

# 车载燃气轮机进气砂尘分离器 设计与验证

杨汉杰<sup>1</sup>, 涂孟黑<sup>1</sup>, 龚爱东<sup>1</sup>, 谢买祥<sup>1</sup>, 王昌荣<sup>2</sup>

(1. 中国航空发动机集团有限公司 湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;

2. 中国人民解放军 66176 部队, 北京 100076)

**摘 要:** 对车载燃气轮机进气砂尘分离器的设计方法进行了研究, 根据设计要求, 提出了一套涡旋管粒子分离器的设计方案和设计流程, 并据此设计了隔栅式涡旋管和空气滤清器总成。对涡旋管的三维气固两相流动进行数值模拟。以空气滤清器总成为试验对象, 进行了气动试验和砂尘分离试验。数值模拟和试验结果表明: 进气砂尘分离器的设计方法能够达到预期的设计效果, 设计的分离器满足设计要求, 所采用的数值模拟方法可以较准确地模拟涡旋管的三维气固两相流动, 计算结果可信。

**关 键 词:** 车载燃气轮机; 进气砂尘分离器; 涡旋管; 隔栅; 设计方法

中图分类号: V228.7

文献标志码: A

## Design and verification of engine air particle separator for vehicle gas turbine engine

YANG Han-jie<sup>1</sup>, TU Meng-pi<sup>1</sup>, GONG Ai-dong<sup>1</sup>,  
XIE Mai-xiang<sup>1</sup>, WANG Chang-rong<sup>2</sup>

(1. Hunan Aviation Powerplant Research Institute,

Aero Engine (Group) Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China;

2. Unit 66176, the Chinese People's Liberation Army, Beijing 100076, China)

**Abstract:** The design method of engine air particle separator for vehicle gas turbine engine was presented. According to the design target, a design scheme and a design flow were proposed. The vortex tube with grille and the air cleaner assembly were designed. The internal three-dimensional gas-solid two phases flow was analyzed by numerical simulation. Taking the air cleaner assembly as the test object, the verification test was performed. Both the numerical simulation and the test results indicate that the design method is feasible for the engine air particle separator, this method can simulate three-dimensional gas-solid two phases flow of vortex tube accurately, calculation result is credible.

**Key words:** vehicle gas turbine engine; engine air particle separator;  
vortex tube; grille; design method

进气砂尘分离器安装于燃气轮机进气道前面, 分离出空气中的砂尘杂物, 提供给压气机干净空气, 是保证燃气轮机工作可靠性、显著提高使用

寿命的重要部件<sup>[1]</sup>。根据分离机理的区别, 主要有 3 种结构类型<sup>[2]</sup>: 进气阻拦式过滤器(inlet barrier filter, IBF)、涡旋管分离器(vortex tube separa-

tor, VTS) 和惯性粒子分离器 (inertial particle separator, IPS). 涡旋管粒子分离器相比而言, 具有分离效率高、总压损失小、流通能力强等优点, 被广泛应用于航空、车载、地面和舰载燃气涡轮发动机。

自 20 世纪 60 年代以来, 国外对涡旋管粒子分离器进行了大量的研究, 经过半个多世纪的努力, 取得了较大的进展。通过对旋流器叶片数目、叶片参数、外管长径比等结构因素, 以及主流流量、清除比和砂尘质量浓度等气动因素的研究, 积累了大量的资料, 研制出适用于不同领域的涡旋管粒子分离器<sup>[3-10]</sup>。例如顿得逊公司为 CH-54 直升机研制的顿得逊层管, 唐纳森公司为 M-1 坦克开发的脉冲喷射自动空气净化器, 康明斯公司的 Fleet Guard, 曼·胡默尔 (Mann Hummel) 公司的 Entaron 等<sup>[1]</sup>。

国内李立国、王锁芳<sup>[11]</sup>针对某型直升机燃气涡轮轴发动机的进气防护问题, 研制出一种涡旋管粒子分离器, 并通过了性能试验验证。师蓓蓓、王忠义等<sup>[12-13]</sup>对舰载燃气轮机的涡旋管进行了数值模拟研究, 得到了旋流叶片由直变弯, 增大了气流旋转的切向速度, 提高了分离器的分离效率的结果。高雪莲等<sup>[14]</sup>应用数值计算和试验方法研制了一种旋转自洁式空气滤清器。

我国虽然开展了一些涡旋管粒子分离器的研究与设计工作<sup>[15-18]</sup>, 但是没有形成完善的设计方法, 难以满足工程应用的需求。为此, 本文根据车载燃气轮机进气防护的要求, 提出一套涡旋管粒子分离器的设计方案并给出设计流程, 据此设计了带隔栅的涡旋管和空气滤清器总成。对涡旋管的三维气固两相流动进行数值模拟研究, 以空气滤清器总成为试验对象, 进行气动试验和砂尘分离效果试验, 对设计方法和数值模拟进行验证。

## 1 进气砂尘分离器设计

### 1.1 分离机理、性能参数和设计指标

涡旋管粒子分离器由外管、旋流器和内管构成, 旋流器由心轴和一组旋流叶片组成, 分离机理可按图 1 所示的简化模型来描述。

进入涡旋管粒子分离器的含砂空气, 通过截面 1 和截面 2 之间的旋流叶片时, 气流改变流动方向, 获得径向和切向速度, 产生螺旋运动。由于砂尘颗粒的质量远大于空气, 相应地受到的离心力大于气体力, 被抛向管壁, 在截面 2 和截面 3 之间的分离区与空气分离, 砂尘颗粒逐渐集中到管壁附近, 而中心则是干净的气流。位于截面 3 和截

