基于 STAR CCM+的某涡轮增压发动机水套冷却性能分析与优化

The analysis and improve design of a turbocharged engine cooling jacket based on STAR CCM+

李相超　陈龙华　王森　张玉银　许敏

（上海交通大学汽车工程研究院汽车发动机研究所）

摘　要：利用三维流固耦合 CFD软件——STAR CCM+对国内某一即将装配涡轮增压器的四缸汽油发动机水套全速全负荷工况下的冷却效果进行了分析。经过计算发现装配涡轮增压器前发动机冷却水套冷却效果良好，但装配涡轮增压器后由于发动机热负荷的增加，原水套冷却不足，导致发动机局部过热。鉴于此，本文提出了改进方案，改进后的方案能解决涡轮增压后发动机局部过热的问题，满足涡轮增压后的冷却要求。

关键词： STAR CCM+、增压发动机、冷却水套、流固耦合

Abstract: In this article , an advanced CFD software was used to analyze the performance of the cooling jacket of one engine in production, which is preparing to add a turbocharger. It was found that the original cooling jacket can hardly cool down the turbocharged engine enough while working pretty good on the origin engine. To solve this problem , improve design was brought forward, and the calculation defined that the improved designs supply a better cooling and the engine partly super hot was settled .

Key words: STAR CCM+、turbocharged engine、cooling jacket、fluid and solid couple analysis

1 前言

发动机水套是发动机内部为发动机高温部件（如缸盖、缸套、排气道等）降温而设计的冷却水循环通道。准确地分析和设计发动机水套冷却系统，维持发动机合适的温度，在整个社会对汽车节能环保要求越来越严格的今天有着极为重要的意义。

水套流固耦合分析是指将发动机流体区和固体区的计算耦合在一起，流体和固体的交界面有实时的能量交换，在流体区运用连续性方程、动量方程和能量方程，在固体区运用能量方程，这样不仅可以求出流体的速度分布和温度分布，还可以计算出整个固体区的温度分布。在计算过程中，流体区与固体区在交界面上能量数据的交换是连续的、实时的，相比于单纯的水套流体 CFD计算，计

算精度高，结果可靠性更高。

本文计算的发动机是一款量产的小型四缸汽油机，主要装配在紧凑型轿车和微型客车上。为了提高发动机的升功率，该发动机将要装配涡轮增压器。该发动机主要参数如下表 1-1。

表 1-1发动机主要参数

排量	1.0 L
功率	47 kW@ 6000rpm
气缸数	4
缸径×活塞行程	φ69.5× 67.5 mm
增压后目标功率	75 kW@ 6000rpm

但是，装配涡轮增压器后，随着发动机功率的增加，热负荷也在增加。原机的冷却系统已经不能满足涡轮增压后的冷却要求，排气鼻梁区和缸体两缸之间的无水套区出现了过热，致使发动机无法正常工作，这就需要借助于计算流体力学（CFD）的方法对发动机水套进行分析，提出改进方案，提高水套的冷却性能。

2 计算模型

2.1 计算网格

体积网格是使用 STAR CCM+的网格功能进行划分，体积网格数量为 104万，并在缸垫上水孔和缸盖鼻梁区进行了网格细化。固体区和流体区的体积网格如图 2-1所示。

