基于瞬态内流场计算的排气歧管换热分析

Analysis of Heat Transfer for Engine Exhaust Manifold Based on Transient Internal Flow Field

刘士成，侯献军，刘志恩

（武汉理工大学汽车工程学院，湖北 武汉 430070）

摘　要：应用计算流体力学软件 STAR-CCM+对某排气歧管进行瞬态内流场计算，得到排气歧管内壁面基于时间平均的热边界条件，根据经验值给定排气歧管外壁面热边界条件，进而计算得到排气歧管固体壁面基于瞬态内流场计算结果的温度场及热应力场。计算结果表明，最高温度出现在出口端附近受气流冲击处壁面，温度为 1170K，最大热应力出现支管交汇处，为 187.71MPa。

关键词：排气歧管　瞬态　流固耦合　热应力

Abstract: CFD software STAR-CCM+ was used to calculate the transient internal flow field of manifold to get its thermal boundary condition of the internal surface based on time-average, and the thermal boundary condition of external wall of the exhaust manifold was given by empirical value, then STAR-CCM+ software was used to calculate the steady temperature field and the thermal stress field of exhaust manifold based on the result of transient internal flow field calculation. The calculated results show that the highest temperature is appear near the outlet by reason of the high speed gas impact, and the biggest thermal stress of exhaust manifold was 190.02MPa and distributed on the junction of branch pipes.

Key Words: exhaust manifold　transient　fluid-solid coupling　thermal stress

1 前言

近年来，随着发动机强化性能的不断提高，发动机气缸的排气温度也随之提高[1]。发动机排气歧管是主要的受热部件，在工作状态下排出的高温废气使得排气歧管温度高达 900℃，且温度分布不均匀。工作热负荷大，热应力高是导致排气歧管的热疲劳开裂的主要原因。发动机排气歧管作为发动机排气系统的关键部件之一，其工作情况直接关系到发动机的工作可靠性和使用耐久性，并直接影响到发动机的排放性能[2]。与稳态传热相比，瞬态传热过程会引起受热零部件的温度波动，产生附加的疲劳热应力，并同机械应力叠加在一起，造成受热零部件的高周热疲劳失效[3]。因此对发动机排气歧管的热负荷进行瞬态分析研究是至关重要的。CFD 理论和计算机性能的长足进步也为排气歧管瞬态分析提供了条件。本文以某四缸汽油发动机排气歧管为研究对象，采用直接瞬态流固耦合方法[4]，计算发动机四个工作循环下排气歧管壁面的温度场及热应力分布，为发动机排气歧管的分析设计提供理论依据。

2 排气歧管计算数学模型

2.1 排气歧管壁面瞬态换热计算模型

排气歧管内流场瞬态控制方程采用可压缩N-S方程，湍流模型采用标准$k-\varepsilon$模型，壁面律按标准壁面函数[5]。采用$k-\varepsilon$湍流模型来计算流体与壁面的对流换热边界条件，标准的$k-\varepsilon$ 湍流模型的输运方程为：

$$\frac{\partial}{\partial \mathrm{t}}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k})\frac{\partial \mathrm{k}}{\partial x_j}]+G_k+G_b-\rho\varepsilon-Y_M+S_k \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial \mathrm{t}}(\rho \varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}]+G_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k+C_{3\varepsilon}G_b)-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}+S_\varepsilon \quad (2)$$

其中，k 为湍动能，ε 为湍动能耗散率，G_k 为由平均速度梯度产生的湍动能项，G_b 为由浮力产生的湍动能项，Y_M 表示膨胀耗散项， $G_{1\varepsilon}$， $G_{2\varepsilon}$， $G_{3\varepsilon}$ 为常数，σ_k， σ_ε 为 k 和 ε 的湍流普朗特数，S_k， S_ε 为用户定义的源项。

2.2 排气歧管温度场计算模型

分析排气歧管的传热过程，假设其为常物性并无内热源，温度场计算的控制方程[6]：

$$\frac{\partial}{\partial \mathrm{x}}(k_x\frac{\partial \mathrm{t}}{\partial \mathrm{x}})+\frac{\partial}{\partial \mathrm{y}}(k_y\frac{\partial \mathrm{t}}{\partial \mathrm{y}})+\frac{\partial}{\partial \mathrm{z}}(k_z\frac{\partial \mathrm{t}}{\partial \mathrm{z}})=-q \quad (3)$$

