

结构与可靠性

柴油机喷油泵接头疲劳寿命的有限元分析

刘利军, 贾 维, 夏 倩

(沪东重机有限公司, 上海 200129)

摘 要: 为查找某型柴油机喷油泵接头疲劳失效的原因, 利用有限元软件 ANSYS 和 FE-SAFE 相结合的方法, 开展了表面粗糙度对零件疲劳寿命及疲劳安全系数影响的研究分析, 并与试验结果进行了比较。分析结果表明, 计算结果与试验检测结果较为一致, 零件表面的粗糙度等级对其疲劳寿命的影响很大, 在设计时应予充分考虑。分析结果可为表面设计及加工工艺改进提供参考依据。

关键词: 喷油泵; 表面粗糙度; 疲劳寿命; FE-SAFE

中图分类号: TK423.8⁺4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2010)02-0025-04

Fatigue Life FEA on the Diesel Engine Fuel Injection Pump Joint

Liu Lijun, Jia Wei, Xia Qian

(Hudong Heavy Machine Co. LTD, Shanghai200129)

Abstract: The method integrating the finite element software ANSYS with FE-SAFE is used to find out the fatigue reason of a certain type diesel fuel injection pump joint. The research of the surface roughness' influence on the parts' fatigue life and fatigue safe factors is carried out, which is compared with the experimental results. The analysis results show that the calculation results are in accord with the test results, and the grade of surface roughness can sharply affect the fatigue life. The results can be provided as reference for the surface design and process technical improvement.

Keywords: fuel injection pump; surface roughness; fatigue life; FE-SAFE

1 概 述

表面粗糙度是由切削过程中刀具在工件表面上留下的刀痕而产生的。它是机械零件的一个主要几何精度指标, 对零件的性能会产生重要的影响^[1]。表面粗糙度对机器零件表面性能的影响从 1918 年开始首先受到注意, 在飞机和飞机发动机设计中, 由于要求用最少材料达到最大的强度, 人们开始对加工表面的刀痕和刮痕对疲劳强度的影响加以研究。零件表面粗糙度直接影响零件的配合性质、疲劳强度、耐磨性、抗腐蚀性以及密封性等。粗糙零件的表面存在较大的波谷, 它们像尖角缺口和裂纹一样, 对应力集中很敏感, 从而影响零件的疲劳强度。表面粗糙度值越小, 表面缺陷越少, 工件耐疲

劳性越好; 反之, 加工表面越粗糙, 表面的纹痕越深, 纹底半径越小, 其抗疲劳破坏的能力越差。对于交变载荷作用下的零件, 其表面粗糙度的凹谷部位容易引起应力集中, 产生疲劳裂纹。

本文将主要针对由表面粗糙度引起的柴油机喷油泵接头的疲劳破坏进行研究, 利用 ANSYS 有限元软件对实物进行建模, 并进行静力分析; 随后将计算结果导入 FE-SAFE, 进行各级粗糙度下的疲劳计算, 得到疲劳寿命及疲劳安全系数; 然后再回到 ANSYS 显示疲劳寿命及疲劳安全系数云图。最后, 对所得计算结果进行处理, 分析比较不同表面粗糙度对疲劳寿命及安全系数的影响。

2 问题描述

收稿日期: 2009-08-28

作者简介: 刘利军(1976-), 男, 博士, 工程师, 主要研究方向为柴油机结构仿真分析和测试技术, E-mail: tech@hbm.com.cn。

2.1 实物描述

喷油泵接头, 外形如图 1 所示, 其大圆外径为 $\Phi 140$ mm, 腔体直径约为 $\Phi 6$ mm, 总高度约为 80 mm, 所用材料是 35CrMoA, 其化学成分见表 1, 相关的材料力学性能要求与 GB/T3077-1999 之 35CrMo 相符。该零件的加工工艺流程为: 小车→调质→小车→钻孔→打磨→内钳→淬火(端面)→小车→磷化→平磨→磁粉探伤→内钳→磨研。调制处理后的硬度要求为 220~270HB, 端面淬火后要求淬硬层深度为 1.0~1.5 mm, 硬度要求为 500~560 HV。高压油孔腔内壁所受最高喷射压力为 100 MPa。

