

# 某舰主齿轮减速器齿轮擦伤技术分析

裘大成

(哈尔滨船舶锅炉轮机研究所)

[提要] 本文以英国道森与希金森的弹性流体动力润滑理论(EHD)为基础,对主齿轮减速器第二级齿轮擦伤的形成进行了计算分析和阐述,并对抑止擦伤提出了建议。

主题词 船用齿轮 减速器 失效机理 计算 分析

某舰主齿轮减速器系仿制产品,是典型的两级功率双分支结构,两侧分别与高压、低压汽轮机相连接。数年来,基本运行良好,但有相当数量的第二级齿轮曾出现初始擦伤,钳工修磨后继续使用,数年来运行正常。后来在试航前增加了实船跑合工序,初始擦伤进一步得到改善与抑止。近年来,国内外学者一致认为英国道森与希金森(Dowson and Higginson)所发展的弹性流体动力润滑理论(EHD),对齿轮失效机理具有重大意义。美国AGMA则认为应作为高速重载齿轮设计的重要组成部分。本文用EHD理论为基础,对擦伤形成进行分析与探讨。

## 一、已知参数

其它已知参数:

- |                 |  |
|-----------------|--|
| (1) 46号汽轮机油压粘系数 | $\alpha = 1.882 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{N}$ |
| 动力粘度            | $\eta_0 = 3.94 \times 10^{-2} \text{ Pa}$            |
| (2) 合金钢弹性模数     | $E = 2.058 \times 10^{11} \text{ Pa}$                |
| 当量弹性模数          | $E' = 1.1319 \times 10^{11} \text{ Pa}$              |
| 泊桑系数            | $\mu = 0.3$  |
| (3) 进入齿轮箱油温     | 第一级35℃,<br>第二级45℃;                                   |
| (4) 小齿轮材料:      | 34CrNi3Mo  |
| (5) 大齿轮材料       | 第一级为34CrNi1Mo<br>第二级为30CrMoA                         |

已知强度参数

序号	工况		I (全速工况)				II (第一巡航)		III (第二巡航)		IV (战术经济)		V (技术经济)		倒 车		
	项 目	符 号	单 位	高压汽轮机 第一级	高压汽轮机 第二级	低压汽轮机 第一级	低压汽轮机 第二级	高压二级	低压二级	高压二级	低压二级	高压二级	低压二级	高压二级	低压二级	全 速	长 期
1	功率百分数	%		100			37.2	21.5	9	4							
2	汽轮机(或小 齿轮)转速	$n_1$	r/min	6870	2309	4997	2309	1755	1462	1086	1086	831.4	831.4	1348	1040		
3	螺旋桨(或大 齿轮)转速	$n_2$	r/min	2309	301	2309	301	228	190	141	141	108	108	175	135		
4	小齿轮圆周 速度	$V$	m/s	89.15	46.45	89.15	46.45	31.3	26	14.1	14.1	14.8	14.8	23.9	18.6		
5	圆周力	$P$	N	67 424	129 360	85 946	164 934	78 831	84 045	67 248	46 158	59 731	29 155	27 460	85 191	12 720	
6	单位齿宽 法向力	$W$	N/m	149 940	231 280	192 100	295 960	179 340	141 120	149 940	82 418	132 300	52 038	60 956	19 502	227 360	151 900