面 4 之间的内管将气流分成两股, 内管中心是干净气流, 外管与内管之间的环形区域是含有大量砂尘颗粒的砂尘流。中心的干净气流持续流入燃气轮机, 砂尘流则从底部或外管壁面的槽孔被清除到大气中。

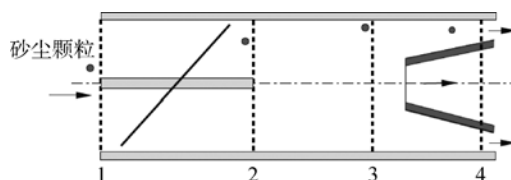


图1 涡旋管分离机理简化模型

Fig. 1 Simplified model for working mechanism of vortex tube

从分离机理来看, 砂尘颗粒分离必须具备 3 个条件: ①砂尘颗粒具有足够高的旋转速度, 即切向速度; ②要有足够长的停留时间使砂尘颗粒处于旋转之中; ③不能有抵消上述两项要求的扰动存在。

涡旋管粒子分离器的性能参数有: 砂尘分离效率  $\eta$ 、压力损失 (总压损失  $\Delta p$  和总压损失系数  $\sigma$ )、清除比 SCR (量符号记为  $R_{sc}$ ) 以及紧凑性、耐磨蚀性、寿命等。前 3 个为主要性能指标, 用来评定涡旋管的性能优劣。

分离效率有质量浓度分离效率和质量分离效率, 其中质量浓度分离效率  $\eta_c$  计算公式为

$$\eta_c = \frac{c_0 - c_1}{c_0} \times 100\% \quad (1)$$

式中  $c_0$  为粒子分离器进口砂尘质量浓度 ( $\text{g}/\text{m}^3$ ),  $c_1$  为主流出口的砂尘质量浓度 ( $\text{g}/\text{m}^3$ )。

质量分离效率  $\eta_m$  的计算公式为

$$\eta_m = \frac{m_2}{m_0} \times 100\% \quad (2)$$

式中  $\eta_m$  为质量分离效率,  $m_0$  为投入砂尘的总质量 ( $\text{g}$ ),  $m_2$  为清除流排出的砂尘质量 ( $\text{g}$ )。

质量浓度分离效率与质量分离效率的关系为

$$\eta_c = [\eta_m (1 - \eta_m) R_{sc}] \times 100\% \quad (3)$$

由于清除比对质量浓度分离效率带来的影响很小, 因此本文选择质量分离效率计算分离效率, 试验砂尘选择 GJB1171-91 标准中规定的 C 砂和 AC 粗尘。

总压损失计算公式为

$$\Delta p = p_0 - p_1 \quad (4)$$

$$\sigma = \left[ 1 - \frac{p_1}{p_0} \right] \times 100\% \quad (5)$$

式中  $p_0$  为分离器的进口截面总压 (Pa),  $p_1$  为分

离器的主气出口截面总压(Pa),

清除比  $R_{sc}$  计算公式为

$$R_{sc} = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \times 100\% \quad (6)$$

式中  $\dot{m}_1$  为涡旋管的主流流量(kg/s),  $\dot{m}_2$  为涡旋管的清除流流量(kg/s)。

某型车载燃气轮机进气砂尘分离器的设计指标为:主流流量为 1.736 kg/s;分离效率(对 C 砂)不小于 95%;总压损失系数不大于 3%;清除比为 14%。

## 1.2 设计方案和设计流程

涡旋管型进气砂尘分离器的分离过程是在分离元件(涡旋管)中完成的,设计思路是:首先设计涡旋管粒子分离器,然后根据流量和空间限制要求,选择粒子分离器组合的布局形式和清除流泵抽动力,构成空气滤清器总成。因此,设计过程包括涡旋管粒子分离器和空气滤清器总成的设计两个部分。

涡旋管的设计主要包括排砂方式、外管、旋流器和内管。砂尘流的排出方式有轴向排砂和侧面排砂两种。前者砂尘流从内管和外管之间的圆环间隙排出,组合时需要设计集砂箱体,结构复杂,占用空间大,适用于小流量涡旋管。后者砂尘流从外管壁面的槽孔排出,可通过转接管收集各个涡旋管的砂尘流,结构简单,占用空间小,适用于大流量涡旋管。本文涡旋管流量较大,选择侧面排砂方式,外管为圆筒结构,排砂口是一个位于出口壁面的方槽。

旋流器是导致气流旋转的关键部件,设计目标是达到提高分离效率、降低压力损失的效果。旋流叶片的叶型、转折角、扭转角等结构参数以及叶片数目对涡旋管的性能有直接的影响,设计时需要考虑分离效率与压力损失的综合影响。本文选择顶端带凸台的圆柱心轴和 8 片弯扭叶片构成旋