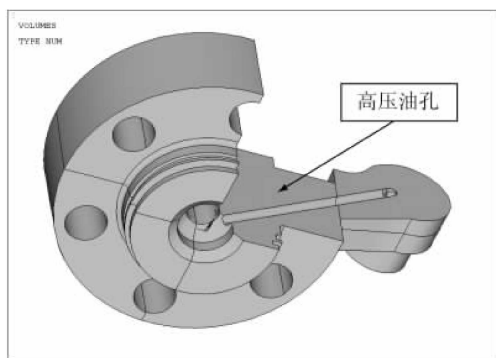


图 1 喷油泵接头剖面图

表 1 喷油泵接头所用材料 35CrMoA 的化学成分

元素	C	S	Si	Mn	P	Cr	Mo
含量/%	0.36	0.014	0.21	0.50	0.017	0.82	0.16

2.2 实物检测结果

对喷油泵接头抽查检验, 进行疲劳测试试验, 试件在使用约 1 年多(工作时间为 1000 多个小时)后, 其油孔处发生开裂现象。根据目测, 裂纹产生于腔体内的高压油孔一侧的端面, 径向分布, 断口宏观形貌较为平坦, 断面上分布有弧形条纹, 由近油孔一侧断面边缘向外推进, 表面高压油孔一侧边缘为断面起始区, 弧形条纹起始区位于油孔内腔表面加工道痕处。进一步对开裂零件进行硬度测定、扫描电镜分析、金相分析等试验检测, 并得到如下结论:

(1) 对试样进行硬度测定的结果显示, 上端面截面硬度梯度值及心部硬度值均符合要求, 表明该零件热处理质量基本符合相关技术要求。

(2) 由扫描电镜试验, 对断面及油孔表面相关区域进行微观分析, 结果显示: 内孔边缘有向外辐射状扩展条纹; 油孔内腔表面较粗糙, 表层组织流变硬化、折叠、甚至微观开裂。因此可以推断, 油孔内腔表面机加工后质量控制不当, 造成表层组织

流变硬化、折叠、甚至微观开裂, 当细裂纹达到一定深度时, 容易因应力集中效应诱发开裂。在使用过程中由于受交变应力作用, 在应力集中区域极易使细裂纹疲劳开裂而至贯穿。

(3) 对断口截面相关区域进行金相分析可见, 近断面一侧孔内腔表面上分布有缺口类缺陷, 疑与表层挤压折叠有关; 且油孔内腔表面布有较多深浅不一的缺口, 最深处为 0.04 mm, 疑为机加工形成的加工道痕所致。

由以上试验结果的分析可以推断, 喷油泵接头的开裂为低应力下的疲劳开裂, 而疲劳开裂的启动主要与油孔内腔表面的加工质量控制不当有关, 实际表面粗糙度 R_a 在 16.0 ~ 40.0 μm 之间, 与设计要求 $R_a = 1.6 \mu\text{m}$ 不符。下面利用有限元软件 ANSYS 与 FE-SAFE 相结合的方法, 就表面粗糙度对喷油泵接头疲劳寿命的影响进行计算分析。

3 静力分析

3.1 有限元模型

在 ANSYS 中对喷油泵接头进行有限元建模(如图 2 所示), 参照 GB/T3077-1999 中 35CrMo 的物理参数, 喷油泵接头所用材料 35CrMoA 的物理特性见表 2。该模型共有节点 306 057 个, 单元数为 213 478。该型四冲程柴油机正常工作转速为 520 r/min, 喷油泵点火 260 次/min, 假定喷油泵的喷射压力幅值变化符合半正弦曲线, 压力峰值为 100 MPa, 并在螺孔处施加约束边界条件。

