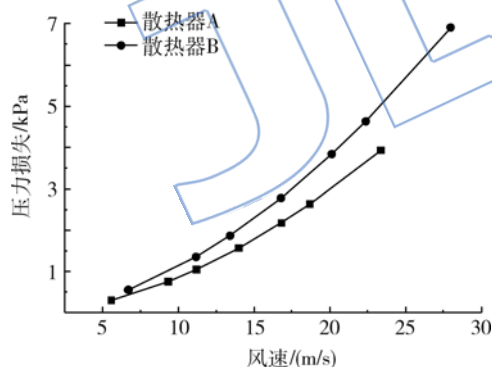


图 4 散热器 A、B 压降曲线
Fig. 4 Pressure drop curves of radiator A and radiator B

根据压降数据拟合压降方程为 2 次多项式, 分别如下:

散热器 A

$$y = 5.767x^2 + 37.92x - 98.66$$

散热器 B

$$y = 6.937x^2 + 58.65x - 159.9$$

利用两个散热器的压降方程系数, 设置多孔介质边界条件. 由于散热器 A 倾斜安装, 设置散热器 A 时需要提取散热器 A 入口表面的方向矢

量. 散热器 B 阻力直接按照初始坐标矢量设置.

动力舱出口风扇边界按照风扇生产商提供参数设定. 采用一个无限薄的面, 取风扇的压力升高与流过风扇的平均速度的函数关系为多项式形式, 并定义风扇的旋转方向、中心坐标及旋转半径^[8].

3 网格划分

根据履带车辆动力舱内结构复杂的特点, 应用非结构化网格划分技术实施区域离散化.

计算区域空间范围大, 各部位空气流动状态有很大差别, 因此不采用疏密相同的网格^[12]. 对整个空气流动区域作适当的分区处理, 动力舱内部网格尺寸较小, 而动力舱外大气环境网格尺寸较大, 并在每个分区内针对不同的空气流动状态确定边界和近壁区域网格的疏密程度^[13].

计算模型网格划分采用结构性网格与四面体非结构性网格相结合, 对整个计算区域分块划分, 外流域中大部分采用结构性网格, 而车体内由于结构较复杂, 采用非结构性网格^[14]. 对于车体外侧网格的划分采用渐变式的网格, 比例系数为 1.05. 而对于车体内网格则采用相同尺寸的非结构性网格自动划分生成, 总网格数为 1204191.

在计算过程中, 根据压力或速度梯度的大小对网格进行自适应化处理, 在变量梯度大处加密网格, 在变量梯度小处减小网格密度^[15].

4 数值模拟

利用 Fluent 软件对模型进行数值模拟, 图 5 是车速为 45 km/h 时动力舱外部空气流速矢量图.

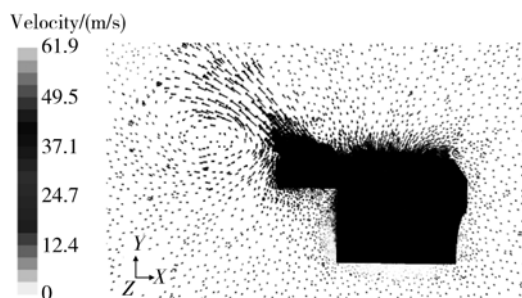


图 5 车速为 45 km/h 时动力舱外部空气流速矢量图
Fig. 5 Air velocity vector diagram outside power compartment with vehicle speed of 45 km/h

对 0~70 km/h 范围内的不同车速情况进行数值计算, 得出散热器 A、散热器 B、风扇 A、风扇 B 以及总质量流量随车速的变化, 如图 6、图 7 所示.

