

# NHL33-07 自卸汽车齿轮泵磨损分析\*

黄 通 农

(华侨大学精密机械工程系, 泉州 362011)

**摘要** 介绍 NHL33-07 自卸汽车齿轮泵结构特点, 并通过径向力的计算来分析磨损原因, 最后提出改进措施.

**关键词** 高压齿轮泵, 径向力, 磨损分析

**分类号** TH 325.023

NHL33-07 自卸汽车是我国北方重型汽车有限责任公司与英国特雷克斯设备有限公司合资生产的大型载重汽车. 每年需要从国外进口许多配件, 其中举升液压系统上的齿轮泵的最大工作压力为17MPa, 最大流量为 $210\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$ , 转速为 $1000\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ . 这种齿轮泵属于易损件, 已有几家工厂引进生产, 但磨损加剧的问题总是无法解决. 本文对该泵径向力进行计算, 并提出改进措施.

## 1 高压齿轮泵的结构特点

齿轮泵要能够在高压下工作, 则: (1) 要能够减少轴向的间隙, 防止高压时容积效率下降; (2) 要减少径向力, 减轻轴承负担, 提高泵的寿命. 针对这两个问题, 在结构上采取多种方式以提高泵的容积效率及轴承的寿命.

### 1.1 提高容积效率措施

1.1.1 采用轴向间隙的自动补偿 端面泄漏占齿轮泵泄漏的75%~80%, 所以减小端面间隙的泄漏, 对提高容积效率起着决定性的作用. 目前, 我国生产的高压齿轮泵都采用浮动轴套、浮动侧板或弹性侧板的结构来减少轴间间隙. NHL33-07 自卸汽车上的齿轮泵是采用耐磨的浮动止推板来实现轴向间隙的自动补偿. 工作原理见图1, 在浮动止推板上有6条密封条, 将止推板分成5个区域. 区域Ⅰ, Ⅲ为过渡密封区域, 正确的选择Ⅰ, Ⅲ区域的面积, 能够使向齿轮端面的压紧力稍大于反推力, 于是在密封区液压力的作用下, 将浮动止推板压向齿轮端面. 用密封条分割各个区域的目的, 是使作用在止推板内外侧的液压力分布相对应, 使压紧力和推开力的作用线趋于重合, 以防止止推板歪斜, 从而保证止推板磨损均匀.

1.1.2 采用二次密封结构 为了防止内部泄漏, 提高容积效率, 该泵设置了二次密封结构. 在主动齿轮轴颈的二边各放置一个密封环, 由于密封环与轴颈间的间隙很小, 相当于继浮动止

\* 本文 1994-12-24 收到

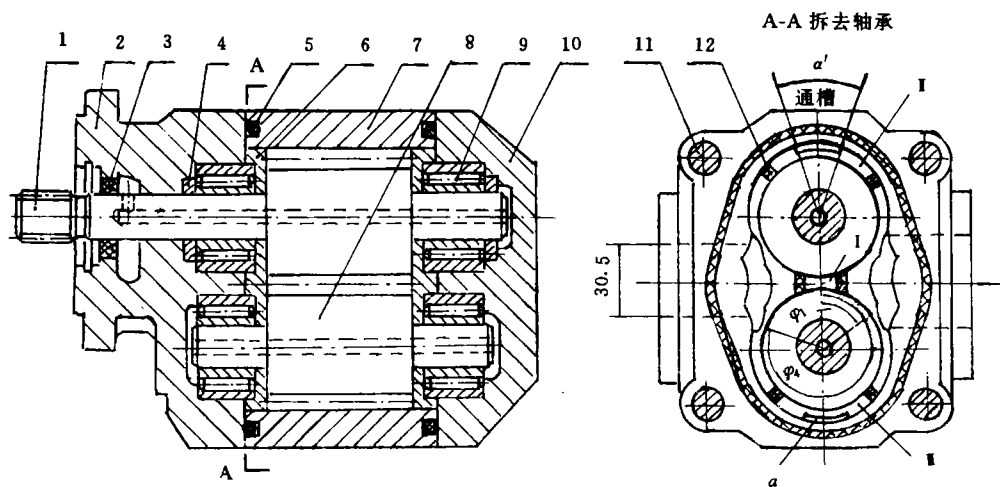


图1 齿轮泵结构图

1. 主动轮; 2. 接盖; 3. 唇式油封; 4. 密封环; 5. O 形圈; 6. 止推板;  
7. 壳体; 8. 从动轮; 9. 滚针轴承; 10. 端盖; 11. 螺栓; 12. 密封条

