

结构与可靠性

30/38 柴油机活塞热力耦合有限元分析研究

周志明

(海军工程大学, 湖北 武汉 430033)

摘 要: 采用有限元软件 ANSYS, 分析了 30/38 柴油机活塞的温度场、热应力及热变形; 并通过热-机耦合的方法, 分析了该机活塞的耦合应力场。研究表明: 活塞顶部应力以热应力为主, 温度对活塞的应力和变形起主导作用。在此基础上提出了有关活塞的研制建议。

关键词: 柴油机; 活塞; 热应力; 耦合; 有限元分析

中图分类号: TK423.3⁺3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2016)04-0031-05

Thermal Mechanical Coupling Finite Element Analysis for 30/38 Diesel Engine Piston

Zhou Zhiming

(Naval University of Engineering, Hubei Wuhan 430033)

Abstract: By making use of finite element software ANSYS, the temperature field, thermal stress and thermal deformation of the 30/38 diesel engine piston were analyzed. And the coupling stress field of this piston was analyzed by the method of thermal-mechanical coupling. The results indicated that the stress on the top of the piston was mainly thermal stress, and the temperature played a leading role in the stress and deformation of the piston. On the basis of this, relevant suggestions on the development of piston were provided.

Key words: diesel engine; piston; thermal stress; coupling; finite element analysis

0 引 言

活塞作为柴油机的主要受热零件之一, 常在高温、高速、高负荷、润滑不良及冷却困难等情况下工作, 受高压燃气压力、往复惯性力等周期性载荷作用, 产生机械应力和机械变形。而高压气体燃烧产生的高温使活塞顶部乃至整个活塞温度很高, 且温度分布很不均匀, 致使活塞产生热应力和热变形^[1], 进而影响活塞的可靠性和寿命。因此对活塞的温度场、应力场以及热负荷和机械负荷的耦合应力场进行有限元仿真分析, 了解活塞的热负荷状态和综合应力情况是十分必要的^[2,3]。

组合活塞一般采用钢顶, 其材料的高温机械强

度远超过铝合金活塞。为减小活塞顶内外表面导热引起的温度梯度, 改善活塞顶热应力, 活塞顶应尽可能做得薄一些; 但是薄顶容易造成头部刚度不足, 在燃气压力作用下易引起顶部环槽的较大变形, 因此, 组合活塞都采用薄顶强背结构。活塞裙部采用锻造铝合金, 主要起导向作用, 并承受一定的侧压力, 为减小磨损, 裙与缸套之间必须有良好的润滑。当活塞上下运动方向发生改变时, 侧压力方向也随之改变, 引起活塞左右晃动并敲击气缸壁, 产生冲击振动和噪声。活塞与缸套的间隙越大, 冲击振动越严重, 因此, 选择合适的配缸间隙至关重要。本文对 30/38 柴油机活塞进行热力学以及热力学和机械力学的耦合分析, 获得活塞的温度

收稿日期: 2015-12-14; 修回日期: 2016-03-15;

作者简介: 周志明(1970-), 男, 工程师, 主要研究方向为内燃机动力系统设计, E-mail: zzm7028@sohu.com。

分布、应力以及变形等情况^[4]，为活塞的选材和确定配缸间隙等提供理论依据。

1 研究对象

30/38 柴油机活塞为钢顶铝裙组合活塞，顶裙由四个螺栓连接。活塞共有 5 道活塞环，前 3 道为气环，后 2 道为油环，其中最后 1 道刮油环在销座以下。活塞顶部有 4 个进阀坑，进气阀坑半径略大于排气阀坑半径。活塞采用油冷，震荡冷却，油杯上方中央冷却腔靠均布油孔与环形冷却腔连通。对活塞进行测量，绘制出活塞三维模型并划分网格。网格划分结果如图 1 所示。