已知几何参数

序号	项目	符号	单位	高压汽轮机侧				低压汽轮机侧				备注		
				第一级		第二级		第一级		第二级				
				小 齿 轮	大 齿 轮	内 小	外 大	内 小	外 大	内 小	外 大	内 小	外 大	
1	端面压力角	$\alpha_{us}$		26°26'52"		23°42'54"		26°36'52"		23°43'54"				内小(大) 外小(大)
2	啮合角	$\alpha_s$		26°36'40"		27°31'5"		23°43'55"		23°49'27"		23°43'55"		系指内侧 小(大)齿 轮, 外侧小 (大)齿轮
3	节圆直径	$d_f$	mm	247.8	737	384	737	384	737	341	737	384	2956	2956
4	节点曲率半径	$\rho_0$ ( $\rho_{10}$ ) ( $\rho_{20}$ )	mm	55.5 57.7	165	172	172	77.3	77.6	76.3	165	71.3	59.5 59.8	59.5 59.8
5	啮合始点 曲率半径	$\rho'_0$ ( $\rho'_{10}$ ) ( $\rho'_{20}$ )	mm	51.6 51.8	169	177.6	177.6	69.7	72.7	72.5	169	69.7	602.5	602.6
6	啮合终点 曲率半径	$\rho''_0$ ( $\rho''_{10}$ ) ( $\rho''_{20}$ )	mm	68.2	152.4	161	161	95.3	97.8	89.4	152	95.3	577	577.4

(6) 材料性能	$\sigma_s(Pa)$	$\sigma_b(Pa)$	HB
34GrNi3M <sub>0</sub>	$8.04 \times 10^8$	$9.31 \times 10^8$	285~341
34GrNi1M <sub>0</sub>	$4.9 \times 10^8$	$6.86 \times 10^8$	201~255
30GrM <sub>0</sub> A	$3.92 \times 10^8$	$6.17 \times 10^8$	197~248

(7) 图纸要求轮齿精度:

波度 第一级 $8\mu m$ , 第二级 $15\mu m$

接触精度: 沿齿长90%, 沿齿宽60% 粗糙度 $\nabla_2$ (GB1031—68)

(8) 实测, 核算与记录数据

动负荷系数按ISO核算:

高压二级 kv = 1.363

低压二级 kv = 1.32

螺旋桨激振某一共振转速, 相应振动力矩增大倍数为1.9~1.36。

轮齿精度可以查到循环误差, 接触精度, 齿面粗糙度都有超差情况, 齿形误差经实测为 $28\sim 80\mu m$

## 二、油膜厚度与油膜比厚

齿轮轮齿之间的润滑油膜由流动油膜与边界油膜两部份组成。齿轮与滑动轴承不同, 滑动轴承可以按刚性工作表面与等粘度润滑剂的流体动力润滑问题来处理, 而齿轮因其接触压力为轴承的数十倍至数百倍, 在这样高的压力下, 齿面弹性变形, 滑油粘度比常压时高千百倍, 所以齿面间所形成的油膜厚度应按弹性流体动力润滑理论, 用 *Dowson and Higginson* 公式来计算

$$h = 2.65(\alpha^{0.54})(\eta_0 \bar{v})^{0.7}(\rho^{0.48})(E^{-0.03})(W^{-0.13})$$

$$= (1.113 \times 10^8)(\bar{v}^{0.7})(\rho^{0.48})(W^{-0.13})$$

式中 $\bar{v}$ 为相对卷吸速度

$$\bar{v} = \frac{v_1 + v_2}{2} = \frac{\pi \cdot n_2}{30} \left[ r_2 \sin \alpha u s - \frac{t}{2} \left( \frac{n_1}{n_2} - 1 \right) \right]$$

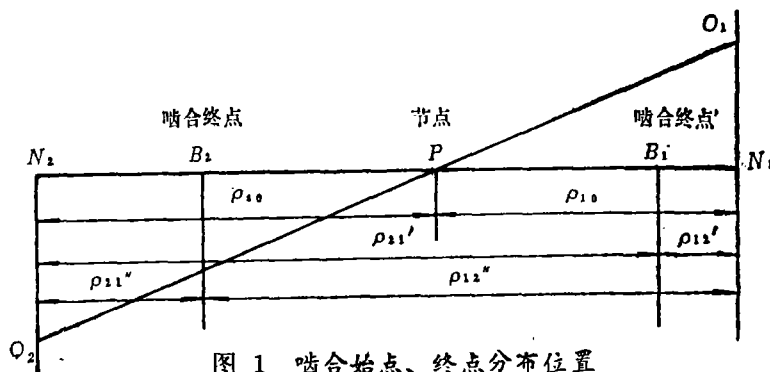


图1 啮合始点, 终点分布位置

由于擦伤往往发生在齿顶和齿根部份，所以啮合始点与啮合终点的油膜厚度都应予以重视。先讨论全速工况的情况，啮合始点与啮合终点在啮合线上分布位置如图1所示。

啮合始点：
$$\rho_I = \frac{\rho'_{12} \cdot \rho'_{21}}{\rho'_{12} + \rho'_{21}} \quad t_I = \rho_{10} - \rho'_{12}$$