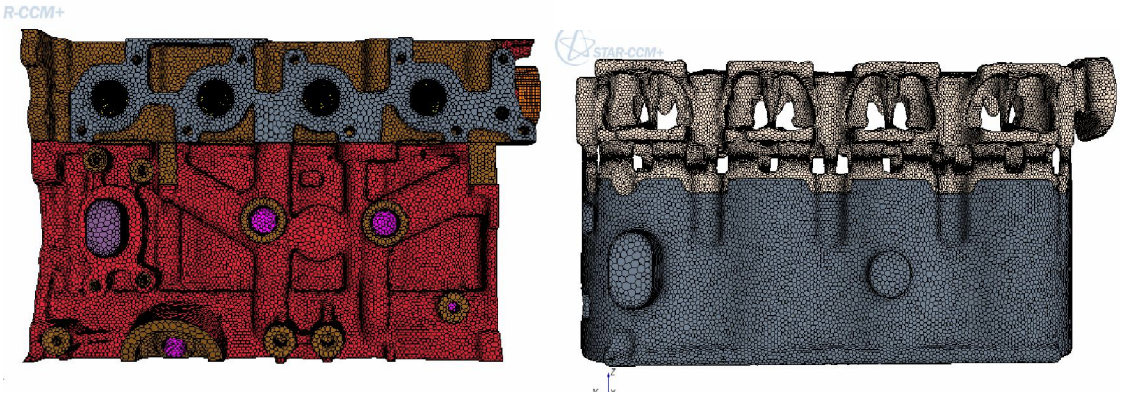


图 2-1 发动机整体体积网格

2.2物理模型选择

流体区包括发动机水套和进、出水口的拉伸层。流体区流动的是由 50%乙二醇和 50%水组成的冷却液，并假定其物理性质为定常数（不随温度和压力变化）。求解采用分离求解器，计算过程采用稳态计算，并考虑重力、表面张力和沸腾现象的影响 。湍流模型选为为： K-Epsilon turbulence。

固体区主要包括缸体、缸垫和缸盖。假定其热物理参数为定常数，并采用分离能量求解器（segregated solid energy）求解。缸垫很薄，为了简化计算将缸垫与缸盖设为同样的物理属性。

缸体和缸盖的热物理参数如表 2-1 。

表 2-1 缸体和缸盖热物理性质

	密度（kg/m^3）	比热容（J/kg-K）	热传导系（W/m-K）
缸体	7500	470	39.2
缸盖	2680	850	128

2.3 边界条件

考虑到对冷却系统要求最高、最容易发生过热危险的工况是全速全负荷工况，因此，本文只对全速全负荷工况进行校核计算。进水口的类型为速度进口（velocity inlet），进水口的温度设定为 363K，出口边界类型设定为压力出口（pressure outlet）。GT_power一维性能计算可以得到缸内气体以及进排气道内气体温度随曲轴转角的变化曲线，然后对气体温度进行曲轴转角积分平均，可以求出缸内以及进排气道内的温度平均值。将该值作为热负荷边界条件。计算结果如表 3-5。

表 2-2 缸内及进排气道内气体平均温度值

缸内平均温度 (K)	进气道平均温（K）	排气道平均温度（K）
1120.26	329.28	1300.2

3 增压机水套冷却效果分析

经过 STAR CCM+软件 1000步迭代计算，得到了增压发动机水套冷却能力的一些结果，下面从冷却水速度场、温度场和固体区温度场三个方面进行分析。

3.1速度场分析

图 3-1是增压发动机冷却水速度场分布图。 冷却水流速分布大体合理，缸盖水套从 1缸到 4缸流速逐渐增大，缸体水套冷却水流速从从 1缸到 4缸逐渐减小。水套内冷却水平均流速为 0.974m/s，缸盖表面冷却水平均流速超过 1m/s，进出水口压力差为 35.2kPa，压力大小合理。

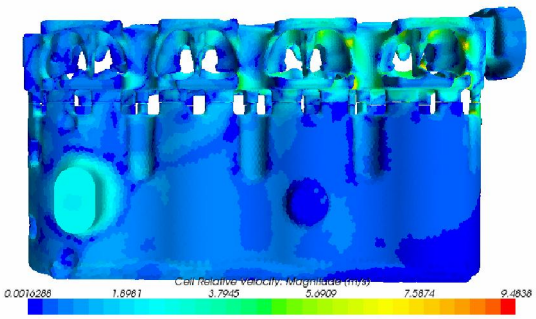


图 3-1 增压发动机机冷却液速度场

但是，该水套还是存在一些问题，从图 3-2 可以看出，缸盖和缸体水套局部区域冷却水流速过低，存在流动死角。容易出现过热危险的区域主要有三个：1 缸顶部、4 缸底部以及两缸之间的流动死角区。

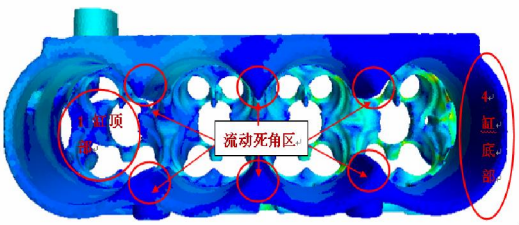


图 3-2 原水套内流速较小的区域

速度场分布大体合理，但是还有优化提升的潜力。可以通过优化气缸垫水孔大小分布，增加 1 缸缸盖水套的水流量；通过修改水套几何尺寸来改善缸盖

鼻梁区以及死角区的流动状况。

3.2温度场分析

增压发动机水套温度场（排气侧视图）由于第 1 缸缸盖水套内流速低，冷却水温度较其他缸高，缸盖水套内冷却水的温度由 1缸到 4缸递降。缸体水套内冷却水的温度，与缸盖相反，由 1缸到 4缸递增。进水口温度为 90℃，出水口平均温度为 94.4℃，提高了 4.4℃。