推板之后的第二道密封,使轴向泄漏进一步减少. 为了减少外泄漏,该泵设计成三片式壳体结构. 主动轮和轴做成一体,壳体两端面均设有 O 形密封圈密封,在主动轮轴上开出的轴向排油口与吸油腔相通,从而提高唇式油封的密封度. 利用齿轮端面的泄漏,并通过止推板孔径间隙,直接将油引到滚针轴承进行润滑,其润滑方式简单.

## 1.2 减小径向力的措施

要解决高压齿轮泵的轴承负载问题,除了提高轴承材料性能与改善润滑条件外,主要应尽量减小径向力. 因为径向力大,会加剧轴承的磨损或使齿轮轴产生变形,出现齿顶刮体现象. 工作压力越高,这种现象越严重,因此,必须尽量设法减少径向力. 目前,我国采用的是如下的方法<sup>[1~2]</sup>.

(1) 缩小压油腔的面积,把出油口面积做得比吸油口面积小.

(2) 采用把吸油腔扩大到接近压油侧,只留 1~2 个齿起密封作用. 为减少径向间隙的泄漏,在高压腔设径向间隙补偿结构. 这虽能较大的减少径向力,但结构复杂.

(3) 采用将压油腔扩大到接近吸油腔侧,工作时留 1~2 齿起密封作用,不须设径向补偿结构,这种结构较简单.

(4) 在过渡密封区,开出弧形通槽,使通槽范围内的压力一致,从而达到径向力的部分平衡. NHL33-07 自卸汽车上齿轮泵就是采用这种结构方式. 在过渡密封区 I, II 的圆周方向开有宽 1.5 mm,夹角  $\alpha = 21^\circ$  的通槽 a,使齿轮上的压力通过通槽,达到压力一致. 区域 I 是防止高低压串通的密封区.

NHL33-07 自卸汽车齿轮泵,虽然采用了减少径向力的措施,但在使用时仍然出现严重的齿顶刮壳现象. 因此,必须对径向力作进一步分析.

## 2 径向力计算

作用在齿轮泵轴承上的径向力,是由沿齿轮圆周液体压力产生的径向力和齿轮啮合产生

的径向力所组成.

## 2.1 沿齿轮圆周液体所产生的径向力 $F_P$

根据齿轮泵的结构特点,把齿轮的受力分成低压区域和高压区域,其受的的压力分别为  $P_0$  和  $P_B$ . 高低压腔之间的过渡区域可分成三段,其中通槽的压力不变,而其他二段区域所受的的压力则是变化的. 由于两个齿轮啮合时,啮合点是变化的,因此,齿轮圆周所受的总压力也是变化的. 整个齿轮圆周上所受的的压力近似的分布情况,如图 2 所示. 圆周压力分布曲线展开成直线则见图 3. 先计算被动齿轮所受的径向力,在被动齿轮顶圆上取一夹角为  $d\varphi$ ,齿宽为  $B$

