

水冷 8 缸发动机齿轮打齿案例分析

刘英华

(河北华北柴油机有限责任公司, 河北石家庄 050081)

摘要: 针对某型水冷 8 缸发动机齿轮打齿故障, 从齿轮材料、缺陷、过载、装配不良、中心距有误、制造误差等方面进行了检测和分析, 结论为齿轮本身的加工误差大是导致该型柴油机齿轮打齿的主要原因。

关键词: 水冷 8 缸发动机; 齿轮; 打齿

中图分类号: TK423.8.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2010)06-0034-04

Analysis of Gear Teeth Collision of a Water-cooled 8 Cylinder Engine

Liu Yinghua

(Hebei Huabei Diesel Engine Co., Ltd., HebeiShijiazhuang 050081)

Abstract: As a water-cooled 8 cylinder engine met the problem of gear teeth collision, inspection and analysis were carried out on the aspects of gear material, defects, over load, bad assembly, wrong center-to-center spacing, and manufacturing errors. It is concluded that the machining error of the gear itself is the main cause of its teeth collision.

Keywords: water-cooled 8 cylinder engine; gear; teeth collision

1 故障现象

一台匹配在运梁车上的水冷 8 缸发动机(编号: M001), 工作到 400 h 时出现漏油现象, 并有异响, 经现场检查发现, 高压泵一根固定螺栓折断, 打开传动箱盖发现喷油泵齿轮、喷油泵驱动齿轮打齿。

而后发现一台匹配在平板车上的水冷 8 缸发动机(编号: M002)也发生类似故障。该发动机工作 50 h 后, 开始冒白烟, 现场检查发现, 发动机提前角仅有 $7 \sim 8^\circ$, 远小于要求的 15° , 重新调整提前角后, 试车正常。但在运行到 80 h 后, 发动机出现异常声响, 停车后, 发动机无法再启动。

同期返厂的另一台 8 缸水冷发动机(编号: M003)也出现类似故障, 该机匹配在运梁车上, 工作到 400 h 时出现异响, 检查发现第一缸喷油泵油管不喷油, 在更换喷油泵时, 打开传动箱盖发现喷

油泵齿轮、喷油泵驱动齿轮打齿。

此三台发动机同批出厂, 并且几乎同时出现故障。

2 拆检情况

对编号为 M001 发动机进行了拆解, 发现喷油泵齿轮相连 3 齿齐根折断(如图 1), 其左侧 5 齿有严重的“啃齿”现象, 中间齿轮有不连续 2 齿折断(如图 2), 其中一折断齿左侧连续 2 齿“啃齿”, 保留一完整好齿, 而后左侧连续 7 齿被“啃齿”。

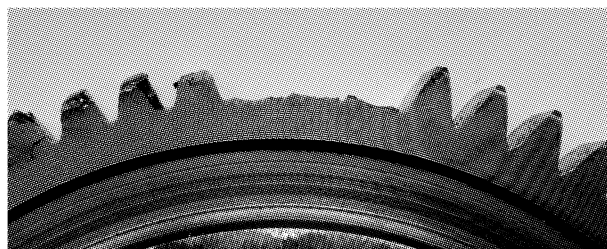


图 1

收稿日期: 2009-12-28

作者简介: 刘英华(1973-), 女, 工程师, 主要研究方向为发动机传动结构, E-mail: anzinong2006@yahoo.com.cn。



图 2

编号为 M002 发动机拆检后发现，喷油泵齿轮和喷油泵驱动齿轮均已出现严重打齿，且连续数齿齐根折断。图 3、图 4 分别为喷油泵齿轮和中间齿轮，现象基本与编号 M001 发动机故障相同。

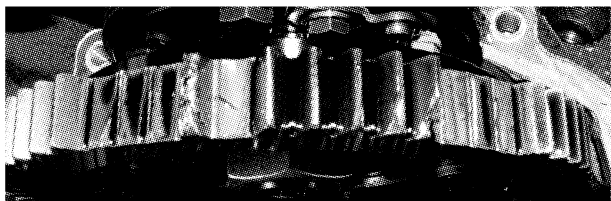


图 3



图 4

编号为 M003 发动机拆解后发现，喷油泵固定螺栓松动，检测力矩不符合要求。但现场工作人员解释：当时欲更换高压泵，所以松动了固定螺栓。喷油泵齿轮打齿状况基本与编号为 M001 发动机故障相同（见图 5），喷油泵驱动齿轮只有微小的“啃齿”迹象。