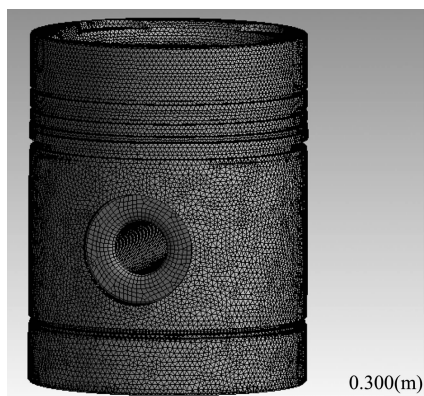


图 1 活塞网格划分图

2 物性参数

活塞顶材料物性参数如表 1 所示。

表 1 活塞顶材料物性参数

材料	耐热合金钢 20X3MBΦ
密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	7 830
弹性模量/Pa	2.1×10^{11}
泊松比	0.3
抗拉强度/MPa	785
线膨胀系数/($\text{m} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)	$1.32\text{E}-5$
导热系数/($\text{W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$)	40

活塞裙材料物性参数如表 2 所示。

表 2 活塞裙材料物性参数

材料	硅铝合金 AK4 ⁻¹
密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	2 770
弹性模量/Pa	7.9×10^{10}
泊松比	0.33
抗拉强度/MPa	355
线膨胀系数/($\text{m} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)	$2.1\text{E}-5$
导热系数/($\text{W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$)	160

活塞销材料物性参数如表 3 所示。

表 3 活塞销材料物性参数

材料	耐热合金 12XH3A-CIII
密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	7 830
弹性模量/Pa	2.12×10^{11}
泊松比	0.31
抗拉强度/MPa	930
线膨胀系数/($\text{m} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)	$1.13\text{E}-5$
导热系数/($\text{W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$)	28

3 边界条件

3.1 热边界条件

本文选取低背压下缸内最高燃烧压力 14.7 MPa、功率 1 680 kW 的工况进行计算，通过对缸内工作过程进行模拟^[5]，得到缸内燃气温度和换热系数随曲轴转角的变化曲线，如图 2 和图 3 所示。

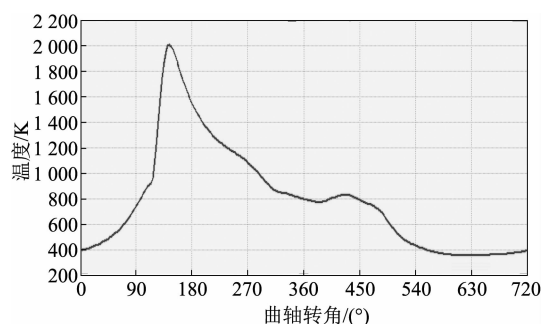


图 2 缸内温度曲线

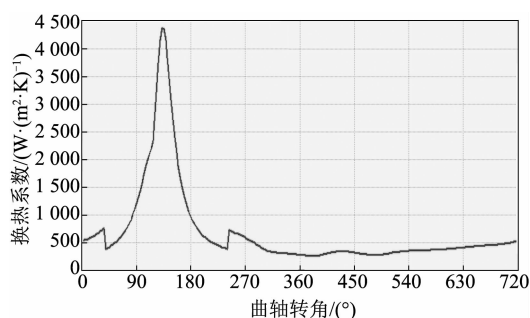


图 3 缸内换热系数曲线

对导出的数据进行处理，求得缸内平均燃气温度为 783 K，平均换热系数为 688 ($\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$)。并将活塞顶面按径向分成十个小面。活塞顶面的换热系数如表 4 所示。对于火力岸、环岸、冷却油腔、活塞侧面、内腔等换热系数按照经验或半经验公式，参考同类机型给定^[6,7]，如表 5 所示。加载位置如图 4 所示。