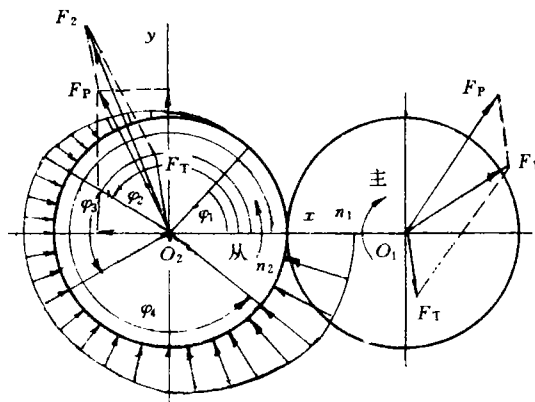


图 2 齿轮泵齿轮圆周压力分布

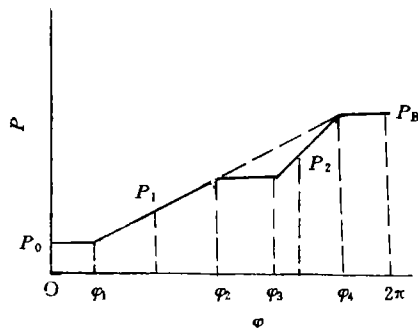


图 3 圆周压力分布曲线展开图

的微形面积  $dA$ , 则作用在  $dA$  上的力  $dF = P dA$ ,  $dF$  在  $x, y$  轴上的分力为

$$\left. \begin{aligned} F_x &= \int P B R_e \cos \varphi d\varphi, \\ F_y &= \int P B R_e \sin \varphi d\varphi. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

根据图 3 的三角关系可得

$$P_1 = P_0 + \frac{\Delta P}{\varphi_4 - \varphi_1} (\varphi - \varphi_1), \quad (2)$$

$$P_2 = P_0 + \frac{\Delta P}{\varphi_4 - \varphi_1} + \frac{\Delta P (\varphi_4 - \varphi_2)}{(\varphi_4 - \varphi_1)(\varphi_4 - \varphi_3)} (\varphi - \varphi_3). \quad (3)$$

下面分别对 5 个区域进行积分.

(1) 当  $0 \leq \varphi \leq \varphi_1$  时,  $P = P_0 = \text{常数}$ , 代入式(1)得

$$\left. \begin{aligned} F_{x_1} &= B R_e P_0 \int_0^{\varphi_1} \cos \varphi d\varphi = B R_e P_0 \sin \varphi_1, \\ F_{y_1} &= B R_e P_0 \int_0^{\varphi_1} \sin \varphi d\varphi = B R_e P_0 (1 - \cos \varphi_1); \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

(2) 当  $\varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2$  时,  $P = P_1$ , 由式(1), (2)可得

$$\begin{aligned} F_{x_2} &= B R_e \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left[ P_0 + \frac{\Delta P (\varphi - \varphi_1)}{(\varphi_4 - \varphi_1)} \right] \cos \varphi d\varphi \\ &= B R_e \left[ P_0 (\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1) + \frac{\Delta P (\cos \varphi_2 - \cos \varphi_1)}{(\varphi_4 - \varphi_1)} + \frac{\Delta P (\varphi_2 - \varphi_1)}{(\varphi_4 - \varphi_1)} \sin \varphi_2 \right], \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned}
 F_{y_2} &= BR_e \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left[ P_0 + \frac{\Delta P(\varphi - \varphi_1)}{(\varphi_4 - \varphi_1)} \right] \sin \varphi d\varphi \\
 &= BR_e \left[ P_0 (\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2) + \frac{\Delta P (\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1)}{(\varphi_4 - \varphi_1)} + \frac{\Delta P (\varphi_1 - \varphi_2)}{(\varphi_4 - \varphi_1)} \cos \varphi_2 \right]; \quad (6)
 \end{aligned}$$

(3) 当  $\varphi_2 \leq \varphi \leq \varphi_3$  时,  $P = P_0 + \frac{\Delta P(\varphi_2 - \varphi_1)}{(\varphi_4 - \varphi_1)} = \text{常数}$ , 代入式(1)得