图 5

3 故障原因分析

3.1 故障定位

发生故障的齿轮均属发动机后传动机构，其齿轮啮合关系如下图 6 所示：曲轴后端齿轮驱动连接在一起的是正时齿轮和喷油泵驱动齿轮，而喷油泵驱动齿轮在喷油泵驱动齿轮的啮合下正常运转。

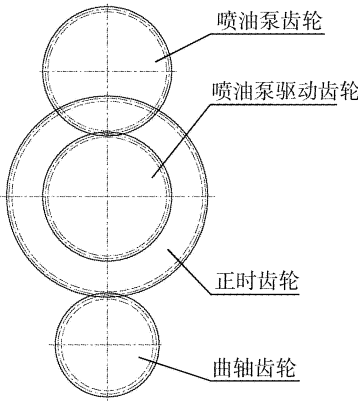


图 6

喷油泵驱动齿轮与喷油泵齿轮相啮合，驱动喷油泵完成喷油定时。装配关系见图 7。

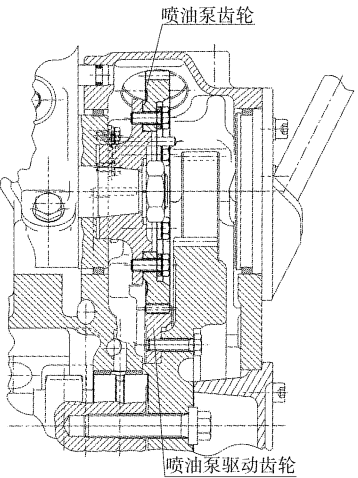


图 7

根据故障现象进行分析，可能导致轮齿折断的原因有：

(1) 齿轮材料和机械性能不符合要求

两种齿轮材料均为 42CrMo - GB/T3077 - 1999，热处理方式采取调质处理，要求抗拉强度 R_m 为 1 000 ~ 1 200 MPa，实际材料的选用及热处理要求均符合相关标准规定。

如果齿轮生产过程中材料调质后抗拉强度达不到规定的要求，将会大大降低齿轮的承载能力，导致在长时间承受较大载荷的情况下，发生轮齿疲劳损伤断裂。

为此,对两故障齿轮的材料和机械性能进行了检测。从检测结果看,两种齿轮的化学成份均符合 GB/T3077-1999《合金结构钢》中对 42CrMo 标准要求列表。检测零件芯部硬度 286~303 HV,换算后的抗拉强度为 913~974 MPa,略低于图纸要求的 1 000~1 200 MPa,但符合 42CrMo 的最佳热处理范围。因此,从理论上分析,实际的抗拉强度偏低不是造成齿轮轮齿断裂的原因依据。故可排除齿轮材料和机械性能的因素。

(2) 齿轮表面存在缺陷

如果齿轮表面存在裂纹、缺口等锻造或热处理缺陷,会造成局部应力集中,在齿轮运行过程中,缺陷将逐渐扩展,最终产生疲劳断裂。

两种齿轮均先后经过锻造、调质、机加工、渗氮等工艺过程。从整个工艺过程分析,只有在锻造和调质处理过程中,可能产生零件表面缺陷。但由于所有零件检验均须进行外观检查和磁力探伤,且故障发生后所做的宏观断口检查,未发现存在缺陷,因此能够排除存在表面缺陷的可能。

(3) 齿轮过载或受到较大外力冲击

齿轮过载或受较大外力冲击会使齿轮工作负荷不平衡,容易导致轮齿根部产生疲劳裂纹甚至断裂。两种齿轮相互啮合驱动喷油泵,并且整个工作过程中运行比较平稳,所产生的冲击力较小。

由已知发动机传动系统驱动八缸喷油泵时传递扭矩 64 Nm,对齿轮承载能力、安全系数校验计算如下:

① 齿面接触疲劳强度校核

应力计算

已知喷油泵齿轮 0422 3555, $Z_1 = 63$, $M_n = 2.5$, $X_1 = 0.321$,齿宽 $B_1 = 18$, $d_1 = 157.5$,传递功率 $P = 7.04$ kW,传递转矩 $T = 64$ Nm, $u = 1$, $n = 1\ 050$ r/min,设计寿命 10 000 h。

中间齿轮 0422 3557, $Z_2 = 63$, $M_n = 2.5$, $X_1 = 0.321$,齿宽 $B_1 = 16$, $d_1 = 157.5$,传递功率 $P = 7.04$ kW,传递转矩 $T = 64$ Nm, $u = 1$, $n = 1\ 050$ r/min,设计寿命 10 000 h。

$$\begin{aligned}\sigma_H &= Z_{BD} Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \left(\frac{u+1}{u} \right) K_A K_V K_{H\beta} K_\alpha} \\ &= 1.023 \times 2.399 \times 189.8 \times 0.880 \times 1 \times \\ &\quad \sqrt{\frac{812.698}{159.05 \times 16}} \times 2 \times 1.75 \times 2.77 \times 1.0 \times 1.0 \\ &= 721.27 \text{ MPa}\end{aligned}$$

许用应力

$$\begin{aligned}\sigma_{HP} &= \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_{LVR} Z_W Z_X}{S_{Hmin}} \\ &= \frac{1\ 250 \times 0.96 \times 0.92 \times 1 \times 1}{1} = 1\ 104 \text{ MPa}\end{aligned}$$

安全系数

$$\begin{aligned}S_H &= \frac{\sigma_{Hmin} Z_{NT} Z_{LVR} Z_W Z_X}{\sigma_H} \\ &= \frac{1\ 250 \times 0.96 \times 0.92 \times 1 \times 1}{709.14} = 1.53\end{aligned}$$

以上计算表明,设计齿轮齿面接触疲劳强度满足强度要求。

② 齿轮弯曲疲劳强度校核

应力计算

$$\begin{aligned}\sigma_{F1} &= \frac{F_t}{b_1 m_n} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta = \frac{812.698}{18 \times 2.5} \times \\ &1.75 \times 2.77 \times 1 \times 1 \times 4.00 \times 0.75 \times 1 = 262.64 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{b_2 m_n} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta = 295.47 \text{ MPa}$$

许用应力

$$\begin{aligned}\sigma_{FP} &= \frac{\sigma_{FLim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_x}{S_{Fmin}} \\ &= \frac{400 \times 2 \times 0.96 \times 0.95 \times 1 \times 1}{1.25} = 583.68 \text{ MPa}\end{aligned}$$

安全系数

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FLim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_x}{\sigma_{F1}} = 2.78$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FLim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_x}{\sigma_{F2}} = 2.47$$

注:以上计算所用到的相关数据均查自《中国机械设计手册》第四卷。

从以上计算可以看出,在材料的力学性能符合标准规定,零件加工质量满足设计要求的情况下,两种齿轮能够承受驱动喷油泵所需的外力。

另外,经检查,和喷油泵驱动齿轮相连的正时齿轮磨损正常,曲轴转动灵活,说明从曲轴到正时齿轮没有短时过载或受到冲击载荷的现象;根据拆检情况未发现,安装高压泵的螺栓松动,高压泵运转灵活,无卡滞现象。因此可以排除外力使齿轮过载的可能。

(4) 齿轮装配不良

齿轮装配不当会造成工作状态恶化。在安装喷油泵齿轮时,若未按工艺规程操作,致使螺栓拧紧顺序不对或拧紧力矩不等,将会造成齿轮装配后偏离正确位置,使互相啮合的齿轮轴不平行而产生偏载,最终轮齿因局部承受过大的载荷而

发生断齿。

喷油泵齿轮装配有严格的工艺规程，要求装配侧隙 0.032 ~ 0.308 mm，并要求 100% 检测。通过检查装配记录卡片，记录完整，符合工艺规程要求。并且该位置多年从未发生因装配问题而引起柴油机故障的情况，以此可以排除装配不良造成打齿的原因。