啮合终点：
$$\rho_{II} = \frac{\rho''_{21} \cdot \rho''_{12}}{\rho''_{12} + \rho''_{21}} \quad t_{II} = \rho_{20} - \rho''_{21}$$

啮合节点：
$$\rho_0 = \frac{\rho_{10} \cdot \rho_{20}}{\rho_{10} + \rho_{20}}$$

油膜厚度计算结果见表1

表 1 全速工况第一、二级齿轮各啮合点油膜厚度

序号	项 目	符 号	单 位	I 全 速 工 况			
				高压汽轮机侧		低压汽轮机侧	
				第一级	第二级	第二级	第二级
1	啮合始点曲率半径	$\rho_I$	mm	(内) 39.53 (外) 39.95	(内) 62.5 (外) 64.86	(内) 51.48 (外) 56.73	(内) 62.5 (外) 64.86
2	啮合始点t值	$t_I$	mm	(内) 3.57 (外) 3.4	(内) 7.54 (外) 7.50	(内) 3.38 (外) 3.17	(内) 7.54 (外) 7.
3	啮合始点相对卷吸速度	$\bar{v}_I$	m/s	(内) 39.6985 (外) 39.6986	(内) 18.210 (外) 17.934	(内) 39.700 (外) 39.700	(内) 18.210 (外) 17.934
4	啮合终点曲率半径	$\rho_{II}$	mm	(内) 47.13 (外) 47.94	(内) 81.83 (外) 83.66	(内) 56.30 (外) 57.46	(内) 81.83 (外) 83.66
5	啮合终点t值	$t_{II}$	mm	(内) 11.82 (外) 3.03	(内) 18.0 (外) 20.19	(内) 12.07 (外) 3.273	(内) 18.0 (外) 20.19
6	啮合终点相对卷吸速度	$\bar{v}_{II}$	m/s	(内) 39.690 (外) 39.699	(内) 16.843 (外) 17.685	(内) 39.695 (外) 39.700	(内) 16.843 (外) 17.685
7	啮合节点曲率半径	$\rho_0$	mm	41.3	68.4	51.9	68.4
8	啮合节点相对卷吸速度	$\bar{v}_0$	m/s	39.702	18.753	39.702	18.753
9	啮合始点最小油膜厚度	$h_I$	$\mu\text{m}$	(内) 17.25 (外) 19.25	4.19	(内) 17.87 (外) 19.93	4.06
10	啮合终点最小油膜厚度	$h_{II}$	$\mu\text{m}$	(内) 18.7 (外) 20.1	4.4	(内) 19.18 (外) 20.87	4.33
11	啮合节点最小油膜厚度	$h_0$	$\mu\text{m}$	(内) 17.6 (外) 19.4	4.05	(内) 18.12 (外) 20.00	4.5

最小油膜厚度对轮齿的擦伤有直接影响, *Bodensiek* 首先提出用油膜比厚  $\lambda$  来控制齿面的擦伤, 油膜比厚就是弹性流体动力润滑油膜厚度对轮齿表面轮廓粗糙度平均值(均方根值)之比, 即:  $\lambda = \frac{h}{s}$ ;  $s = \frac{s_1 + s_2}{2}$ ; 当  $\lambda > 3$  时, 处于弹性流体动力润滑状态, 不会发生擦伤, 而当  $\lambda < 3$  时则处于混合润滑或边界润滑状态。对全速工况各啮合点的油膜比厚见表 2:

表 2 全速工况第一, 二级齿轮各啮合点油膜比厚

序号	项 目	符 号	高压一级	高压二级	低压一级	低压二级
1	啮合始点	$\lambda_I$	28~30	6.6	29~31	6.3
	齿面质量符合图纸要求 有超差时		7~15	1.62~3.2	7~16	1.6~3.1
2	啮合终点	$\lambda_{II}$	29~32	7	30~33	7
	齿面质量符合图纸要求 有超差时		7~16	1.75~3.5	7.5~17	1.75~3.5
3	啮合节点	$\lambda_0$	28~31	6.3	29~33	7.1
	齿面质量符合图纸要求 有超差时		7~15	1.60~3.1	7~17	1.75~3.5
备 注	以上计算值的工作负荷均未考虑动负荷与接触精度超差影响, 如果考虑上述影响则计算值, $\lambda_I$ 、 $\lambda_{II}$ 、 $\lambda_0$ 将下降到 80~87%。					

由表 2 可知, 当齿面质量符合图纸要求时, 全速工况第一, 二级齿轮均不会发生擦伤; 当齿面质量不符合图纸要求时, 第一级齿轮也不会发生擦伤, 而第二级齿轮处于混合润滑或边界润滑状态时, 则有擦伤可能。因此下面我们只对第二级齿轮在各工况的啮合状态进行讨论, 其相应的油膜厚度与比厚见表 3。

由表 3 可知, 当齿面质量符合图纸要求时, 各啮合点在任何工况也不会发生擦伤, 而当齿面质量不符合图纸要求时, 第二级齿轮在任何工况各啮合点均有擦伤可能, 需作进一步分析。

### 三、齿面接触与微润滑状态

轮齿在混合与边界润滑条件时, 齿面金属轮廓尖峰将发生直接接触, 其接触状态应该用弹塑性接触力学来处理, *Greenwood* 与 *Williamson* 为了鉴定在混合润滑条件下擦伤的可能性, 引入塑性指数, 以确定齿面金属接触是弹性的, 塑性的, 或是弹塑性混合的。只有当塑性接触时, 才能产生擦伤和胶合。塑性指数的表达式为:

$$\varphi = (E'/H)\sqrt{\sigma_p/r}$$

式中粗糙度参数  $\sigma_p$  为表面轮廓尖峰标准偏差,  $r$  为表面轮廓尖峰曲率半径。设  $K_m$  为对每种加工方法的表面由平面至平均尖峰的比例系数,  $K_a$  为对每种加工方法的表面由平面至尖峰标准偏差的系数,  $R_a$  为表面轮廓平均算术偏差值,  $R_{max}$  为表面轮廓不平度最大高度, 按文献[4]可得  $R_{max} = 6R_a$ ,  $R_{max} = (0.02 \sim 0.0015)r$ ,  $\sigma_p = K_d \cdot R_a$ ,  $H = 9.8 \times 10^8 Pa$ ,