$$\begin{aligned}
 F_{x_3} &= BR_e \int_{\varphi_2}^{\varphi_3} \left[ P_0 + \frac{\Delta P(\varphi_2 - \varphi_1)}{(\varphi_4 - \varphi_1)} \right] \cos \varphi d\varphi \\
 &= BR_e \left[ P_0 + \frac{\Delta P(\varphi_2 - \varphi_1)}{(\varphi_4 - \varphi_1)} \right] (\sin \varphi_3 - \sin \varphi_2), \quad (7)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{y_3} &= BR_e \int_{\varphi_2}^{\varphi_3} \left[ P_0 + \frac{\Delta P(\varphi_2 - \varphi_1)}{(\varphi_4 - \varphi_1)} \right] \sin \varphi d\varphi \\
 &= -BR_e \left[ P_0 + \frac{\Delta P(\varphi_2 - \varphi_1)}{(\varphi_4 - \varphi_1)} \right] (\cos \varphi_3 - \cos \varphi_2); \quad (8)
 \end{aligned}$$

(4) 当  $\varphi_3 \leq \varphi \leq \varphi_4$  时,  $P = P_2$ , 由式(1), (3)得

$$\begin{aligned}
 F_{x_4} &= BR_e \int_{\varphi_3}^{\varphi_4} \left[ P_0 + \frac{\Delta P(\varphi_2 - \varphi_1)}{(\varphi_4 - \varphi_1)} + \frac{\Delta P(\varphi_4 - \varphi_2)(\varphi - \varphi_3)}{(\varphi_4 - \varphi_1)(\varphi_4 - \varphi_3)} \right] \cos \varphi d\varphi \\
 &= BR_e \left[ P_0 (\sin \varphi_4 - \sin \varphi_3) + \frac{\Delta P(\varphi_2 - \varphi_1)}{(\varphi_4 - \varphi_1)} (\sin \varphi_4 - \sin \varphi_3) \right. \\
 &\quad \left. + \frac{\Delta P(\varphi_4 - \varphi_2)}{(\varphi_4 - \varphi_1)(\varphi_4 - \varphi_3)} (\cos \varphi_4 - \cos \varphi_3) + \frac{\Delta P(\varphi_4 - \varphi_2)}{(\varphi_4 - \varphi_1)} \sin \varphi_4 \right], \quad (9)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{y_4} &= BR_e \int_{\varphi_3}^{\varphi_4} \left[ P_0 + \frac{\Delta P(\varphi_2 - \varphi_1)}{(\varphi_4 - \varphi_1)} + \frac{\Delta P(\varphi_4 - \varphi_2)(\varphi - \varphi_3)}{(\varphi_4 - \varphi_1)(\varphi_4 - \varphi_3)} \right] \sin \varphi d\varphi \\
 &= BR_e \left[ P_0 (\cos \varphi_3 - \cos \varphi_4) - \frac{\Delta P(\varphi_2 - \varphi_1)}{(\varphi_4 - \varphi_1)} (\cos \varphi_4 - \cos \varphi_3) \right. \\
 &\quad \left. - \frac{\Delta P(\varphi_4 - \varphi_2)}{(\varphi_4 - \varphi_1)} \cos \varphi_4 + \frac{\Delta P(\varphi_4 - \varphi_2)}{(\varphi_4 - \varphi_1)(\varphi_4 - \varphi_3)} (\sin \varphi_4 - \sin \varphi_3) \right]; \quad (10)
 \end{aligned}$$

(5) 当  $\varphi_4 \leq \varphi \leq 2\pi$  时,  $P = P_B = \text{常数}$ , 代入式(1)得

$$\left. \begin{aligned}
 F_{x_5} &= BR_e P_B \int_{\varphi_4}^{2\pi} \cos \varphi d\varphi = -BR_e P_B \sin \varphi_4, \\
 F_{y_5} &= BR_e P_B \int_{\varphi_4}^{2\pi} \sin \varphi d\varphi = -BR_e P_B (1 - \cos \varphi_4).
 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

因此, 液压产生的径向力在  $x, y$  轴上的分力为

$$\left. \begin{aligned}
 F_x &= F_{x_1} + F_{x_2} + F_{x_3} + F_{x_4} + F_{x_5}, \\
 F_y &= F_{y_1} + F_{y_2} + F_{y_3} + F_{y_4} + F_{y_5}.
 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

由液压产生的径向力为

$$F_P = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (13)$$

式中  $B$  为齿宽,  $B = 63.48 \times 10^{-3} \text{ m}$ ;  $R_e$  为齿顶圆半径,  $R_e = 30.435 \times 10^{-3} \text{ m}$ ;  $\Delta P$  为压油口与吸油口压力差,  $P_0 = 0$  时,  $\Delta P = P_B$ ,  $P_B = 17 \text{ MPa}$ .