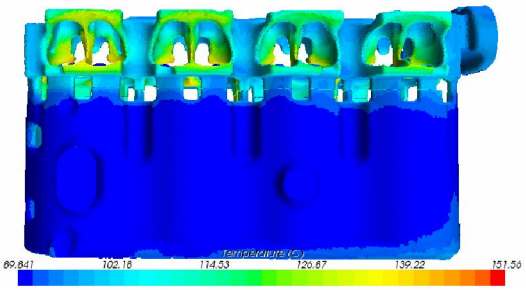


图 3-3 增压发动机水套温度场

水套内冷却水平均温度为 92.3℃，最高温度为 151.6℃。发动机冷却液采用 50%乙二醇 +50%水，沸点不低于为 107℃，考虑到水套内平均压力约为 1.6 bar，此时冷却液的沸点约为 130℃，可知，冷却水最高温度，明显超过冷却液沸点，缸盖水套内局部区域，尤其是 1缸存在沸腾现象。 1缸鼻梁区和排气道周围的温度明显要比其他缸高，所以，在后面的水套改进中的一个主要任务是增加 1缸缸盖区的过水量。

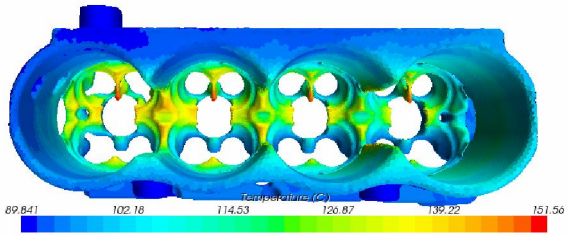


图 3-4 增压发动机水套温度场

3.3固体区温度场分析

如图 3-5和 3-6，固体区高温区域主要在缸盖排气鼻梁区和缸体上气缸之间的区域。表 3-1为增压发动机固体区温度统计数据。

发动机缸体材料为灰铸铁，耐热性能好。发动机工作过程中，缸体温度一般不超过 300℃，热变形量不大。缸盖材料为铸造铝合金，密度小，导热快，温度高于 250℃时，铸铝材料容易失效，影响发动机正常工作。气缸垫所能承受的温度上限为 200℃，高于该温度，气缸垫容易损坏，导致气缸漏气、水套漏水。

由计算结果，增压机在全速全负荷时，发动机固体区最高温度达到 304℃，鼻梁区温度超过 250℃，超过了铸铝材料的安全温度，气缸垫表面的温度高达 246℃，远高于气缸垫所能承受的温度。说明该发动机增压在全速全负荷工况下存在过热的危险，冷却系统的冷却力度需要加强。

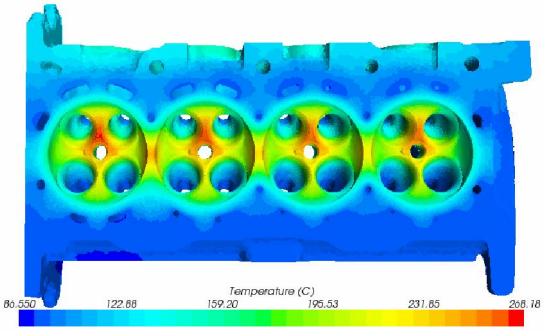


图 3-5 增压发动机缸盖温度

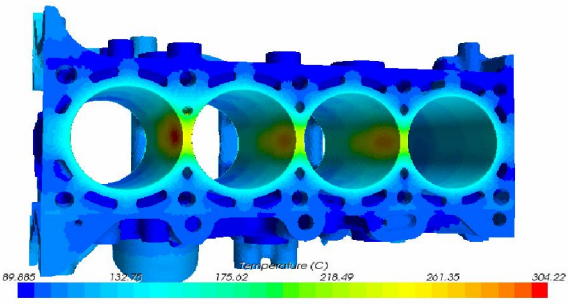


图 3-6 增压发动机缸体温度分布

表 3-1增压机固体区温度参数对比

	燃烧室顶面平均温度（℃）	气缸壁平均温度（℃）	缸盖部分最高温度（℃）	缸体部分最高温度（℃）	缸垫表面最高温度（℃）	发动机表面平均温度（℃）
增压机	190.0	136.7	268.2	304.2	246.5	101.2