表 3 第二级齿轮在各工况各啮合点油膜厚度与油膜比厚

序号	项 目	符 号	单 位	I		II		III		IV		V		例 车	
				高压二级	低压二级	高压二级	低压二级	高压二级	低压二级	高压二级	低压二级	高压二级	低压二级		
1	啮合始点	$\bar{v}_I$	m/s	18.21	18.21	13.84	13.84	11.53	11.53	8.57	8.57	6.557	6.557	10.63	8.20
	啮合终点	$\bar{v}_{II}$	m/s	17.68	17.68	13.44	13.44	11.20	11.20	8.32	8.32	6.37	6.37	10.32	7.97
	啮合节点	$\bar{v}_0$	m/s	18.75	18.75	14.25	14.25	11.87	11.87	8.82	8.82	6.75	6.75	11.0	8.45
2	啮合始点	$h_I$	$\mu m$	4.05	4.06	3.91	4.02	3.42	3.8	2.9	3.25	2.7	3.1	3.3	2.84
	啮合终点	$h_{II}$	$\mu m$	4.3	4.33	4.23	4.35	3.77	4.1	3.13	3.5	2.9	3.34	3.6	2.82
	啮合节点	$h_0$	$\mu m$	4.5	4.8	4.3	4.38	3.8	4.12	3.15	3.53	2.9	3.34	3.6	2.84
3	啮合始点符合图纸要求 有超差时	$\lambda_I$		6.48	6.5	6.25	6.4	5.4	6.1	4.64	5.2	4.3	4.9	5.2	4.5
	啮合终点符合图纸要求 有超差时	$\lambda_{II}$		1.6~3.2	1.6~3.2	1.56~3.1	1.6~3.2	1.3~2.7	1.5~3.0	1.15~2.3	1.3~2.6	1~2	1.2~2.4	1.3~2.6	1~2.2
	啮合节点符合图纸要求 有超差时	$\lambda_0$		6.88	6.9	6.76	6.9	6	6.5	5	5.6	4.6	5.34	5.7	5.5
4	啮合始点符合图纸要求 有超差时	$\lambda_0$		7.2	7.7	6.8	7	6	6.5	5	5.6	4.6	5.34	5.7	5.5
	啮合节点符合图纸要求 有超差时	$\lambda_0$		1.8~3.6	1.9~3.8	1.7~3.4	1.75~3.5	1.5~3	1.6~3.2	1.25~2.5	1.4~2.8	1.1~2.2	1.3~2.6	1.4~2.8	1~2.2
备注	表中所列计算结果未考虑接触精度超差及动负荷影响,如考虑上述影响表中 $\lambda$ 和 $h$ 值尚应降低到80~87%,螺旋浆激振共振工况再降低到96%。														

设  $K_s = 0.92$  则可求得塑性指数  $\varphi = 0.64 \sim 1.75$  *Green wood* 指出:

当  $\varphi < 0.6$  时属弹性接触, 不会发生擦伤;

当  $\varphi > 10$  时属塑性接触, 将发生擦伤;

当  $0.6 < \varphi < 10$  时属弹塑性混合接触, 有擦伤可能;

根据以上计算结果, 属弹塑性混合接触, 也就是接触面轮廓尖峰将有一部份处于塑性接触状态, 有擦伤可能。因此应进一步分析轮齿接触面的微润滑状态, 引入相对油膜亏损  $\beta$  与特征摩擦参数  $F$ , 相对油膜亏损  $\beta$  是指润滑表面油膜损失比率, *G·W Rowe* 推荐轮齿接触表面擦伤过渡点相对油膜亏损  $\beta$  值为  $0.01 \sim 0.05$ , 特征摩擦参数  $F$  用下式表示:

$$F = (1 - \beta) \frac{2\eta_0 v_s b}{h_0} - \beta \frac{\tau}{H} W$$

式中  $b = 1.52 \sqrt{\frac{W \rho}{E'}}$  为赫兹接触半宽,  $\tau$  为接触金属剪切强度  $\tau \approx 1/3 H$ , *L.S. Akin* 指出当  $dF > 0$  时轮齿接触面在微量弹性流体动力润滑条件下工作, 不会擦伤。  $dF \leq 0$  时则为混合或边界微润滑状态, 则有擦伤可能。摩擦参数最好用试验求得, 但应用图 2  $\beta - V_s$  曲线也可用解析方法求得, 代入  $b, h_0, \alpha, \eta_0, E'$  值得:

$$F = (1.48 \times 10^{-4}) \frac{(1 - \beta) V_s \rho^{0.07} w^{0.63}}{V^{0.7}} - 0.333 \beta w$$