式中：k_x，k_y，k_z分别为沿x，y，z方向的热传导系数。

采用第3类热边界条件计算排气歧管的温度场，可表示为：

$$k_x\frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{x}}n_x+k_y\frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{y}}n_y+k_z\frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{z}}n_z=h(t_w-t_f) \quad (4)$$

式中：n_x，n_y，n_z为边界法线的方向余弦，h为物体与周围介质的对流换热系数。

2.3 排气歧管热应力计算模型

利用计算流体力学软件STAR-CCM+所固有的有限体积法计算排气歧管热应力。有限体积法的积分形式：

$$\int_V \rho\mu dv=\int_A \sigma ds+\int_V b dv \quad (5)$$

式中：ρ 是密度；μ 是位移矩阵；σ 是应力张量矩阵；b是作用力。

对于所有在体积区域V上的网格单元i，动量方程的离散形式如下：

$$\rho_i\mu_i v_i=\sum_{j\in f(i)}\sigma_j\cdot s_j+b_i v_i \quad (6)$$

式中：i为网格单元，j为平面单元， s_i 平面法向量。

只考虑单一材料的计算域及静态问题情况下的惯性项，这种情况下合力为零。

$$r_i = \sum_{j \in f(i)} \sigma_j \cdot s_j + b_i v_i \tag{7}$$

定义平面j上的力为：

$$f_j = \sigma_j \cdot s_j \, f_j = \sigma_j \cdot s_j \tag{8}$$

近似刚度矩阵在所有面上累计为：

$$K_{ik} = -\frac{\partial r_i}{\partial u_k} = -\sum_{j \in f(i)} \frac{\partial f_j}{\partial u_k} \quad , \quad k \in N(i) \tag{9}$$

由牛顿法得到：

$$K_{ik} \Delta \mu_k = r_i^{\,n} \quad , \quad \Delta \mu_k = \mu_k^{\,n+1} - \mu_k^{\,n} \tag{10}$$

以上线性方程组求解采用AMG选代求解。

3 排气歧管 CFD 计算模型

3.1 几何模型的建立及网格划分

以某四冲程汽油机排气歧管为分析对象，建立带有进、出口法兰面及固体壁厚的排气歧管计算模型，如图 1 所示。

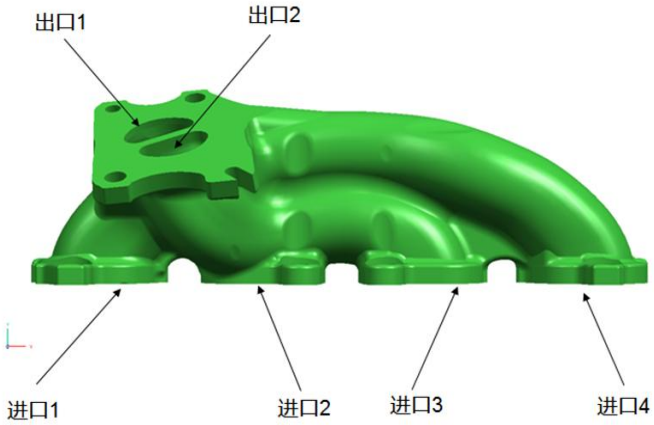

图 1 排气歧管三维模型

利用 CFD 分析软件 STAR-CCM+对模型流体域及固体域进行网格划分，如图 2-4。流体域及固体域采用软件特有的多面体网格，进出口设定一定长度的拉深层网格，固体域内壁面设定三层边界层网格，基本尺寸定义为 1mm，网格总数为 60 万个。既保证壁面充分传热，又保证计算快速收敛，得到准确的计算结果。