3.2 机械边界条件

活塞受到的力主要有燃气压力、往复惯性力等，本文假设计算时刻为活塞上止点，此时可忽略

活塞侧推力。

表 4 活塞顶面的换热系数

活塞顶部 不同区	沿径向相对 半径/mm	换热系统/ ($\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$)	燃气温度/K
A0	0 ~ 15	379	783
A1	15 ~ 30	403	783
A2	30 ~ 45	439	783
A3	45 ~ 60	489	783
A4	60 ~ 75	553	783
A5	75 ~ 90	636	783
A6	90 ~ 111.5	766	783
A7	111.5 ~ 125	917	783
A8	125 ~ 142.5	678	783
A9	142.5 ~ 148.5	642	783

表 5 活塞其它表面换热系数

位置	符号	换热系数/ ($\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$)	介质温度/ $^{\circ}\text{C}$
火力岸	B	110	250
第一环岸	C1	150	240
第二环岸	C2	200	150
第三环岸	C3	200	150
第一环槽上	D1	450	150
第一环槽内	D2	60	150
第一环槽下	D3	740	150
第二、三环槽上	E1	450	100
第二、三环槽内	E2	60	100
第二、三环槽下	E3	740	100
油环槽上	F1	450	90
油环槽内	F2	60	90
油环槽下	F3	740	90
环形冷却腔上	G1	3 000	78
环形冷却腔中	G2	1 000	78
环形冷却腔下	G3	900	78
中央冷却腔上	H1	2 600	78
中央冷却腔下	H2	900	78
油孔	H3	1 500	78
裙部内侧	K1	90	85
裙部外侧	K2	300	90

(1) 燃气压力

燃气压力主要作用在活塞顶部、火力岸以及活塞第一、二环槽内，其以均布载荷的方式作用在每个受力面上。整个钢顶受力情况如图 5 所示。

(2) 往复惯性力

活塞往复运动过程中，在上下止点受到最大惯性力作用。有限元分析中，通过对整个活塞组件施加一个加速度的方式，来解决模型中往复惯性力的问题。活塞下行过程中最高燃烧压力最大时刻，活

塞的往复惯性力的方向与活塞运动方向相反。通过 ADAMS 多体动力学仿真^[8] 可得：在活塞上止点时，活塞加速度为 $1\,469\ (\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$ 。