同时，从计算的结果可知增压机水套需要改进的方面主要是降低两缸中间区域和缸盖鼻梁区的温度，这就需要增加 1缸顶部和两缸中间流动死角区的过水量，增强冷却效果。

4 水套改进以及冷却效果分析

4.1水套改进措施

水套改进措施主要包括三项内容：增加水泵供水量，优化缸垫上水孔以及在缸体上两缸中间部分增加交叉水孔。

4.1.1增加水泵供水量

发动机所需的冷却液流量可由经验公式进行估算：

$$V = \frac{Q}{\rho \cdot c \cdot \Delta T}$$

其中V 为发动机所需冷却液流量（L/s），Q 为发动机对冷却液的热流量，即热阻（kW）ρ 为冷却液密度（kg/L），c 为冷却液比热容（$kJ/kg.K$），ΔT 为冷却液经过发动机后所升高的温度（K）。一般来说，ΔT 在 5~6K 之间。热流量Q 可由下式计算：

$$Q = q \cdot P$$

其中 q 为比热阻（kW/kW），P 为发动机功率（kW）。对于本例，增压后全速（6000r/min）工况下的目标功率是 $75kW$。汽油机的比热阻取值范围是 0.4~0.6 ，在此我们取 q=0.5kW/kW。冷却液密度 ρ =1kg/L，比热 c=3.5$kJ/kg\text{-}K$，ΔT 设为 6K。由此估得，全速全负荷所需冷却液流量为：

$$V=107.14L/min$$

从理论上讲，增压后发动机在全速全负荷工况下水套进水量为 $107L/min$。经过 GT-cool一维冷却系统计算，结果显示全速全负荷工况下，发动机水泵流量选择 $150L/min$，其中流经水套的冷却水

为 140 *L/min*，发动机冷却系统工作状态良好。三维流固耦合计算，水套进水量选择

$$V=140\ L/min$$

4.1.2优化气缸垫上水孔分布

由前面分析可知，发动机 1 缸的顶部过水量较小，缸盖温度较其他三个缸高，最容易发生过热危险。上水孔优化的目的在于增加 1 缸上水孔的过水量，增强 1 缸缸盖部分的冷却力度。另一方面，由于第 4缸距离排水孔最近，缸盖水套内流经 1缸的冷却液也会依次流经其他三个缸，所以，1 缸缸盖过水量增大也会使得其他三个缸盖过水量增加，对整个发动机的冷却有利。

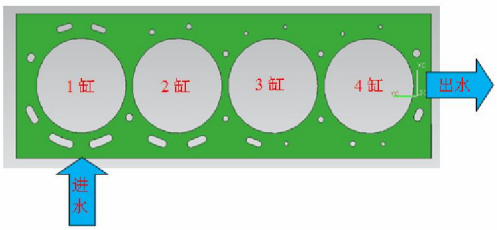


图 4-1 优化前气缸垫

如图 4-1和图 4-2，具体的优化方法是缩小气缸垫中间部分上水孔的数量和截面积，迫使更多的冷却水从缸体水套由 1 缸前部的上水孔进入缸盖水套，从而增加 1缸缸盖水套的过水量。4缸进气侧过水孔增大的目的是吸引冷却水从缸体水套的进气侧流过，防止这一区域的过水量过少。

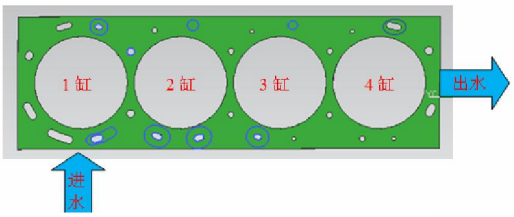


图 4-2 优化后气缸垫

4.1.3缸体上增加交叉水孔

水套几何形状改进的目标是降低两缸中间区域和气缸垫的温度，本报告提出了改进方案，该方案就是在鼻梁区加工加工 45° 的阶梯孔，阶梯孔的三段直径依次为 6.5mm，4mm，3mm，通过在两缸中间区域增加交叉水孔，冷却水可以从该区域流过，带走热量。能够很直接地降低两缸中间区域和气缸垫的温度。