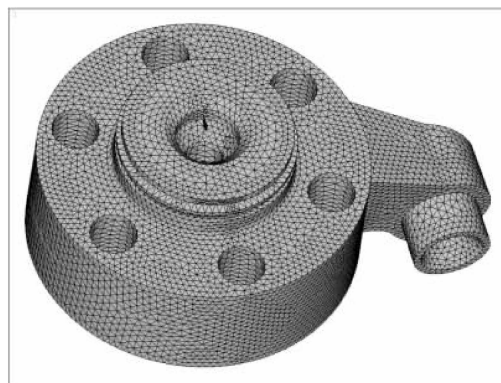


图 2 喷油泵接头的有限元模型

表 2 喷油泵接头所用材料 35CrMoA 的物理性能

密度 /(kg/m^3)	弹性模量 /MPa	泊松比	抗拉极限 /MPa	屈服极限 /MPa
7 870	2.13×10^5	0.286	980	835

3.2 静力分析

首先进行喷油泵接头静力计算分析, 得结构的

最大 Von Mises 应力为 215 MPa, 其应力云图如图 3 所示。由图可见, 因油孔内腔表面承受压力较大, 相应的 Von Mises 应力值最大值发生在油孔腔内壁, 但远小于结构的极限抗拉强度, 其静强度安全系数为 $s = 835/215 = 3.88$ 。因此, 仅由静力分析结果不能说明零件失效的原因。

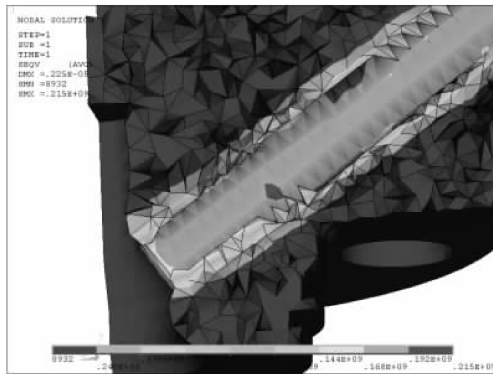


图3 静力计算结果 Von Mises 应力云图

4 疲劳分析

FE-SAFE 是一款实现 CAE 分析、疲劳试验与疲劳设计于一体的高级结构疲劳耐久性分析和信号处理专用软件, 界面友好、方便易用; 其疲劳算法先进、求解高效、功能全面细致, 是公认精度较高的疲劳分析软件。本文先用 ANSYS 对喷油泵接头进行有限元建模, 然后将 ANSYS 分析的结果导入 FE-SAFE 进行疲劳分析, 最后再回到 ANSYS 进行后处理, 查看计算结果, 并显示疲劳分析结果云图, 具体的分析流程见图 4。

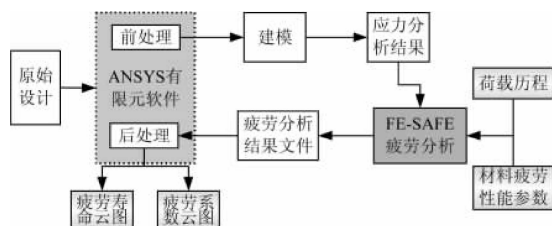


图4 基于 ANSYS/FE-SAFE 的结构疲劳分析流程

4.1 疲劳算法

采用 Brown-Miller 组合应变算法进行疲劳寿命计算, 该算法认为疲劳裂纹产生于剪应变最大的平面内, 并且由该平面的剪应变和正应变共同决定。

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_n}{2} = 1.65 \frac{\sigma_f}{E} (2N_f)^b + 1.75 \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (1)$$

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_n}{2} = 1.65 \frac{(\sigma_f - \sigma_m)}{E} (2N_f)^b + 1.75 \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (2)$$