流器,不仅保证了砂尘颗粒具有足够的旋转速度,而且扭转的叶片也保证了流场的均匀。

内管最终将分离的两股气流隔离,实现砂尘与气流的分离。通过改变内管的结构,可以进一步提高分离效率。其结构主要有直管、锥管、带凸台的锥管、锥形隔栅、入口卷边的圆管等。锥形隔栅是壁面开有槽缝的锥筒结构,顶端与旋流器心轴相连,底端连接到外管出口。它将整个分离区分隔成内外两个区域,阻挡了与外管壁面碰撞而反弹进入中心干净气流的砂尘颗粒,气流则从槽缝通过,提高了分离效率。车载燃气轮机在接近地面的环境中工作,砂尘质量浓度大、工况复杂,对分离效率有较高的要求,因此锥形隔栅的内管结构成为最佳选择。

综合以上分析,提出涡旋管粒子分离器的设计方案,如图 2 所示。

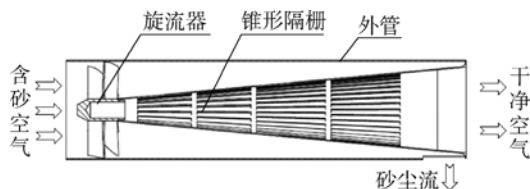


图 2 涡旋管粒子分离器的设计方案

Fig. 2 Design scheme of vortex tube particle separator

涡旋管的空气流量往往比较小,难以满足燃气轮机进气量的需求。为此,采取将若干涡旋管按照一定的布局形式组成涡旋管粒子分离器组合的方法来满足流量需求。常见的布局形式有圆形、方形等。布局形式主要根据安装空间和固定方式来选取,设计原则是在空间限制条件允许的情况下,尽量选择带来额外压力损失最小的布局形式。本文选择 10 根涡旋管并列两排的布局形式,每一排的排砂方槽朝向一致,采用转接管将砂尘流汇集后导入清除流道中。设计方案如图 3 所示。

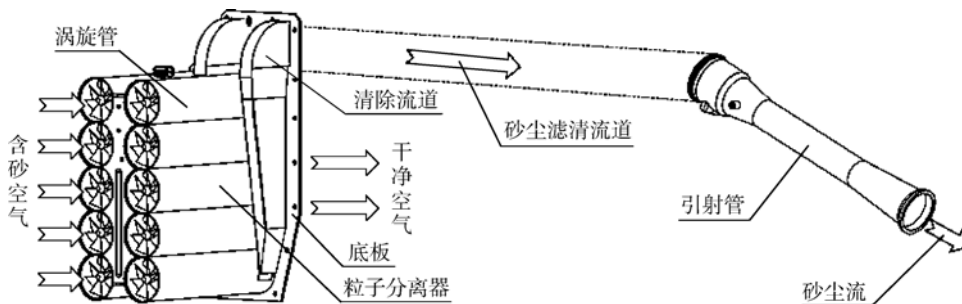


图 3 空气滤清器总成的设计方案

Fig. 3 Design scheme of the air cleaner assembly

涡旋管的砂尘流被汇集后需要动力装置泵抽才能排除到大气中,常用的泵抽动力主要有扫气风扇和引射混合器.扫气风扇即在清除流道中设计一个风扇,来抽吸砂尘流,优点是原理简单、易于实现,清除流流量由风扇转速决定,易于控制且流量范围较广.缺点是结构复杂,需要电动机或者传动系统提供风扇动力,占用空间较大,而且风扇叶片是转动件,容易受到砂尘流的磨蚀,需要定期维护.引射混合器是一种利用高压流体引射低压流体,经过混合后形成中间压力流体,从而实现泵抽功能的引射泵.其优点是结构简单,仅由引射管、主喷管和引气导管组成,而不需要其他的机械装置,质量轻、占用空间少,不需要维护.缺点是需要高压气源,流量变化范围小.空气经过燃气轮机压气机压缩后具有较高的压力,可作为引射高压气源.因此,本文的清除流泵抽动力选择引射混合器,使用空气导管将高压空气导入主喷管.

根据以上设计方案,建立进气砂尘分离器的设计流程,如图4所示.

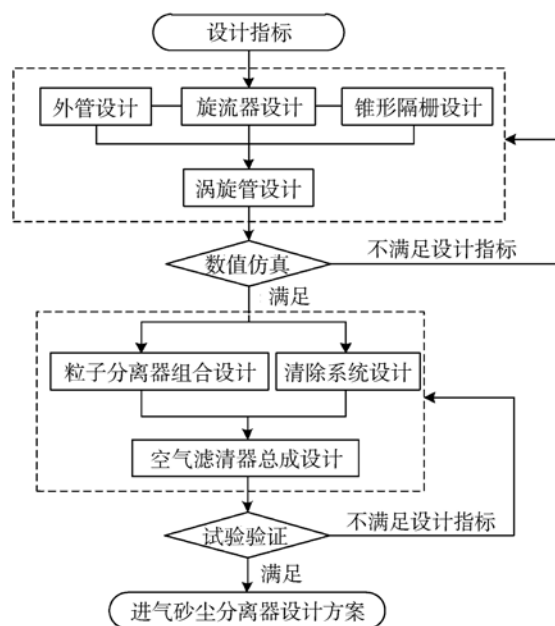


图4 进气砂尘分离器的设计流程

Fig.4 Design flow of the engine air particle separator

### 1.3 结构设计

根据设计要求,按照设计流程进行多轮设计,通过数值模拟,最终确定了进气砂尘分离器的结构.