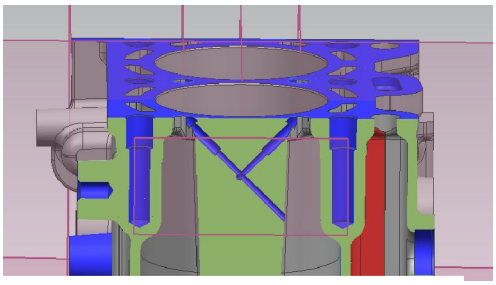


图 4-3 交叉水孔

4.2改进方案冷却效果分析

4.2.1冷却水速度场分析

从表 4-1数据可知，由于增加了水泵供水量，改进方案水套的流场整体速度要比改进前要高，从而冷却水可以带走更多的热量，冷却效果要好。负面作用是该方案水套的进出水口压力差有所增加，达到了 45.3KPa，但在可以接受的范围内。

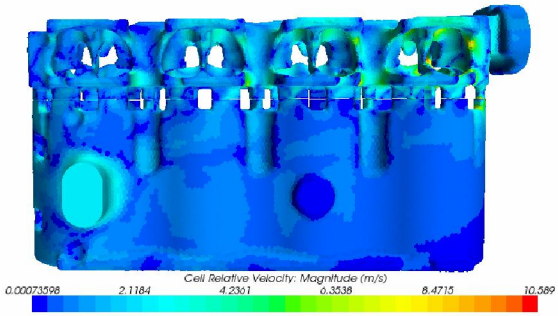


图 4-4 改进方案水套速度场

表 4-1改进方案水套速度场数据与改进前对比表

	最高流速（m/s）	平均流速（m/s）	缸盖水套平均流速（m/s）	进出口压力差（KPa）
增压发动机	9.48	0.974	1.53	35.2

改进方案	10.6	1.09	1.67	45.3

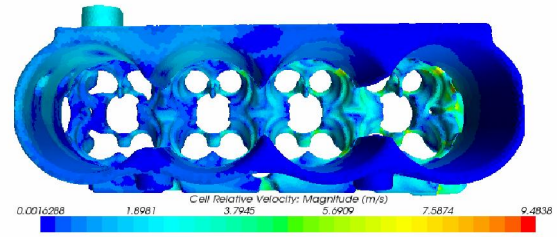


图 4-5 增压发动机冷却液速度场

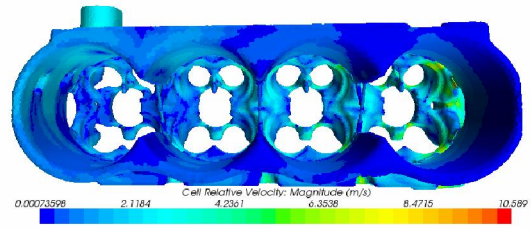


图 4-6 改进方案冷却液速度场

从图 4-5和图 4-6可以看出，由于对缸垫上水孔进行了优化，改进方案中 4个缸盖水套内冷却水流速变得更加均匀，第 1缸缸盖顶部冷却水流速有了明显的提高。

4.2.2冷却水温度场分析

从图 4-7和表 4-2可以看出，改进方案内冷却水平均温度和最高温度均比改进前要低，发生沸腾的区域面积有所减小，冷却效果更好。由于改进方案增加了交叉水孔，冷却水与发动机高温部件接触面积增大，对流换热量增加，所以出水口的平均温度有所提高。