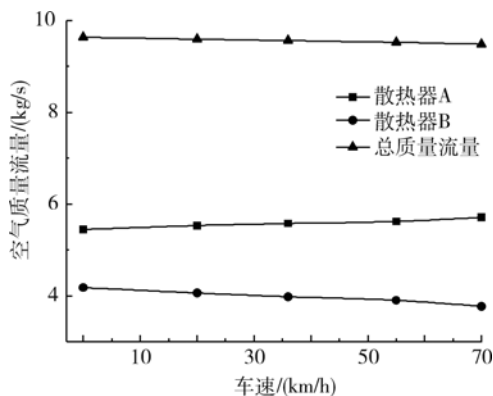


图6 流经散热器空气质量流量随车速变化

Fig. 6 Air mass flow through radiators changing with vehicle speed

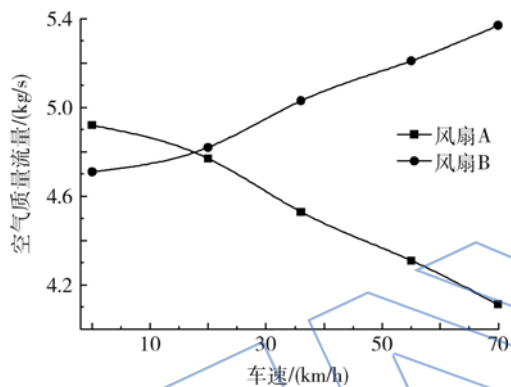


图7 流经风扇空气质量流量随车速变化

Fig. 7 Air mass flow through fans changing with vehicle speed

由图6可以看出,随着车速的增加,流过散热器A的空气质量流量逐渐增大,分析其原因,是由于散热器A的位置为倾斜安装,有迎风面积,随着车速的增加散热器A入口处压力增大;随着车速的增加,流经散热器B的空气质量流量逐渐减小,这是由于随着车速的增加,水平安装的散热器入口处空气水平速度增加使散热器入口静压减小造成的。仿真结果表明:车速在0~70 km/h变化时,散热器A的空气质量流量增大16.3%,而散热器B的空气质量流量减小11.3%,但空气总质量流量变化较小,仅减小2%。

由图7可以看出,当车速很低时,风扇A的排风量大于风扇B,这是由于两个风扇沿车身纵向排列,风扇A与散热器的距离较近,沿程阻力较小,所以流经风扇A的空气质量流量大于风扇B。随着车速的增加,风扇A的排风量减小,而风扇B的排风量增加。这是由于随着车速的增加,空气的水平流动增加了风扇A的排风阻力,而风

扇B在风扇A之后,受到的影响较小,且风扇A的排风使风扇B出口产生一定的负压,使风扇B的排风阻力减小。仿真结果表明:车速在0~70 km/h变化时,风扇A的排风量减小约14%,而风扇B的排风量增加11%。

5 试验测试

为验证数值模拟计算的可靠性,对动力舱冷却空气流场进行实车测试,由于履带车辆动力舱内空间有限并考虑到风速测试的准确性,采用多个KA22型风速仪进行测量。风速仪布置位置见图8所示。

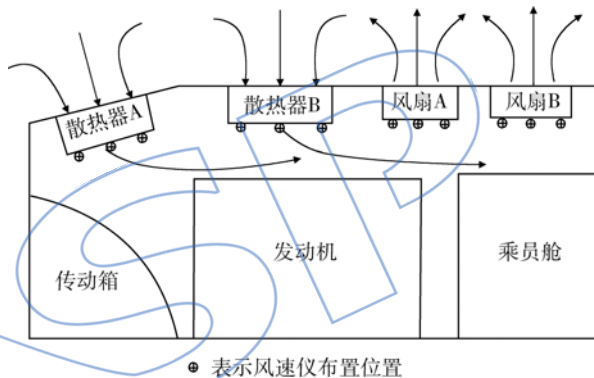


图8 风速仪在动力舱中的位置示意图

Fig. 8 Schematic of anemoscope location in power compartment

对于每一个部件3个测试点的风速取平均值作为该点的风速值。在风扇转速相同的条件下,测量不同车速下散热器A、散热器B以及风扇A、风扇B空气质量流量的变化,结果如图9、图10所示。

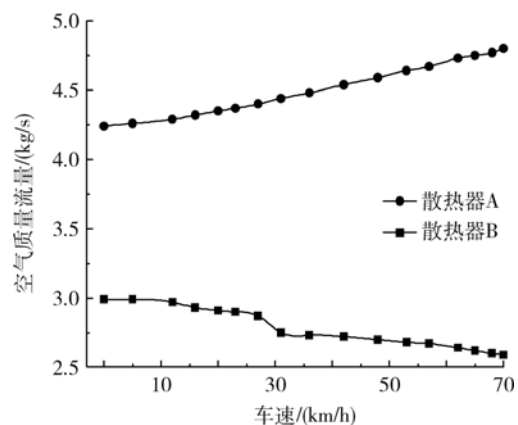


图9 散热器空气质量流量随车速变化测试值

Fig. 9 Test value of air mass flow through radiators changing with vehicle speed

由图9可知,在车辆静止时,散热器A的空气质量流量大于散热器B,这是由于散热器A和散热器B的空气流通面积不同,且阻力系数也不同造成的.随着车速的增加,散热器A的空气质量流量增加而散热器B的空气质量流量减小,该变化趋势与仿真结果吻合,但质量流量值要小于仿真结果,这是由于建立仿真模型时,动力舱内复杂凌乱的各种管线无法精确描述,使得计算时将各种线路和管路产生的阻力忽略掉,从而使得试验中阻力增加而质量流量降低.车速在0~70 km/h变化,散热器A的空气质量流量增加13.2%,散热器B的空气质量流量下降13.3%,与仿真结果基本吻合.