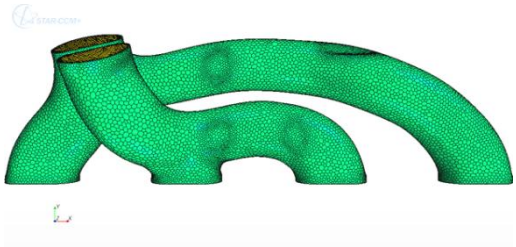

图 2 排气歧管内流场网格模型

图 3 排气歧管固体域网格模型

计算采用三维、瞬态计算，分离求解器，标准 k-ε 湍流模型，固体壁面材料为奥氏体球墨铸铁，并设定材料属性。

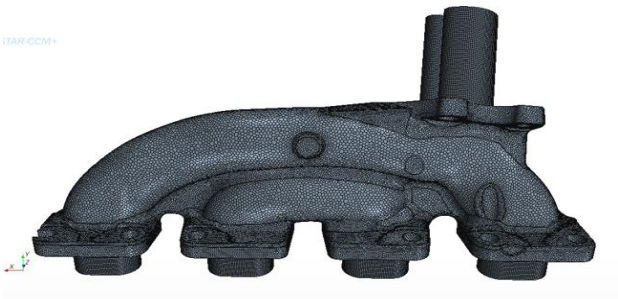

图 4 排气歧管整体网格模型

3.2 计算工况及边界条件

发动机排气歧管的处于各缸交替排气的循环热载荷冲击中，其进气流量随着曲轴转角不断变化。本文首先计算0-2880 °曲轴转角范围(4个工作循环)的瞬态内流场，得到排气歧管内壁面热边界条件，然后在进行固体域壁面的计算，在计算瞬态内流场时加上固体区域的计算域。在瞬态内流场计算中，固体外壁面热边界条件给定经验值，进出口边界条件根据GT-Power软件建立与该排气歧管对应的发动机工作过程仿真模型计算得到。进口采用质量流量入口，按照1-3-4-2的排气顺序给定质量流量和温度，出口设为压力出口，给定静压力[7-9]。

通过调整物理时间步长及最大内迭代数值，保证内流场瞬态计算的前3个循环收敛，然后在第4个循环开始时开启计算结果时间平均功能，4个工作循环全部结束后输出基于时间平均的内流场近壁面的对流换热系数和温度，作为排气歧管固体域温度场计算的内壁面热边界条件[10]。得到排气歧管内壁面热边界条件后，直接应用STAR-CCM+软件对排气歧管进行温度场及热应力计算，其内外壁面均采用第3类边界条件，内壁面热边界条件直接由瞬态内流场进行时间平均计算求得的近壁面对流换

热系数和温度映射得到，外壁面给定环境温度为300K，对流换热系数为13.5W $m^{-2}\cdot℃^{-1}$。

4 计算结果分析

4.1 瞬态内流场计算结果

模型完成三个工作循环的瞬态传热计算，在第四个工作循环对计算结果进行时间平均，得到排气歧管内壁面基于时间平均的温度和对流换热系数结果，见图 5-6，其结果将作为计算排气歧管固体壁面温度场和热应力的内壁面热边界条件。

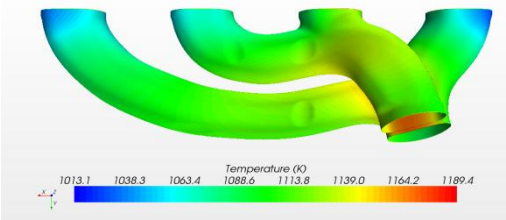

图 5 排气歧管内壁面温度分布

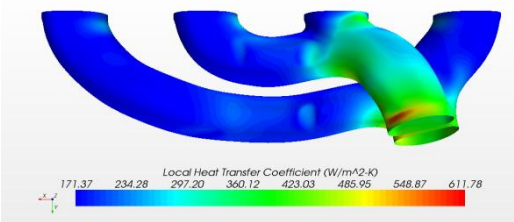

图 6 排气歧管内壁面换热系数分布

4.2 固体域温度计算结果

排气歧管的温度场如图 7 所示。排气歧管的温度分布范围为 956K-1170K，整体温度分布较为均匀，最高温度出现在两出口端中间连接的薄壁处，此处受到四个缸排出的高温气体冲击，热量集中，导致温度较高。在排气歧管中段各缸管道交汇处，也出现温度较高。