外管内径为90 mm,长度为380 mm,方形排砂槽孔的尺寸为30 mm×40 mm.旋流器的结构如图5所示.

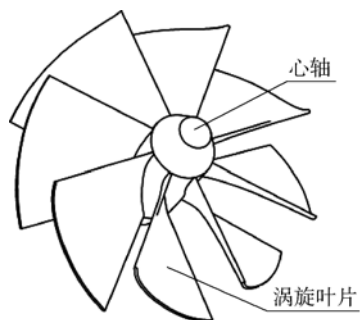


图5 旋流器结构

Fig.5 Structure of the cyclone

锥形隔栅长度为322 mm,锥角为 $10^\circ$ .锥管壁面从下到上依次设计4排槽缝,槽缝之间相隔5 mm,最下面槽缝底面到锥管底部的距离为61 mm,4排槽缝长度依次是64,64,50,50 mm,槽缝数分别为15,20,30,36.槽缝开口角度为 $62^\circ$ ,开口垂直宽度为1 mm,结构如图6所示.

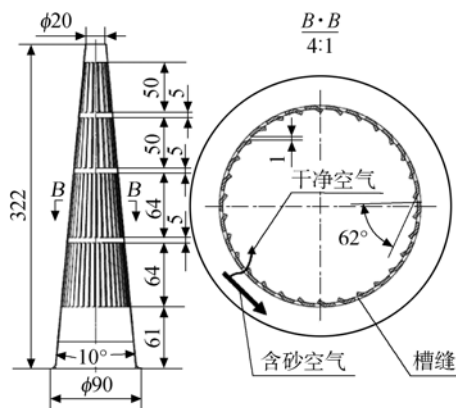


图6 锥形隔栅结构(单位:mm)

Fig.6 Structure of the tapered grille (unit:mm)

引射器由引射管、主喷管(高压喷嘴)和橡胶密封圈组成,如图7所示.引射管总长度为638 mm,进口直径为96 mm,出口直径为100 mm,混合段长度为285 mm,直径为60 mm,扩压段长度为180 mm,扩压角为 $3.5^\circ$ .

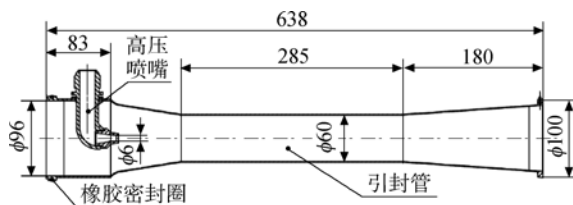


图7 引射器结构(单位:mm)

Fig.7 Structure of the ejector (unit:mm)

## 2 数值仿真

### 2.1 计算模型

使用 Fluent 流体计算软件对涡旋管的内部三维气固两相流动进行数值模拟。考虑到涡旋管结构和流动具有周期对称性,而旋流器有 8 片均布叶片,将锥形隔栅的 4 排槽缝数量依次简化为 16, 24, 32, 32, 槽缝总数为 104, 用隔栅与外管间的环形代替排砂方槽。选取 1/8 扇区进行网格划分, 网格单元数为 459 353。几何模型和网格模型如图 8 所示。

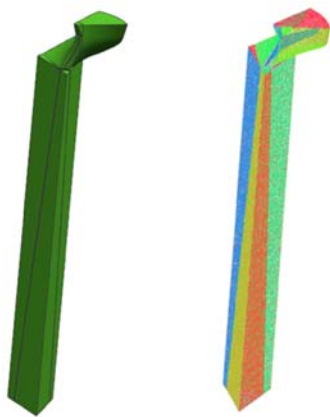


图 8 几何模型和网格模型

Fig. 8 Geometry model and grid model

### 2.2 计算方法

涡旋管内部的流动属于三维强旋转湍流, 数值模拟采用标准  $k-\epsilon$  湍流模型和 SIMPLEC (semi-implicit method for pressure-linked equation consistent) 算法。计算模型的进口总温为 288.15 K, 总压为 101 325 Pa, 主流流量为 21.7 g/s, 清除流量为 3.037 5 g/s, 壁面设置为绝热无滑移条件, 两侧设置为周期边界。

首先进行内部流场数值计算, 然后以流场计算结果为基础进行颗粒轨迹和分离效率的计算。将进口边界条件设置为压力进口, 总压为 101 325 Pa, 两个出口边界条件设置为压力出口, 总压均为 80 000 Pa, 计算得到稳定流场后调整为流量出口, 设置为额定工况下的流量值继续计算。

离散相数值模拟忽略了粒子对粒子、粒子对流场的相互作用, 气流对粒子的作用力主要考虑了黏性力和重力的影响。颗粒曳力定律选择 spherical 定律, 射流源类型选择 group。颗粒类型设置为默认的惯性粒子, 密度设置为 2 600

kg/m<sup>3</sup>, 形状比列因子设置为 1.4。边界条件反弹特性采用如下的经验公式:

$$\frac{V_{n2}}{V_{n1}} = 0.993 - 1.76\theta_1 + 1.56\theta_1^2 - 0.49\theta_1^3 \quad (7)$$

$$\frac{V_{t2}}{V_{t1}} = 0.998 - 1.66\theta_1 + 2.11\theta_1^2 - 0.67\theta_1^3 \quad (8)$$