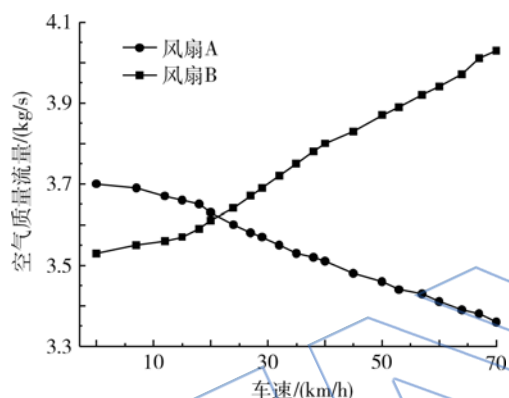


图10 风扇空气质量流量随车速变化测试值
Fig. 10 Test value of air mass flow through fans changing with speed

由图10可以看出,风扇A的空气质量流量随车速的增加而降低,在0~70 km/h范围内大约降低9.2%,风扇B的空气质量流量随车速的增加而增大,大约增大14.1%,与仿真结果基本吻合.

当车速在0~70 km/h范围变化时,比较仿真结果与试验结果的空气质量流量随车速的变化率之差,可以得到如表1所示的结果,其中

$$\sigma_f = (q_{f70} - q_{f0}) / q_{f0}$$

$$\sigma_s = (q_{s70} - q_{s0}) / q_{s0}$$

式中 σ 为车速在0~70 km/h变化时空气质量流量变化率; q 为空气质量流量;下标f和s分别表示仿真和试验;下标0和70表示车速.

由表1可以看出,车速在0~70 km/h变化的时候,由仿真计算和试验测试所得的散热器A、散热器B和风扇A、风扇B的空气质量流量变化率之差都小于5%,表明借助数值模拟的方法可以较为准确地对由多个边界条件不同的散热器组成

的冷却系统空气质量流量随车速的变化规律进行分析,对冷却系统的设计具有指导意义.

表1 车速为0~70 km/h时的空气质量流量变化率

Table 1 Change rate of air mass flow when vehicle speed changing from 0 to 70 km/h

	$\sigma_f / \%$	$\sigma_s / \%$	$(\sigma_f - \sigma_s) / \%$
散热器A	16.3	13.2	3.1
散热器B	-11.3	-13.3	2.0
风扇A	-14.1	-9.2	4.9
风扇B	11.0	14.1	3.1
总质量流量	-2.1	2.2	4.3

注:“-”表示减少.

6 结论

通过对某型履带车辆前置动力舱进行数值模拟计算及实车测试,分析了有多个散热器且入口边界条件不同的动力舱各散热器空气质量流量随车速变化规律,结果表明:

1) 随着车速的增加,流经散热器A的空气质量流量逐渐增大,流经散热器B的空气质量流量逐渐减小,且总质量流量基本不变.根据仿真与试验结果可知,对于散热器B在设计时应采取更大的散热裕度,以保证高速时的散热需求.

2) 车速在0~70 km/h变化时,由仿真计算和试验测试所得的散热器A、散热器B和风扇A、风扇B的空气质量流量变化率之差都小于5%,表明借助数值模拟的方法可以较为准确地对由多个边界条件不同的散热器组成的冷却系统空气质量流量随车速的变化规律进行分析.