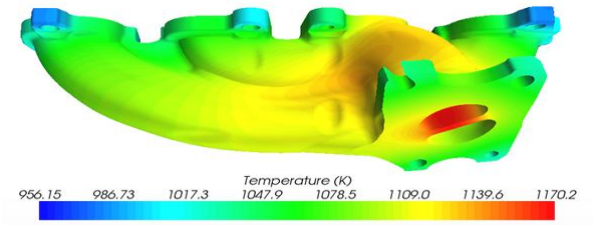

图 7 排气歧管固体域壁面温度分布

4.3 固体域热应力计算结果

排气歧管的热应力分布如图 8-9 所示。由图可知，排气歧管整体热应力分布均匀，整个排气歧管的热应力分布基本在 100MPa 以下。在 1、2 缸及 3、4 缸之间的管道连接处有较大热应力，热应力最高为 187.71MPa，排气歧管的材料为奥氏体球墨铸铁，其抗拉强度为 450MPa，对比可知此处不会出现因为排气歧管长时间使用，由热疲劳而引起裂纹或断裂危险。出口法兰端壁面部分区域的热应力也相对较大。

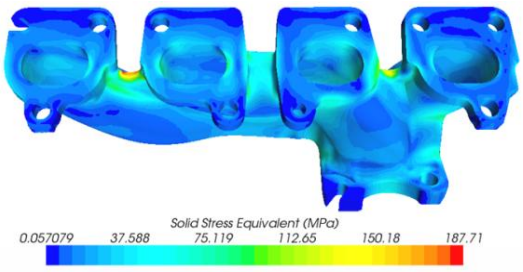

图 8 排气歧管固体域壁面温度分布（a）

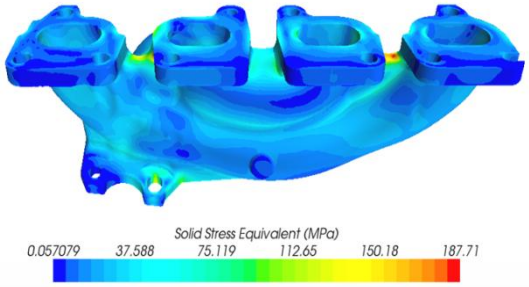

图 9 排气歧管固体域壁面温度分布（b）

5 结论

本文首先建立了四缸发动机排气歧管瞬态流固耦合换热分析模型，利用计算流体力学软件STAR-CCM+对该模型进行了直接流固耦合模拟计算，得到了排气歧管的温度场和热应力分布。排气歧管两出口端中间连接的薄壁处，由于受到各缸循环排气的高温气流冲击，温度比较高，达到 1170K。模型整体热应力最大值为 187.71MPa，热应力较大处出现在 1、2 缸及 3、4 缸之间的连接位置，出口法兰端面部分区域也有较大热应力点出现。排气歧管的材料为奥氏体球墨铸铁，其抗拉强度为 450MPa，计算结果表明，排气歧管在实际工作中不会由于产生较大热应力集中而导致排气歧管开裂失效，满足性能和使用要求。

参考文献

[1] 李伟，刘柯军，张义和，邹德志．发动机排气歧管断裂分析[J]．汽车工艺与材料，2006.

[2] 高娟丽．发动机排气歧管的疲劳性能研究[D]．西安：西安理工大学，2009.

[3] 董非，蔡忆昔，等，内燃机排气歧管瞬态热流体-热应力耦合仿真分析[J]．汽车工程，2010，32（10）.

[4] 李迎．内燃机流固耦合传热问题数值仿真与应用研究[D]．浙江：浙江大学，2006.

[5] 邓帮林，王宝林，李军成，冯仁华 ，许胜利．某汽油机排气歧管热应力分析[C]．第五届中国 CAE 工程分析技术年会论文集，2009,9.

[6] 李红庆，杨万里，刘国庆，等．内燃机排气歧管热应力分析[J]．内燃机工程，2005，26（5）：81-84.

[7] 刘小平，吴兰芳. 基于 STAR-CCM+的歧管式催化转换器流场分析[J]. 汽车工程师，2011(2):29-32.

[8] 郭立新，韩颖，惠涵，等．CFD-FE 耦合计算分析某汽油机排气歧管热负荷[J]．现代车用动力，2009（2）：10-14.

[9] 杨晓，郭涛．CFD-FEA 耦合计算分析发动机排气歧管热负荷[J]．装备制造技术，2010.

[10] 李龙超，许涛．某柴油机排气歧管的热固耦合分析[J]．汽车工程师，2006,34（12）：98-100.