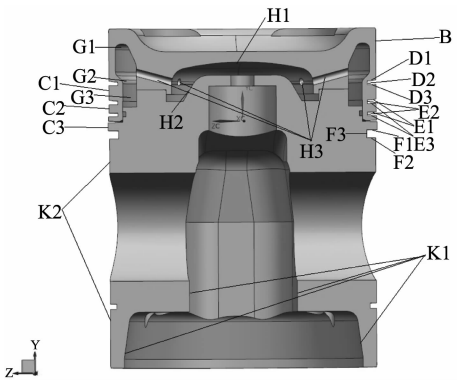


图 4 活塞边界条件分区图

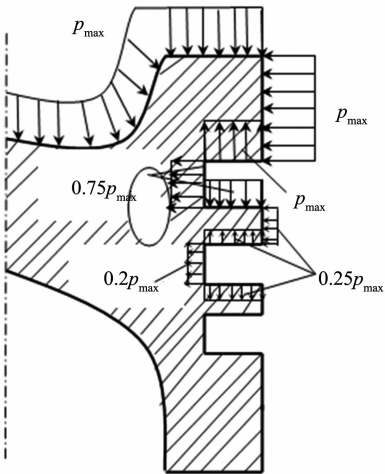


图 5 燃气压力示意图

4 活塞热分析

4.1 活塞温度场分析

利用 ANSYS Workbench 有限元软件计算得到活塞的温度场如图 6 所示。

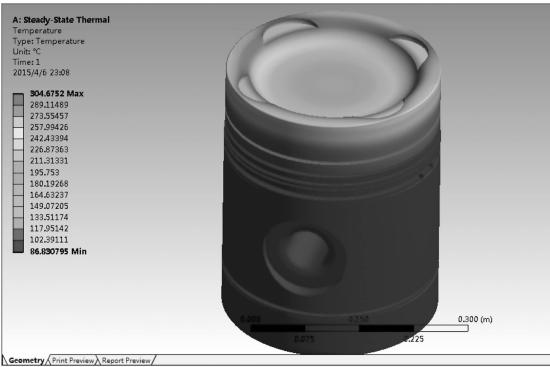


图 6 活塞温度场

由图可知，活塞最高温度为 $305\ ^{\circ}\text{C}$ ，出现在活塞外沿凸台附近，最低温度出现在冷却腔内。活塞

温度梯度很大,会产生热应力及热变形。活塞喉口温度大约为 300 ℃,第一环槽温度大约为 110 ℃,环区温度在工作要求范围内。裙部温度约为 90 ℃,温度梯度较小,不至于产生较大的热应力。

4.2 活塞热应力及热变形分析

活塞的热应力及热变形如图 7、图 8 所示。

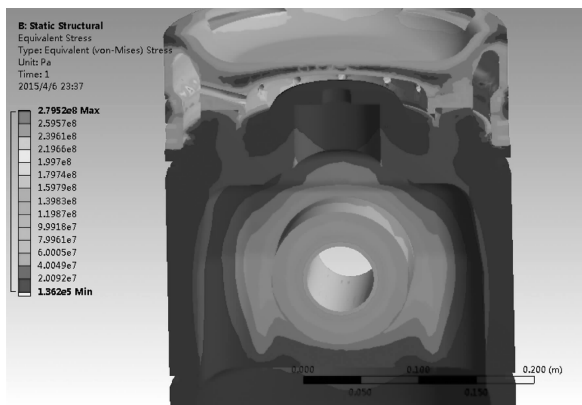


图 7 活塞热应力云图

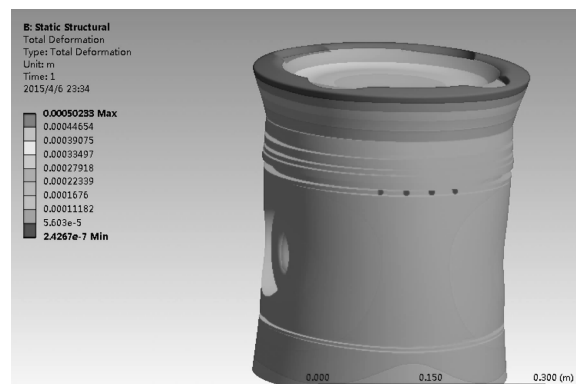


图 8 活塞热变形云图

由图观察分析:活塞热负荷主要集中在活塞头部,最大热应力为 280 MPa,出现在内部冷却油孔处;另外,火力岸、活塞第一环槽、活塞外沿凸台处的热应力也较大;活塞裙部热应力不高,约在 80 MPa 以下,主要分布在跟头部接触的部位。活塞的最大总体变形量为 0.5 mm, X 方向变形量为 0.43 mm, Z 方向变形量为 0.43 mm;活塞头部从上到下的径向变形量逐渐减小。

4.3 活塞热耦合应力及变形分析

活塞的耦合应力及变形如图 9~11 所示。

由图观察分析:热耦合应力最大值为 499 MPa,出现在第一环槽内壁的过渡圆弧处;另外,外沿凸台、冷却油孔、火力岸及销座处的应力值较大,销座的应力最大值约为 146 MPa,活塞销的应力值约为 250 MPa。虽然耦合应力是机械负荷和热负荷共同作用所致,但是将耦合应力和耦合变形与

热负荷和机械负荷单独作用时的应力及变形相比较,可以发现:活塞头部受热负荷影响较大。耦合作用时活塞头部的最大径向变形为 0.41 mm,小于热负荷单独作用时的 0.47 mm,其原因是:在热负荷作用下,活塞顶部自由膨胀,且变形主要沿径向向外;而在机械负荷作用下,活塞火力岸受到和燃烧室方向相反的燃气压力,这样在热机耦合作用下,其变形会有部分抵消,因此最大变形反而变小。而活塞裙部则是以机械负荷和机械变形为主,在销轴方向发生膨胀变形,在垂直于销轴方向发生挤压变形,最终使活塞销孔发生椭圆变形。