式中  $V_{n1}$  为颗粒碰撞前垂直于壁面的速度分量,  $V_{n2}$  为颗粒碰撞后垂直于壁面的速度分量,  $V_{t1}$  为颗粒碰撞前相切于壁面的速度分量,  $V_{t2}$  为颗粒碰撞后相切于壁面的速度分量,  $\theta_1$  为颗粒碰撞前与壁面夹角。

### 2.3 流场计算结果和分析

为了便于观察, 选取涡旋管的进、出口截面以及距出口轴向距离依次为 20, 50, 100, 165, 200, 250 mm 的截面。图 9 为各截面的速度云图。

从图 9 中可以看出, 入口气流的速度约为 33 m/s。流过旋流器时, 叶片出口处速度场开始产生变化, 叶根区域的速度大于叶尖区域, 叶根的最大速度为 50 m/s。从图 9(c) 中可以看出, 气流在旋流器出口处速度变化剧烈, 接近隔栅壁面处显然大于外围, 最大达到 66 m/s, 气流具有明显的旋转运动。气流继续向下运动, 主流区速度逐渐增大, 清除流速度逐渐减小, 该阶段速度场变化相对比较均匀。到出口截面时, 中心主流的速度呈现出环带状的梯度变化趋势, 中间的速度高, 中心与周边的速度较低, 主流最大速度为 48.8 m/s。清除流速度在锥形隔栅与外管之间的环形区域间梯度变化明显, 存在旋转趋势, 截面最大速度为 24.3 m/s。可以发现, 气流的速度在旋流叶片和锥形隔栅槽缝附件有较大的梯度变化, 说明这两个结构因素是造成压力损失的主要原因。

图 10 所示为涡旋管内流体的三维流线图, 可以明显看出, 气流经过旋流器后开始作旋转运动, 由于锥形格栅的存在, 明显分为两股。且受槽缝的影响, 隔栅内外两侧的旋转方向相反。

出口截面各参数的计算结果如表 1 所示。根据计算公式, 涡旋管粒子分离器的总压损失为 1 106 Pa, 总压损失系数为 1.91%。

### 2.4 离散相计算结果和分析

分别对粒径为 1~10  $\mu\text{m}$  和 10~1 000  $\mu\text{m}$  的颗粒进行计算, 结果如图 11 所示。随着颗粒粒径从 1  $\mu\text{m}$  增大时, 分离效率直线增大, 当粒径大于 10  $\mu\text{m}$  时, 分离效率趋向于 100%。按照标准试验沙尘的粒度构成, 分别计算出沙尘分离效率, 对于 C 砂约为 99.8%, 对于 AC 粗尘约为 98.2%。

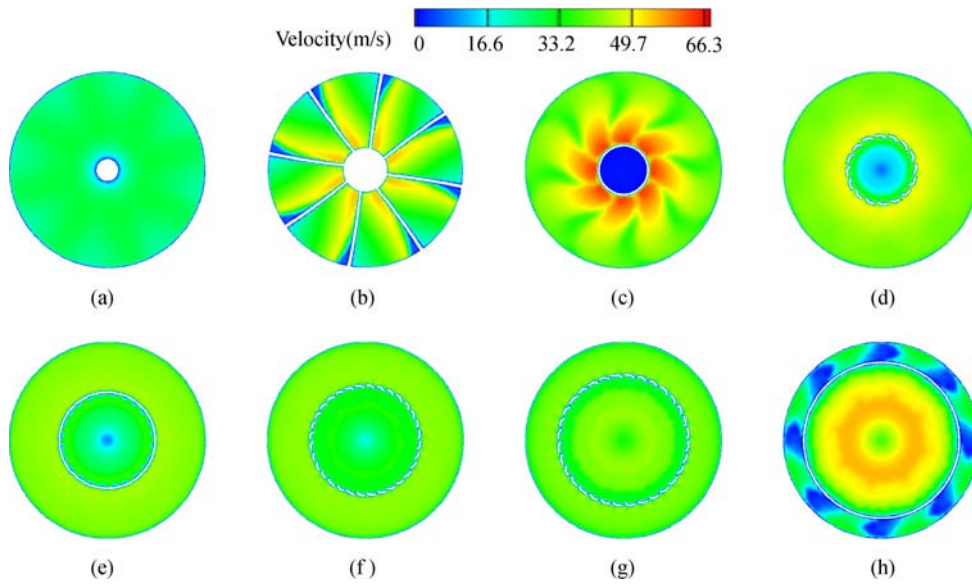


图 9 各截面的速度云图  
Fig. 9 Velocity contour of sections

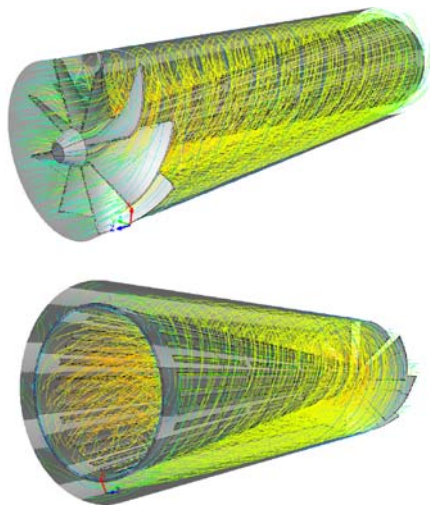


图 10 涡旋管的三维流线图  
Fig. 10 Three-dimensional streamline of vortex tube

表 1 出口截面各参数值

Table 1 Value of outlet section parameters

| 计算参数     | 位置        |           |
|----------|-----------|-----------|
|          | 主流出口      | 清除流出口     |
| 速度/(m/s) | 48.86385  | 24.248009 |
| 总压/Pa    | 99393.203 | 100499.48 |
| 静压/Pa    | 97998.523 | 100015.88 |