即得啮合始点:  $F = 0.0003 w^{0.63} - 0.04 w$

啮合终点:  $F = 0.00078 w^{0.63} - 0.0333 w$

$dF$  均小于零, 所以微润滑状态均为混合润滑, 有擦伤可能。

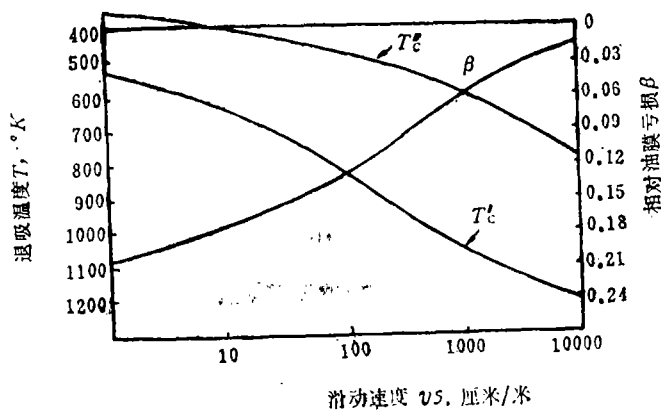


图 2 特征退吸温度、相对油膜亏损与滑动速度的关系

(未完待续。下期内容: 齿面瞬时接触温度与滑油特征退吸温度擦伤概率, 实船跑合与结论)



# A TECHNICAL ANALYSIS OF THE SCORING OF A WARSHIP MAIN GEAR REDUCTION UNIT

Qiu Dacheng

## Synopsis

On the basis of the elastic-hydrodynamic lubrication theory proposed by the English engineers Dawson and Higginson the author has described and made a numerical analysis of the scoring of the main gear reduction unit second gear. Proposals aimed at alleviating scoring are also given.

**Key Words:** main gears, gear reduction units, failure mechanism, analysis

(编辑 渠源沂)

计了多台余热锅炉。参数分别为 588.4 kPa(6kgf/cm<sup>2</sup>)、1274.8kPa(13kgf/cm<sup>2</sup>) 和 3824.6kPa (39kgf/cm<sup>2</sup>)；产汽量为 1-14吨/时。节煤5万多吨。减少污染，改善环境。服务方式：设计和咨询服务。

**№ R88-7 微电子技术开发应用** 1.承担工业锅炉、中小型电站锅炉，微机监控系统的设计、安装、调试。提供 S T G 系列炉窑控制装置；2.提供啤酒生产过程微机控制装置；3.承包各行各业计算机系统工程方案设计，软硬件配套、安装调试，技术咨询；4.生产过程用微机监控系统，5.承担各种非电量、热工、电工、遥测技术的测试系统设计、安装、调试。

**№ R88-8 柱套浮子式疏水器**  $\Delta P \leq 16$  kgf/cm<sup>2</sup>最大排量  $G = 15t/h$ ，具有国外先进水平，在性能上有突破。专利号：85 203707，专利转让及产品销售。(已授权)

**№ R88-9 JN-1A 疏水器** 疏水温度：60~100℃，规格：1/2"、3/4"、1"(A)、1"(B)系列，使用压差 0.5~5kgf/cm<sup>2</sup>。每只疏水器年节标煤10吨。产品销售。

**№ R88-10 进、排气元件试验风洞** 该试验装置可承揽燃气(蒸汽)轮机的进、排气管(汽缸)联通管的试验研究，还可对各种气体、液体的通流部(元)件或整个流动系统进行模拟或实际尺寸的空气动力学研究。如燃烧室、阀门、炉膛、烟窗、除尘器、热交换器、气力引射(输送)、除尘系统等精确地测定流动损失，流量特性，流动速度分布。负责进行改进，得到最佳结构方案，能得到明显的经济效益，还可承担方案论证，设计，造型等任务。

**№ R88-11 压气机及涡轮叶栅风洞** 该风洞工作段尺寸 12×430毫米。可对压气机和涡轮叶栅作高亚音速和低速吹风试验。鉴定和改善叶栅气动性能。对各类风机的叶片试验得出合理的高效能型线，对风速风压测量探针作校准鉴定。风洞设有抽吸附面层装置，马赫数能达到 1.0。采用微机自动测试系统(包括数据采集、处理、数据打印及图表绘制。)欢迎利用。

**№ R88-12 冷空气单级模型涡轮试验台** 该试验台能承担燃气涡轮、汽轮机级的试