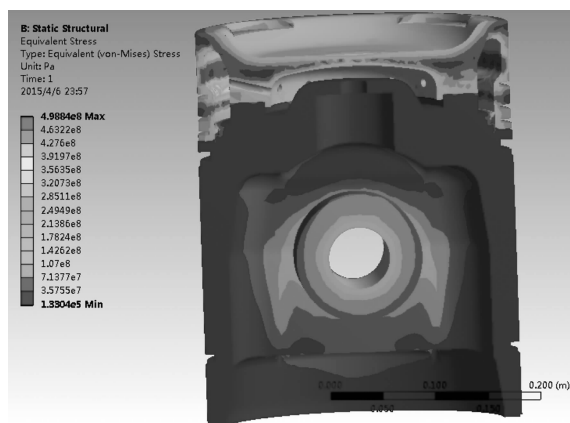


图 9 活塞耦合应力云图

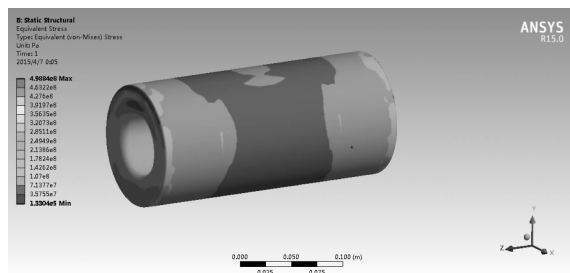


图 10 活塞销耦合应力云图

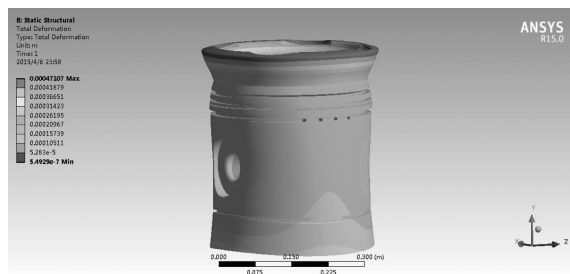


图 11 活塞耦合总体变形(放大)云图

4.4 活塞环槽变形分析

活塞环槽变形过大,容易导致活塞环卡死,影响活塞的密封性,选取各环槽的上、中、下三个点来考察环槽的变形量,如图 12 所示。图 13 为活塞环槽总体变形。

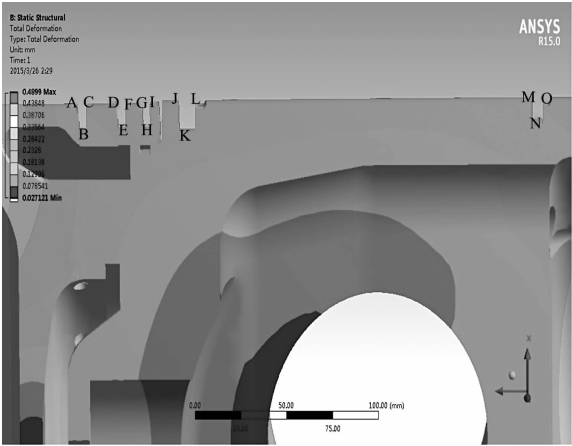


图 12 活塞环槽各测点变形量

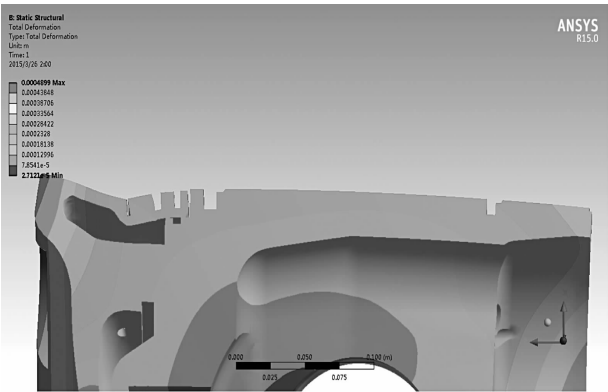


图 13 活塞环槽总体变形

利用 Workbench 中的探针工具探测各测点(图 12),得到变形量如表 6。各环槽沿活塞轴线方向的变形量均小于活塞环与环槽的间隙,所以此工况下不易发生活塞环卡死和折断。

表 6 环槽各测点变形量

测点	总变形/mm	X 向变形/ mm	Y 向变形/ mm	各槽外侧点 Y 向 相对变形/mm
A	0.129	0.183	0.054	0.085
B	0.148	0.184	0.098	
C	0.188	0.199	0.139	
D	0.219	0.210	0.119	0.029
E	0.203	0.202	0.083	
F	0.220	0.211	0.09	
G	0.225	0.210	0.082	0.013
H	0.213	0.202	0.068	
I	0.225	0.211	0.069	
J	0.226	0.221	0.048	0.008
K	0.206	0.201	0.042	
L	0.217	0.214	0.04	
M	1.233	0.076	-0.220	0.005
N	0.221	0.058	-0.211	
O	0.235	0.064	-0.225	

5 结 论