图 12 所示为粒径分别为  $1\mu\text{m}$  和  $1000\mu\text{m}$  的两种具有代表性的颗粒运动轨迹图. 可以看出, 小粒径的颗粒受气流的作用比较强烈, 能够随气流一起穿过槽缝进入主流, 而大粒径颗粒基本上都被隔离在锥形隔栅外侧, 且具有明显的壁面反弹

运动轨迹.

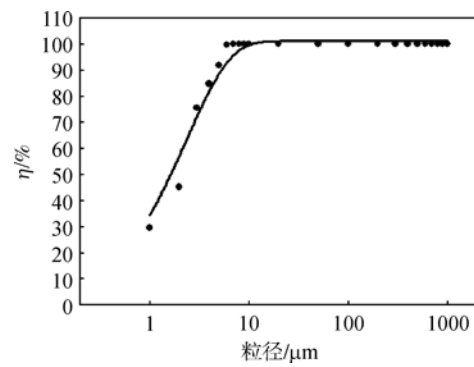
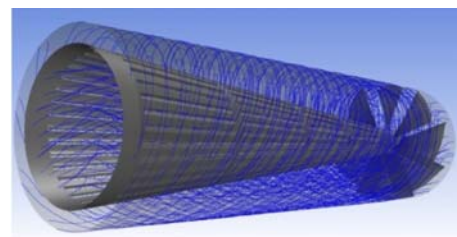
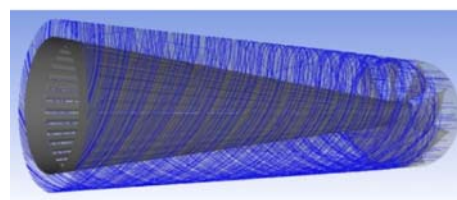


图 11 不同粒径的颗粒分离效率  
Fig. 11 Separation efficiency for different particle diameters



(a)  $1\mu\text{m}$  颗粒的轨迹图



(b)  $1000\mu\text{m}$  颗粒的轨迹图

图 12 两种颗粒的轨迹图

Fig. 12 Two particle paths

3 试验验证

3.1 试验系统

以空气滤清器总成成为试验对象,采用空压机代替压气机输出高压引射气.试验系统如图 13 所示.主要由投砂装置、试验工装、主气流流道、主气

流双筒旋风除尘器、清除流道、清除流滤网旋风除尘器、风机抽气系统、管道系统、高速动力源系统、旋转测量机构、等速取样设备、压缩空气系统、高温滑油系统、电气控制系统、测试系统、监视系统、排气消声器及辅助设备(砂尘烘干机、电子秤、吸尘器等)组成.

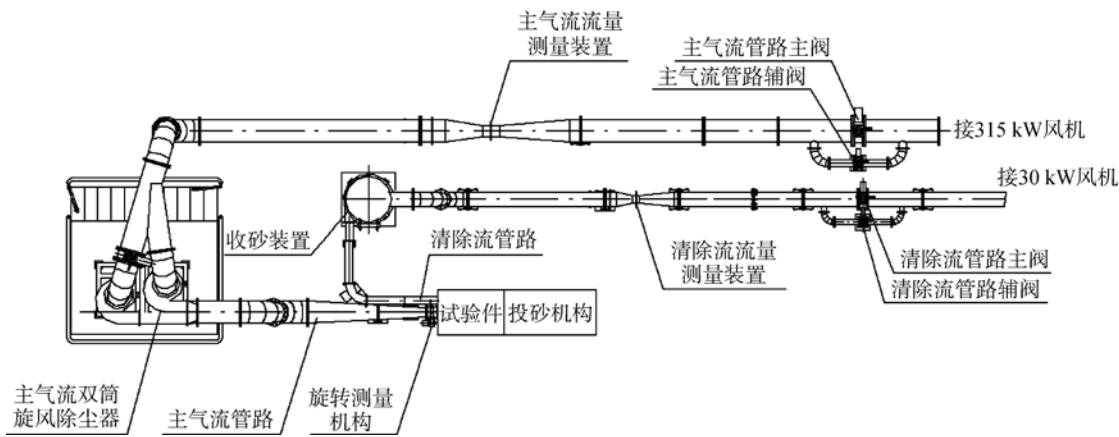


图 13 试验系统示意图  
Fig. 13 Schematic diagram of test system

涡旋管粒子分离器组合安装于试验工装中,接在进气通道之后.进气通道上有投砂机构,用来将砂尘与空气混合,砂尘质量浓度由投砂时间控制.主流由 315 kW 的风机提供,阀门控制流量.试验工装后面连接压力测量机构,用来测定总压损失.清除流由引射器提供,砂尘流进入收砂装置,被收集后称重来测取分离效率.