该算法支持来自线弹性 FEA 分析的应力结果,

可以通过 Neuber 定律将 FEA 线弹性分析的应力结果转换为弹塑性的应力和应变, 基于公式 (1)、(2) 确定疲劳寿命; 该算法也支持来自弹塑性 FEA 分析的应力 - 应变结果。Brown-Miller 组合应变算法适用于常规金属材料, 同时也被 FE-SAFE 作为大多数材料的缺省疲劳算法。

4.2 疲劳材料参数

以 35CrMo 材料的基本参数为基础, 利用 FE-SAFE 材料疲劳参数近似功能 Seeger 方法对材料 35CrMoA 的疲劳特性参数进行近似计算, 近似计算后的材料疲劳参数如表 3 所示。

表3 35CrMoA 近似疲劳参数

材料		35CrMo
General	E (MPa)	2.13E5
	ν	0.286
	UTS (MPa)	980
Cyclic Strength	K' (MPa)	1617
	n'	0.150
Strain-life	b	-0.087
	σ'_f (MPa)	1470
	c	-0.580
S-N curve	S(10 ⁴ cycles) (MPa)	621.050
	S(10 ⁷ cycles) (MPa)	340.510

为比较两种不同表面粗糙度 (R_a) 对零件疲劳寿命的影响, 将有限元计算结果导入 FE-SAFE, 进行疲劳分析, 最后将疲劳结果导入 ANSYS 进行后处理, 得到 $R_a \leq 1.6 \mu\text{m}$ 及 $16.0 < R_a \leq 40.0 \mu\text{m}$ 时零件的疲劳寿命及疲劳安全系数云图 (如图 5 所示)。

由图 5 可以看出, 喷油泵接头的表面加工粗糙度因为加工质量控制不当, 由设计时要求的 $R_a = 1.6 \mu\text{m}$ 降为实际加工后零件表面粗糙度, 零件的疲劳寿命由 $9.141 \times 10^7 \text{ s}$ (此时一般认为材料具有无限寿命) 降低为 $3.810 \times 10^6 \text{ s}$ (约合 1 059 工作小时), 降幅高达 95.8%, 计算得到的喷油泵接头疲劳失效寿命与试验结果基本一致, 且 $16.0 < R_a \leq 40.0 \mu\text{m}$ 时的失效概率为 6.3%。可见, 表面粗糙度对零件疲劳寿命的影响是十分明显的。

4.3 结果分析

为了比较油孔内腔表面不同粗糙度 (R_a) 对零件疲劳寿命的影响, 进行趋势分析, 本文分别对 8 种不同粗糙度等级下零件的疲劳寿命进行了计算。所得结果表明, 结构表面的粗糙度对其疲劳寿命的

影响十分明显,随着表面粗糙度的增加,疲劳寿命下降很快。如图 6 所示,粗糙度的增加使得应力集中系数增大,对结构疲劳寿命不利。图 7、8 为表面粗糙度与疲劳寿命以及疲劳安全系数的关系曲线