(1) 通过对 30/38 柴油机活塞温度场的分析可知:活塞的最高温度位于与燃气直接接触的活塞顶部,为 305 ℃,具体位于活塞外沿凸台处;喉口温度约为 300 ℃;活塞第一环温度约为 110 ℃;活塞侧面温度自上而下逐渐降低。

(2) 在温度载荷的作用下,活塞内部产生热应力和热变形,最大热应力出现在内部冷却油孔处,为 280 MPa,最大热变形为 0.5 mm,出现在活塞头部。

(3) 在机械载荷的作用下,活塞机械应力最大值出现在活塞顶部圆心处,为 233 MPa;活塞销座处的应力值也较高,约为 69 MPa。机械变形的最大值为 0.24 mm,变形量不大,远低于热变形,说明活塞变形以热变形为主。

(4) 在热机耦合作用下,活塞耦合应力值较大,最高为 499 MPa,出现在第一环槽内壁的过渡圆弧处;活塞裙部销座及活塞销的应力值也较大,但能够满足材料强度要求。活塞顶部的应力值以热应力为主,温度对活塞的应力起主导作用。

(5) 建议替代材料的力学性能不低于本次计算输入值;并须注意第一环槽内壁过渡圆弧处及冷却油腔、油孔的尺寸控制,过渡圆弧要平滑处理,以保证加工精度。

参考文献

[1] 李炯,杨世文,张翼,等.汽油机活塞组三维有限元耦合分析[J].华北工学院学报,2004,25(5):319-321.

[2] 薛明德,丁宏伟,王利华.柴油机活塞的温度场、热变形与应力三维有限元分析[J].兵工学报,2001,22(1):11-14.

[3] 曹海滨,王家宏.船用 6300 柴油机缸套热负荷的有限元分析[J].浙江海洋学院学报(自然科学版),2006,25(4):414-416.

[4] 杨杰.DME 发动机活塞温度场的三维有限元分析与试验研究[D].武汉:华中科技大学,2007:52-54.

[5] 吕建明.缸盖传热边界条件的反求方法研究[D].武汉:海军工程大学,2011:23-24.

[6] 孙红飞.发动机缸盖冷却水道流场及冷却特性的分析研究[D].北京:北京交通大学,2010:66-67.

[7] 李佑长.四缸柴油机缸盖传热研究[D].武汉:武汉理工大学,2007.

[8] 何屹.活塞在温度和机械载荷作用下的有限元分析[D].大连:大连海事大学,2007:36-37.