试验的测量参数和精度如表 2 所示.

表 2 测量参数和精度  
Table 2 Measured parameters and accuracy

| 参数           | 测量范围           | 精度     |
|--------------|----------------|--------|
| 进口总压(大气压)/Pa | 95 000~110 000 | ±0.5%  |
| 出口总压(表压)/Pa  | -11 000~0      | ±0.35% |
| 主流流量/(kg/s)  | 1.0~5.0        | ±0.1%  |
| 清除流流量/(kg/s) | 0.001~0.05     | ±1%    |
| 投、收砂质量/g     | 0~6 000        | ±0.5g  |

3.2 试验结果和分析

在引射压力  $p_2 = 0.20, 0.24, 0.29, 0.34, 0.39, 0.44$  MPa, 主流流量  $\dot{m}_1 = 1.5, 1.6, 1.65, 1.736, 1.8$  kg/s 时,空气滤清器总成的总压损失与主流流量关系如图 14 所示,图中  $\sigma$  表示总压损失系数.

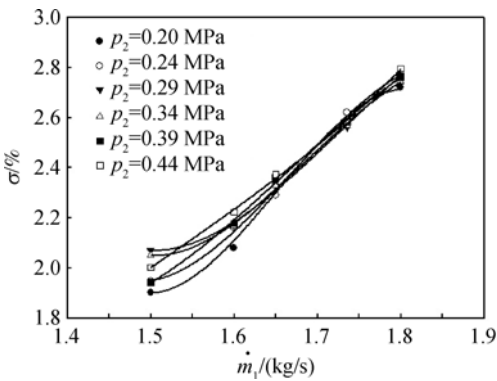


图 14 总压损失试验结果  
Fig. 14 Test results of the pressure loss

可以明显看出,总压损失随主流流量变化明显,呈二次曲线规律.设计工况下的总压损失为 2.6%.引射压力增大时,总压损失略有增加,但是变化不是很明显.说明主流流量对总压损失影响较大,清除流流量对其影响较小.

在主流流量  $\dot{m}_1 = 1.736$  kg/s,砂尘质量浓度为  $2\text{ g/m}^3$ ,引射压力  $p_2 = 0.17, 0.20, 0.24, 0.29, 0.34, 0.39, 0.44, 0.49, 0.54$  MPa 时,使用两种试验砂尘进行砂尘分离效果试验,结果如图 15 所示.可以看出,空气滤清器总成的分离效率,对于 C 砂在 97% 以上,对于 AC 粗尘在 91% 以上,而且比较稳定,受清除流的影响较小.

在主流流量  $\dot{m}_1 = 1.736$  kg/s,引射压力  $p_2 =$

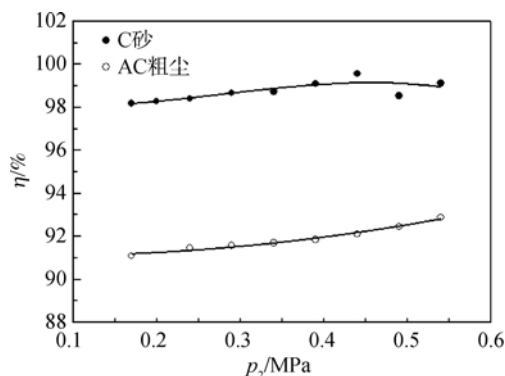


图15 分离效率试验结果

Fig. 15 Test results of the separation efficiency

0.34 MPa, 砂尘质量浓度分别为 1, 2, 3 g/m<sup>3</sup> 的工况下, 进行 AC 粗尘的投砂试验, 研究砂尘质量浓度对分离效率的影响, 结果如图 16 所示. 结果显示, 3 个工况下的分离效率相差不大, 几乎不受砂尘质量浓度的影响.

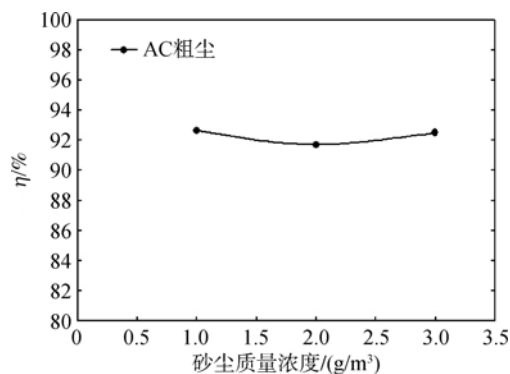


图16 不同砂尘质量浓度下的分离效率

Fig. 16 Separation efficiency at different particle mass concentration

### 3.3 数值模拟与试验结果的对比分析

在设计工况下, 将两种方法得到的结果进行对比, 如表 3 所示. 可以看出, 两者总压损失系数相差 0.708%, 结果比较接近, 说明对内部流场的数值模拟结果可信.