(5) 两齿轮啮合中心距不符合要求

曲轴箱上两齿轮安装孔的中心距如果不符合要求，可能会造成齿轮啮合位置和间隙发生变化，致使齿轮受力状况恶化，最终引起“啃齿”或“断齿”等故障。

经对发生故障的箱体尺寸进行检测，喷油泵两个安装支承面尺寸分别为 159.112、159.128，符合设计要求 (159.05 ± 0.1)；平行度为 0.037，符合要求 (0.007)。因此可以排除啮合中心距不符合要求的因素。

(6) 齿轮制造误差

能够影响齿轮啮合和受力状况的制造误差主要

有齿形误差、齿向误差、齿根圆角。

齿形误差是指在齿形工作部分内，包容实际齿形轮廓线的两理想齿形(渐开线)廓线间的法向距离。在实际加工过程中不可能获得完全正确的渐开线齿形，总是存在各种误差，从而影响传动的平稳性，产生运转冲击力。

齿向误差是指在分度圆柱面上，齿宽有效部分范围内，包容实际齿线且距离为最小的两条设计齿线之间的端面距离。理论上直齿轮瞬间的接触线是一根平行于轴心线的直线。实际上由于齿轮加工误差的存在，接触线不可能分布于全齿宽，从而产生偏载，严重时因轮齿的局部承受过大载荷而发生断齿。

齿轮齿根圆角半径偏小，会造成齿轮根部应力集中，出现齿轮轮齿全齿折断的几率很大。

由于故障件已严重损坏，无法进行检测，故对同批次库存的喷油泵齿轮和喷油泵驱动齿轮(各两件)进行全面检测，发现齿形、齿向超差严重，齿根圆角不符合图纸要求，具体检测结果见表 1。

表 1

项 目	喷油泵齿轮		喷油泵驱动齿轮	
	要求尺寸	实际检测尺寸	要求尺寸	实际检测尺寸
齿形形状偏差 $f_f/\mu\text{m}$	18	6.3 ~ 23.0 (平均值 8.4 ~ 17.6)	18	21.6 ~ 63.3 (平均值 25.6 ~ 58.8)
齿形角度偏差 $f_{H\alpha}/\mu\text{m}$	14	5.6 ~ 29.7 (平均值 16.6 ~ 21.0)	14	7.6 ~ 35.7 (平均值 9.7 ~ 29.5)
齿向角度偏差 $f_{H\beta}/\mu\text{m}$	12	31.9 ~ 63.3 (平均值 39.5 ~ 52.5)	12	2.6 ~ 51.1 (平均值 4.8 ~ 37.4)
齿根圆角半径/mm	≥ 0.7	0.3 ~ 0.55	≥ 0.7	0.3 ~ 0.55

根据以上检测情况可以确定：制造误差使齿轮在运行中很大的冲击力，并且每一个轮齿受力不均，一端受力过大，从而使轮齿在应力集中的薄弱部位(根部)发生断裂。

3.2 故障机理

齿形误差使齿轮在啮合过程中瞬时速比发生突变，产生很大的冲击力，而且频率很高。齿向误差使齿轮产生偏载，局部受力过大；另外，齿形角度偏差超差较大，造成齿轮根部较细，加上齿根圆角较小，使齿轮的齿根部位强度降低，因此发生从根部断裂的情况。

为进一步验证以上分析结果，将故障件发往有专业检测资质的计量检测中心进行断裂原因分析，

经该中心对零件进行宏观分析、化学成分分析、硬度检测和显微组织分析，最后出具的检测报告显示：两传动齿轮啮合不良是造成齿轮失效的主要原因，从而验证了上述分析的结果。

4 结 论

通过以上分析可以确定，造成齿轮轮齿断裂的原因是：齿轮本身的加工误差太大，不符合设计技术文件的要求，使齿轮在工作过程中啮合不良，产生很大冲击力，最终因局部受力过大，导致薄弱部位发生断裂。且同批次发生了三台份相同故障，属批量性产品质量问题。