线,由图可以看出,随着油孔内腔表面粗糙度 Ra 的增加,喷油泵接头的疲劳寿命及疲劳安全系数均大幅降低,同时,也反映在相对百分比关系柱状图(图 9)中。

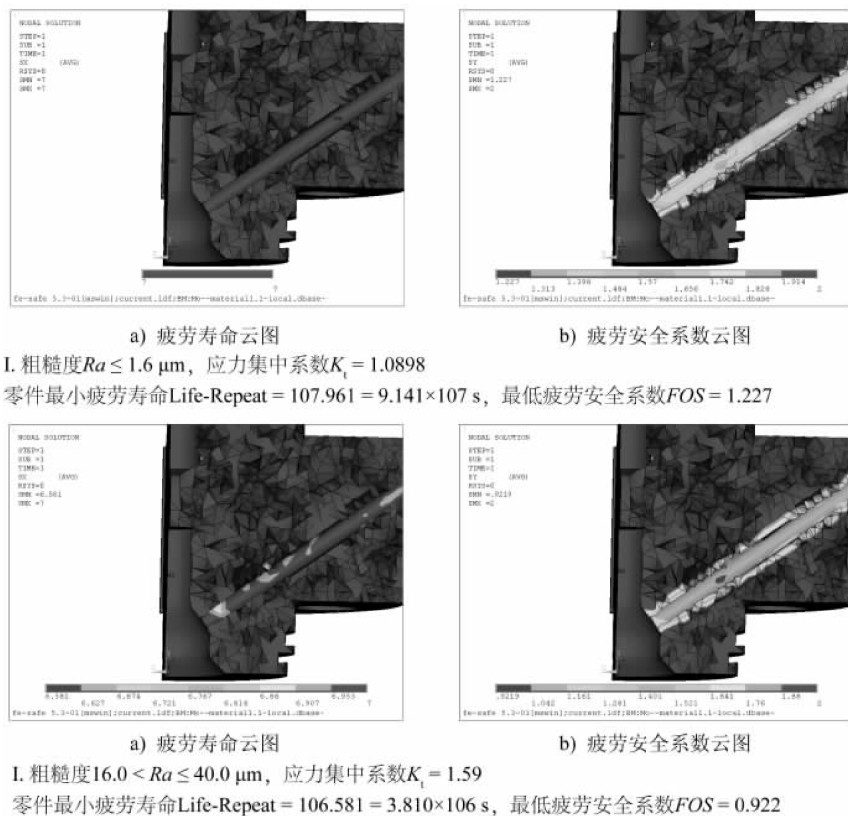


图 5 两种表面粗糙度下喷油泵接头的疲劳寿命及疲劳安全系数云图

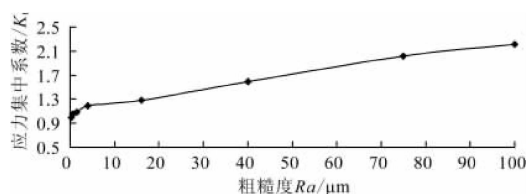


图 6 粗糙度与应力集中系数的关系曲线

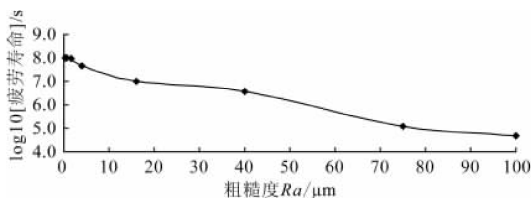


图 7 粗糙度与疲劳寿命的关系曲线

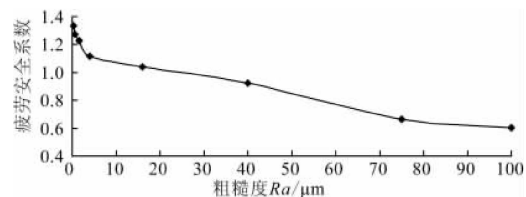


图 8 粗糙度与疲劳安全系数的关系曲线

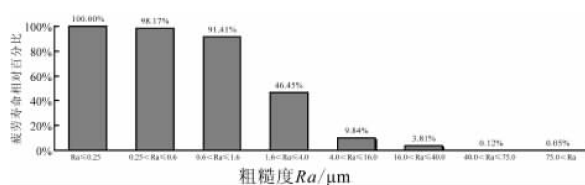


图 9 各级粗糙度时疲劳寿命相对百分比柱状图

5 结 论

由以上计算分析,可以得出如下结论:

(1) 该喷油泵接头的疲劳裂纹是由于表面加工质量不符合规定,主要是表面粗糙度未达到设计要求所致。

(2) 计算结果表明,粗糙度对喷油泵接头的疲劳寿命影响很大,且随着粗糙度的增加,零件的疲劳寿命及疲劳安全系数均有很大降幅。在本文分析的示例当中,粗糙度由 $Ra = 1.6 \mu\text{m}$ 降为 $16.0 < Ra \leq 40.0 \mu\text{m}$,喷油泵接头的疲劳寿命降低了 95.8%。

(下转第 37 页)