同理可求出液压力在主动齿轮产生的径向力.

2.2 由齿轮啮合产生的径向力  $F_T$

齿轮泵工作时, 齿轮上存在着液压扭矩. 液压力对主、从动齿轮产生的扭矩分别为<sup>[1]</sup>

$$T_1 = P_B B (R_e - R_{c1}) \frac{R_e + R_{c1}}{2} - P_0 B (R_e - R_{c1}) \frac{R_e + R_{c1}}{2} = \frac{1}{2} B \Delta P (R_e^2 - R_{c1}^2);$$

$$T_2 = P_B B (R_e - R_{c2}) \frac{R_e + R_{c2}}{2} - P_0 B (R_e - R_{c2}) \frac{R_e + R_{c2}}{2} = \frac{1}{2} B \Delta P (R_e^2 - R_{c2}^2);$$

式中  $R_{c1}, R_{c2}$  分别为啮合点到主、从动齿轮中心之距离. 在工作中, 由于啮合点的位置是变化的, 所以  $R_{c1}, R_{c2}$  也随之变化. 考虑到啮合点位置在节点附近变化, 为了简化计算, 近似取  $R_{c1} = R_{c2} = R$ , 其中  $R$  为节圆半径. 因此, 作用在主、从动齿轮啮合点上的啮合力为

$$F_T = T/R_j = B \Delta P (R_e^2 - R^2)/2R_j,$$

式中  $R_j$  为基圆半径.

啮合力的作用方向是与啮合线重合的. 主动齿轮  $F_T$  与  $F_P$  成钝角, 因而使其合力减小; 从动齿轮  $F_T$  与  $F_P$  成锐角, 因而使其合力增大. 因此, 主、从动齿轮总的径向力分别为

$$F_1 = \sqrt{F_P^2 + F_T^2 - |2F_P F_T| \cos \alpha};$$

$$F_2 = \sqrt{F_P^2 + F_T^2 + |2F_P F_T| \cos \alpha};$$

式中  $\alpha$  为啮合角. 径向力的大小可根据上面各式进行计算. 附表是根据泵的不同结构参数, 在计算机计算出的主、从动齿轮的径向力大小.

附表 不同结构参数主、从动齿轮的径向力<sup>①</sup>

方案	结构形式	$\varphi_1$	$\varphi_2$	$\varphi_3$	$\varphi_4$	$F_z/N$	$F_y/N$	$F_P/N$	$F_T/N$	$F_1/N$	$F_2/N$
1	无采取减少径向力措施	71°	—	—	289°	0	49167	49167	±8662	41125	57384
2	原泵的结构形式	71°	169.5°	190.5°	289°	±2406	47426	47487	±8662	39458	55707
3	通槽夹角 $\alpha' = 21^\circ$	71°	169.5°	190.5°	294°	±3065	46208	46809	±8662	38782	55029
4	减少压出角至 66°	71°	169.5°	190.5°	294°	±3065	46208	46809	±8662	38782	55029
5	通槽夹角 $\alpha' = 21^\circ$	71°	169.5°	190.5°	294°	±3065	46208	46809	±8662	38782	55029
6	同时减少吸入角和压出角至 66°	66°	169.5°	190.5°	294°	±2327	46140	46199	±8662	38174	54420
7	通槽夹角 $\alpha' = 74^\circ$	71°	143°	217°	294°	±10460	40903	42219	±8662	34207	50447
8	减少压出角至 66°	71°	143°	217°	294°	±10460	40903	42219	±8662	34207	50447
9	通槽夹角 $\alpha' = 74^\circ$	71°	143°	217°	294°	±9561	40462	41576	±8662	33567	49805
10	同时减少吸入角和压出角至 66°	66°	143°	217°	294°	±9561	40462	41576	±8662	33567	49805
11	通槽夹角 $\alpha' = 90^\circ$	71°	135°	225°	294°	±12945	38870	40969	±8662	32962	49199
12	减少压出角至 66°	71°	135°	225°	294°	±12945	38870	40969	±8662	32962	49199
13	通槽夹角 $\alpha' = 90^\circ$	71°	135°	225°	294°	±11991	38474	40299	±8662	32295	48530
14	同时减少吸入角和压出角至 66°	66°	135°	225°	294°	±11991	38474	40299	±8662	32295	48530
15	通槽夹角 $\alpha' = 110^\circ$	71°	125°	135°	294°	±2403	48446	48506	±8662	40474	56724
16	减少压出角至 66°	71°	125°	135°	294°	±2403	48446	48506	±8662	40474	56724