参考文献:

- [1] 李佑长,吕林,戴湘利,等.某四缸柴油机冷却水流动的试验研究[J].武汉理工大学学报:交通科学与工程版,2006,30(5):793-795.
LI Youchang, LÜ Lin, DAI Xiangli, et al. Experimental study of cooling water flow for 4-cylinder diesel engine[J]. Journal of Wuhan University of Technology: Transportation Science and Engineering, 2006, 30(5): 793-795. (in Chinese)
- [2] 王义春,杨英俊,谷中丽.混合动力车辆冷却系统优化设计[J].北京理工大学学报,2004,24(1):44-47.
WANG Yichun, YANG Yingjun, GU Zhongli. Optimized design of the cooling system for a hybrid electric vehicle[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2004, 24(1): 44-47. (in Chinese)
- [3] 袁侠义,谷正气,杨易,等.汽车发动机舱的数值仿真研究

- [J]. 汽车工程, 2009, 31(9): 843-847.
- YUAN Xiayi, GU Zhengqi, YANG Yi, et al. Numerical simulation on vehicle under hood cooling[J]. Automotive Engineering, 2009, 31(9): 843-847. (in Chinese)
- [4] 徐晓明, 赵又群. 某型轿车内流场的仿真分析[J]. 航空动力学报, 2009, 24(12): 2780-2783.
- XU Xiaoming, ZHAO Youqun. Simulation analysis of a car interior flow field[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(12): 2780-2783. (in Chinese)
- [5] 徐晓明, 赵又群. 微型纯电动汽车动力舱风冷散热研究[J]. 航空动力学报, 2012, 27(7): 1532-1536.
- XU Xiaoming, ZHAO Youqun. Research on wind cooling disperse heat of micro electric vehicle power cabin[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(7): 1532-1536. (in Chinese)
- [6] 徐晓明, 赵又群. 汽车方舱空调系统的仿真分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2012, 44(3): 92-95.
- XU Xiaoming, ZHAO Youqun. Simulation analysis of car shelter air-conditioning[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2012, 44(3): 92-95. (in Chinese)
- [7] 郑昊, 康宁, 蓝天. 侧风环境下行驶的直背式轿车气动力计算[J]. 航空动力学报, 2007, 22(11): 1858-1862.
- ZHENG Hao, KANG Ning, LAN Tian. Calculation of aerodynamic forces of a car with the effect of crosswind[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(11): 1858-1862. (in Chinese)
- [8] 索文超, 毕小平, 吕良栋. 履带车辆动力舱空气流场的 CFD 模拟与试验研究[J]. 装甲兵工程学院学报, 2009, 23(2): 29-32.
- SUO Wenchao, BI Xiaoping, LÜ Liangdong. Research on CFD simulation and test of airflow field in engine compartment of tracked vehicles[J]. Journal of Academy of Armored Force Engineering, 2009, 23(2): 29-32. (in Chinese)
- [9] 李振平, 凌云, 王剑, 等. 坦克动力舱空气流场仿真研究[J]. 车辆与动力技术, 2008(3): 24-26, 34.
- LI Zhenping, LING Yun, WANG Jian, et al. Study on simulation of the air flow in tank engine compartment[J]. Vehicle and Power Technology, 2008(3): 24-26, 34. (in Chinese)
- [10] Fluent Inc. Fluent user's guide[M]. New Hampshire: Fluent Inc, 2006.
- [11] 张兆顺, 崔桂香. 流体力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 2006.
- [12] 李娜, 吉洪湖. 涡扇发动机涡轮空气系统流动和传热性能的 CFD 分析[J]. 航空动力学报, 2008, 23(11): 2075-2081.
- LI Na, JI Honghu. Numerical simulation of flow and heat transfer in turbine cooling system of a turbofan engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(11): 2075-2081. (in Chinese)
- [13] 毕小平, 刘西侠, 赵以贤, 等. 坦克动力舱内三维空气流动数值模拟[J]. 内燃机工程, 2003(3): 12-15.
- BI Xiaoping, LIU Xixia, ZHAO Yixian, et al. Numerical modeling of three dimension air flow in tank power train compartment[J]. China Internal Combustion Engine Engineering, 2003(3): 12-15. (in Chinese)
- [14] 谢永奇, 高红霞, 余建祖. 前飞状态下直升机动力舱通风冷却性能仿真[J]. 空气动力学学报, 2011, 29(5): 651-657.
- XIE Yongqi, GAO Hongxia, YU Jianzu. Simulation on the ventilation cooling performance of the helicopter engine nacelle in forward flight[J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2011, 29(5): 651-657. (in Chinese)
- [15] 吴德义, 王爱兰. 吸入式空冷汽轮发电机气体运动流场分析及应用[J]. 实验流体力学, 2010, 24(5): 17-21.
- WU Deyi, WANG Ailan. Analysis and application of the flow field in ventilation ducts of intake air turb-type generator[J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2010, 24(5): 17-21. (in Chinese)