表 2 相继增压系统方案计算结果

项目	额定功率提高 30%			
涡轮增压器/台	2	2	3	3
压缩比	12.3	12.3	12.3	12.3
转速/(r/min)	额定转速	额定转速	额定转速	额定转速
排气背压/kPa	65	40	40	16.5
出机排气温度/℃	380	317	317	258
进气温度/℃	36	35	37	36
进气压力/MPa	0.094	0.093	0.095	0.094 3
进机前压力/MPa	0.243	0.275	0.198	0.216
燃油消耗率/(g/kWh)	231.7	223	229	216
最高燃烧压力/MPa	11.1	11.9	9.9	10.24
燃烧过量空气系数	1.72	2.1	1.48	1.78
压比	2.56	2.9	2.08	2.28
空气流量/(m ³ /s)	0.932	1.09	0.54	0.611
流通系数	0.220 2	0.236 9	0.195 5	0.213
冷却水散热比重/%	11.6	10.4	11.6	10

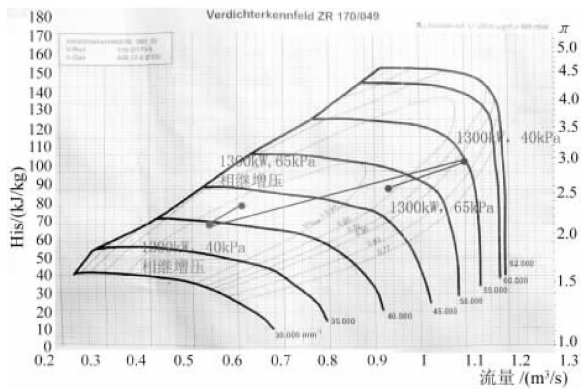


图 5 相继增压系统的压气机匹配点

针对该柴油机使用三台增压器的相继增压方案，由于单台涡轮增压能力过大，无法满足提高 30% 功率的要求。从理论上分析，可以通过减小单台流通能力，继续增加增压器台数能解决切换问题，但结构过于复杂，经济性和可靠性都降低，已无实现的可能性，本文不再继续这种方案的计算和

分析。

5 结 论

大背压下运行的现有柴油机可以通过选用合适的增压系统提高额定功率，特别是采用放气增压系统，即能满足大背压下柴油机运行需要，还能确保在环境压力下最高燃烧压力和排气温度在原有设计指标内，而且对现有柴油机基本不作改变，只需要在排气管上安装一个与柴油机负荷相关联的智能控制阀和少量的管道，简单易行。

相继增压系统由于切换点排气压力低难以简单解决，不宜在对现有柴油机改造上应用，但可以在全新设计的柴油机上进行增压器匹配研究和分析，如能解决切换点排气压力低的问题，以及提高机械部件和控制元器件的可靠性问题，相继增压系统由于排气能量利用率更高，应该比放气增压系统更有优势。

(上接第 28 页)

(3) 由于 FE-SAFE 软件对粗糙度的分类是按照分段的方式，所以无法单从软件计算得到某一粗糙度时的疲劳寿命及安全系数；因此，对于某一具体粗糙度时，可以根据所生成的曲线(图 6~8)插值计算零件的疲劳寿命和疲劳安全系数。

综上所述，由本文算例中采用的分析方法得到的计算结果与试验结果基本一致，故可将该方法推广应用于柴油机各类零部件疲劳寿命受表面粗糙度影响程度的预测评估，从而为表面设计及加工工艺改进提供参考依据。此外，FE-SAFE 软件没有考

虑其它表面处理方式，如热处理、表面渗碳、渗氮、表面淬火以及表面冷作变形等对构件疲劳寿命的影响，尚需进一步深入研究。

参考文献

[1] 姚卫星. 结构疲劳分析[M]. 北京:国防工业出版社, 2003.
[2] 安世亚太. Fe-Safe 疲劳分析培训讲稿[R]. 2007.
[3] Fe-Safe v5.3 User Manual[R]. 2006.