续附表

方案	结构形式	$\varphi_1$	$\varphi_2$	$\varphi_3$	$\varphi_4$	$F_x/N$	$F_y/N$	$F_P/N$	$F_T/N$	$F_1/N$	$F_2/N$
10	通槽夹角 $\alpha' = 110^\circ$										
	同时减少吸入角 和压出角至 $66^\circ$	$66^\circ$	$125^\circ$	$135^\circ$	$294^\circ$	$\pm 1680$	47840	47870	$\pm 8662$	39840	56089

① 表中正号为主动轮所受的力;负号为从动轮所受的力

由附表可看出原结构上从动齿轮所受的径向力很大,这正是引起齿轮轴和轴承磨损乃至损坏的主要原因.因此,必须设法进一步减少径向力或提高轴承的承载能力.

### 3 改进措施

(1) 减小压出角.把原泵的出口槽宽30.5mm改为26mm,使压出角从  $71^\circ$ 减少至  $66^\circ$ .从附表计算出的结果可看出,同时减少吸入角时,虽然径向力也会减小,但为了提高泵的吸油性能,吸入角不能减少.

(2) 增大过渡密封区通槽的夹角.通槽夹角范围,不但要保证径向力的减少,同时必须保证止推板向齿轮端的推力稍大于齿轮端向外的反推力.当通槽夹角  $\alpha' = 90^\circ$ 时,吸油区域和压油区域就只留2个齿密封.此时,齿轮的径向力进一步减小,计算出的推力与反推力之比值为1.205,这就能保证止推板自动贴紧齿轮端面,同时止推板磨损后能自动补偿,并保证止推板和齿轮端面之间能形成适当的油膜.因此,原泵的通槽夹角应由  $21^\circ$ 改为  $90^\circ$ .

(3) 改进卸荷槽尺寸.卸荷槽是减少齿轮泵困油现象的有力措施,对两卸荷槽的间距尺寸要求是很严格的.太小时,会使压油腔与吸油腔沟通,引起泄漏,降低泵的容积效率;太大时,困油现象不能彻底消除,当困油容积变小时,会对轴承产生附加的径向力.原来所受的径向力已很大了,这样轴承的受力就更大了.根据泵采用双矩形卸荷槽,齿轮侧隙很小,两卸荷槽的间距公式为<sup>[1]</sup>

$$L = \frac{1}{2} \pi m \cos^2 \alpha. \quad (14)$$

卸荷槽的长度,既要保证卸荷槽畅通,又需考虑高压侧齿轮端面密封.卸荷槽的最佳长度公式为<sup>[1]</sup>

$$l_1 = 2 \left[ R - \sqrt{R_i - \left( \frac{t_i}{2} \cos \alpha \right)^2} \right] \quad (15)$$

式(14),(15)中  $m$  为齿轮模数( $m = 4.7625 \text{ mm}$ ),  $R_i$  为齿根圆半径( $R_i = 19.5 \text{ mm}$ ),  $t_i$  为周节( $t_i = \pi m$ ).由此可计算出  $L = 6.6 \text{ mm}$ ,  $l_1 = 10.9 \text{ mm}$ .因此,把原泵卸荷槽间距由  $7.8 \text{ mm}$  改为  $6.6 \text{ mm}$ ,卸荷槽长度由  $9.7 \text{ mm}$  改为  $10.9 \text{ mm}$ .