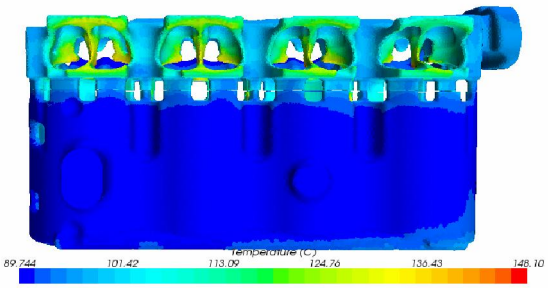


图 4-7 改进方案冷却水温度场

表 4-2改进方案冷却水温度场数据与改进前对比表

	出水口平均温度（℃）	水套内冷却液平均温度（℃）	水套内冷却液最高温度（℃）
增压机	94.4	92.3	151.5
改进方案	94.9	91.9	148.1

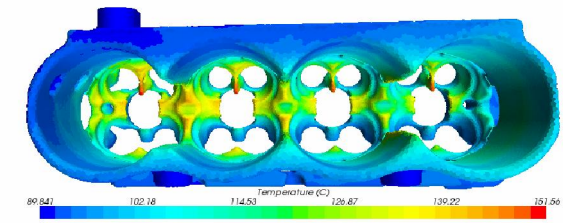


图 4-8 增压发动机冷却水温度场

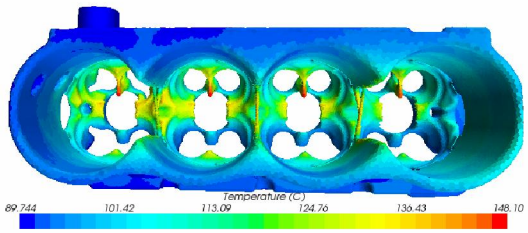


图 4-9 改进方案冷却水温度场

从图 4-8和图 4-9可以看出，修改方案缸盖水套内冷却水温度明显比改进前要低，而且 4个缸冷却水温度差别变小。

4.2.3固体区温度分布

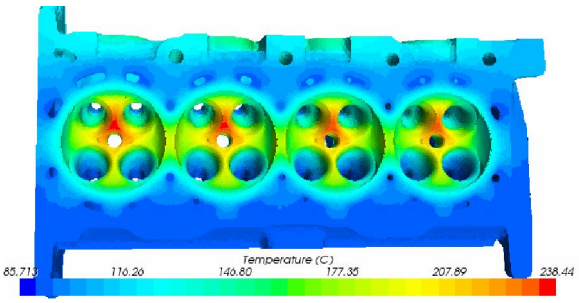
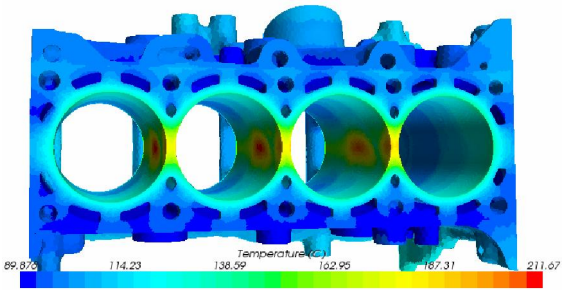


图 4-10 改进方案缸盖温度场



4-11 改进方案缸体温度场

表 4-3改进方案固体区温度场参数与改进前对比表

	燃烧室顶面平均温（℃）	气缸壁平均温度（℃）	缸盖部分最高温度（℃）	缸体部分最高温度（℃）	缸垫表面最高温度（℃）	发动机表面平均温（℃）
增压机	190.0	136.7	268.2	304.2	246.5	101.2
改进方案	173.6	125.5	238.4	211.7	189.2	99.9

改进方案发动机固体区温度有了明显降低。缸盖最高温度为 238.4℃，低于铸铝的安全温度 250℃；气缸垫表面最高温度为 189.2℃，低于气缸垫材料所能承受的温度上限 200℃。同时，由图 6-8 和 6-9可以得出，发动机固体去的最高温度位于缸盖的鼻梁区，缸体区两缸中间部分的高温区也分成两个部分，说明交叉水孔对降低缸体的温度的确发挥了很积极的作用。

5 总结

未增压情况下发动机冷却系统的冷却效果良好，但是，在原机冷却系统不变的情况下配置增加装置涡轮增压后，由于热负荷的增加，原冷却水套在全速全负荷工况显得冷却不足，出现了大范围局部沸腾，致使发动机缸盖鼻梁区和缸体汽缸套顶部过热。为了满足增压后的冷却要求，本文对现有的冷却系统进行优化和改进。改进的方面主要有：增加冷却水泵供水量、优化气缸垫上水孔分布以及增加交叉水孔。经过 STAR CCM+软件计算，改进方案的冷却效果最好，能够很好的满足发动机增压后的冷却要求。

5 参考文献

[1] 张靖周 编 《传热学》北京科学出版社 2009

[2] 马铁犹 编 《计算流体动力学》北京航空学院出版社 1986

[3] 李婷 编《发动机耦合系统中稳态固流耦合传热问题的数值仿真研究》 浙江大学硕士论文 2006