表3 数值模拟与试验结果对比

Table 3 Numerical simulation results compared with test results

| 研究方法 | 总压损失<br>系数/% | 分离效率/% |       |
|------|--------------|--------|-------|
|      |              | C 砂    | AC 粗尘 |
| 数值模拟 | 1.91         | 99.8   | 98.2  |
| 试验   | 2.6          | 98.72  | 91.67 |
| 误差/% | 0.708        | 1.095  | 7.12  |

两者的分离效率对于 C 砂和 AC 粗尘分别相差 1.095% 和 7.12%, C 砂的分离效率比较接近, 而 AC 粗尘的偏差较大. 造成差异的主要原因是数值计算的是单一粒径的颗粒, 再将多种粒径的颗粒分离效率按照试验砂尘的粒度构成换算得到总的分离效率, 本文只计算了 19 种粒径的颗粒分离效率, 而试验砂尘的粒径构成是连续的. 此外, 本文选择的壁面碰撞公式是 T700 整体式粒子分离器的经验公式, 不能完全模拟涡旋管的壁面状况. 因此, 对离散相的数值模拟需要进一步的优化改进.

## 4 结 论

基于车载燃气轮机进气防护的要求, 进行了砂尘分离器的设计方法研究. 根据设计方案和设计流程, 设计了隔栅式涡旋管和空气滤清器总成. 对涡旋管的内部三维气固两相流进行了数值模拟, 对空气滤清器总成进行了砂尘分离试验, 两者结果表明: 设计的进气砂尘分离器满足指标要求, 设计方法可行. 将数值模拟与试验结果对比, 结果表明数值模拟对涡旋管内部流场的计算结果比较可信, 但是对离散相的计算偏差较大, 需要进一步的优化改进.

## 参考文献:

- [1] 谭业发, 董贵杨. 机械车辆空气预滤器的研究现状及其发展趋势[J]. 机械制造与自动化, 2012, 41(4): 1-6.  
TAN Yefa, DONG Guiyang. Research status and development trend of the air pre-filters in machinery vehicles[J]. Machine Building and Automation, 2012, 41(4): 1-6. (in Chinese)
- [2] Filippone A, Bojdo N. Turboshift engine air particle separation[J]. Progress in Aerospace Sciences, 2010, 46(4): 224-245.
- [3] Prinsloo W, Villiers P, Dijken M. Vortex tube separating device; US, 4985058[P]. 1991-01-21.
- [4] Campolong J. Vortex separator; US, 3895930[P]. 1975-07-08.
- [5] Pea P. Vortex air cleaner assembly having unifrom removal; US, 3520114[P]. 1970-07-14.
- [6] Shohet H, Amelio A, Kowalonek J. Engine inlet air particle separator; US, 3449891[P]. 1969-06-17.
- [7] Monson D, Keller D, Rothman J. Deflecting element for centrifugal separators; US, 3517821[P]. 1970-06-30.
- [8] Brockmann H. Multi-stage cyclone separator; US, 4289611[P]. 1981-09-15.
- [9] Simpson T. Separator; US, 4255174[P]. 1981-03-10.
- [10] Carol E, Stephen H, Kathy S, et al. Using CFD to improve aero-engine/oil separator design[J]. American Society of

- Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division, 2002, 448(1): 215-220.
- [11] 李立国, 王锁芳. 直升机发动机的进气防护[M]. 北京: 国防工业出版社, 2009.
- [12] 师蓓蓓, 栾一刚, 王忠义, 等. 轴流旋风级内部流场计算[C]//中国工程热物理学会学术会议论文集. 南京: 中国工程热物理学会, 2006: 836-838.
- [13] 王忠义, 王明新, 孙海鸥, 等. 叶轴形状对旋风子性能影响的研究[J]. 热能动力工程, 2007, 22(1): 21-24.  
WANG Zhongyi, WANG Xinming, SUN Haiou, et al. Research findings concerning the effect of axle shapes on the performance of cyclone separators[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2007, 22(1): 21-24. (in Chinese)
- [14] 高雪莲, 王国玉, 刘淑艳, 等. 旋转自洁式空气滤清器内部气固两相流场的计算与分析[J]. 北京理工大学学报, 2003, 23(6): 704-708.  
GAO Xuelian, WANG Guoyu, LIU Shuyan, et al. Gas-solid two-phase flow calculations in a rotating and self-cleaning air filter and their performance analysis[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2003, 23(6): 704-708. (in Chinese)
- [15] 章扬, 王亮亮, 王媛媛, 等. 叶片转角对旋风子阻力及效率特性的影响[C]//中国工程热物理学会学术会议论文集. 广州: 中国工程热物理学会, 2007: 1237-1241.
- [16] 林国华, 袁修干, 杨燕生. 粒子分离器气动特性数值研究[J]. 航空动力学报, 1998, 13(2): 199-202.  
LIN Guohua, YUAN Xiugan, YANG Yansheng. Numerical simulation of flow field in an air particle separator[J]. Journal of Aerospace Power, 1998, 13(2): 199-202. (in Chinese)
- [17] 栾一刚, 王松, 孙海鸥, 等. 无节流器轴流旋风气液分离器性能研究[J]. 动力工程学报, 2011, 31(2): 142-148.  
LUAN Yigang, WANG Song, SUN Haiou, et al. Performance study of an axial-flow gas-liquid cyclone separator without throttleer[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2011, 31(2): 142-148. (in Chinese)
- [18] 黄正明. 燃气轮机旋风分离器性能研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2009.  
HUANG Zhengming. Research on the performance of cyclone separator of gas turbine[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2009. (in Chinese)

(编辑: 王碧琚)