(4) 把滚针轴承改为滑动轴承.以上所采取的措施,可进一步减少径向力.根据滚针轴承的结构尺寸和它的额定静载荷约为  $61800 \text{ N}$ ,高压齿泵轮用滚针轴承是不理想的,寿命不可能很长.因此,可考虑改用滑动轴承.为了防止润滑油从工作表面挤出,同时保证良好润滑而又不致过度磨损,比压值( $P$ )应满足  $P = F/l_2 d \leq [P]$ ;为了保证工作时不致因过度发热产生胶合,发热因素( $PV$ )应满足  $PV = Fn/19100l \leq [PV]$ ,圆周速度  $V = \pi nd/60 \leq [V]$ <sup>[3]</sup>.式中  $d$  为轴颈直径( $d = 32.77 \times 10^{-3} \text{ m}$ ),  $l_2$  为轴承工作长度( $l_2 = 45 \times 10^{-3} \text{ m}$ ),  $n$  为轴的转速( $n = 1000$

$r \cdot \text{min}^{-1}$ ),  $F$  为轴承所受的径向力( $F=24\,599\text{ N}$ ),  $[P]$  为许用比压(MPa),  $[PV]$  为发热因素许用值( $\text{MPa} \cdot \text{ms}^{-1}$ ),  $[V]$  为许用圆周速度( $\text{ms}^{-1}$ ).

因泵是用在举升液压系统中,属平稳载荷.当轴承材料用铝青铜,可计算出<sup>[4]</sup>  $P=23.45\text{ MPa} < [P]=25\text{ MPa}$ ,  $PV=28.6\text{ MPa} \cdot \text{ms}^{-1} < [PV]=30\text{ MPa} \cdot \text{ms}^{-1}$ ,  $V=2.57\text{ m} \cdot \text{s}^{-1} < [V]=12\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .故采用滑动轴承可满足要求.为提高轴瓦的寿命,使磨损均匀,采用了复合金属轴瓦.即在强度较高、价格较廉的轴瓦(如钢、铸铁和青铜)内表面上浇注一层减摩性更好的巴氏合金.为使润滑油能很好地分布到轴瓦的整个工作表面,轴瓦上要开出油沟和油孔.油沟应开在靠压油腔侧,否则会破坏润滑油膜连续性,降低油膜的承载能力和轴瓦的寿命.

## 4 结束语

NHL33-07 自卸汽车高压齿轮泵,经过改进后径向力明显减少,而轴承的承载能力却增加了.经晋江市辉达机械部件厂试制,并送使用单位试用,泵的寿命明显增长.要使泵的寿命进一步的延长,还可以对泵的结构形式作更大的改进.如改成双联齿轮泵,液压产生的径向力可减少一倍;轴承也可以采用三层复合材料的自润滑轴承或其他型式的轴承,以进一步提高轴承的使用性能.

## 参 考 文 献

- 1 何存兴. 液压元件. 北京:机械工业出版社,1982. 34~59
- 2 雷天觉. 液压工程手册. 北京:机械工业出版社,1990. 362~363
- 3 同济大学. 机械设计基础. 上海:人民教育出版社,1980. 196~197
- 4 《机械设计手册》联合编写组. 机械设计手册:上册. 北京:化学工业出版社,1979. 684~685

## Analysis of the Abrasion of Gear Pump in NHL 33-07 Self-Unloading Truck

Huang Tongnong

(Dept. of Precis. Mech. Eng., Huaqiao Univ., 362011, Quanzhou)

**Abstract** For analysing the cause of abrasion of the gear pump in NHL 33-07 self-unloading truck, the author presents the structural characteristics of the gear pump; and calculates its radial force; and puts forward some measures for its improvement.

**Keywords** high-pressure gear pump, radial force, analysis of abrasion