

仙居县自然科学优秀论文集
(1984—1988)

仙居县科学技术协会

序 言

本书收集的是仙居县科协系统各学会会员在1984至1988年间写成的论文。经各学会论文评审组评议筛选推荐，县科协首届论文评委会认真评选，以无记名投票方式，表决产生了一、二、三等科学优秀论文，共计112篇。因受经费与篇幅限制，今采取一等论文全文刊出，二等论文摘要，三等论文列表题录方式汇编。

本书虽然层次不高，编辑水平较低，但值得欣慰的是：我县第一本自然科学优秀论文集终于在全社会都在重视科学技术，自觉依靠科技进步，振兴经济的大气候中问世。作为县级自然科学联合组织的县科协也终于实现了自己的初步愿望：把科协系统会员们的科研劳动与生产实践中的认识和总结，在应用于生产、服务于经济建设，产生了经济效益之后。以论文集的刊出，又转化成一种科技文化积累，奉献给社会。

但愿我县今后有更多更好的科技论文问世！

仙居县科学技术协会

1989年

目 录

一、一等优秀论文 10 篇

高压齿轮泵浮动轴套的液力平衡计算·····	朱寿和 (1)
YB ₁ -100 叶片泵的改进设计·····	吴明坚 (7)
刺针研制和应用·····	张明星、沈洪斌 (11)
我县卫星电视地面收转站的防雷设施·····	徐子龙 (15)
试论小麦高额丰产的基本途径·····	季善步、夏西腊 (19)
仙居小白花猪提纯复壮的试验报告·····	徐三元、张金炉 (26)
家蚕添食三十烷醇技术研究·····	姜永竹 (38)
黄山松小卷蛾初步观察·····	陈森米、崔相富、王洪喜、陈扬华 (42)
妇幼卫生计划中的功能分析·····	扬少白 (48)
有机物俗名探由·····	邢乃文 (51)

二、二等优秀论文 65 篇 (摘要)····· (53)

三、三等优秀论文名录 (列表)····· (92)

附录

(一) 仙居县自然科学优秀论文评选条例 (修改稿)····· (94)

(二) 关于成立仙居县第一届优秀论文评委会的通知····· (96)

高压齿轮泵浮动轴套的液力平衡计算

县机械学会 朱寿和

在带浮动轴套的高压齿轮泵中,浮动轴套具有自动补偿轴向间隙,提高并保持原有容积效率的重要作用。因此,在高压齿轮泵设计中,为保证轴套的这种性能,除了合理选择轴套本身的结构参数外,关键问题之一便是如何合理设计、选择与液力平衡有关的结构参数。

据我们掌握的资料,液力平衡计算多以经验数据为主,尚缺乏完整的理论计算资料,本文试图通过理论计算的方法来解决高压齿轮泵设计中的液力平衡计算问题,或对现有泵进行校核验算。下面即以CBF—E40型泵为例,用理论计算的方法对液力平衡计算问题作初步探讨。

一、概述

CBF—E40型泵主要由主、被动齿轮轴、左、右泵盖、浮动轴套、泵体及密封元件组成,在泵盖与泵体间有一个由椭圆形外密封圈和弓形内密封圈组成的密封腔(称高压补偿腔),从泵的高压腔来的高压油在补偿腔内产生的压力迫使轴套始终压向齿轮端面,从而起到自动补偿轴向间隙的作用。

设补偿腔对轴套的压紧力为 F_2 ,泵腔压力油对轴套的反推力为 F_1 ,二者的关系由下列因素决定:

- 1、齿轮、轴套的PV值。
- 2、机械效率。
- 3、 F_1 、 F_2 二者大小要成一定比例,作用线重合,以防轴套发生偏斜力矩,造成偏磨或咬合,同时应保证接触具有油膜润滑。

据经验 F_1 、 F_2 二者比值一般取:

$$q = \frac{F_1}{F_2} = 1.0 \sim 1.2 \quad (1)$$

但 q 值只给出了抽象的数量关系、没有揭示与 q 值有关的结构参数及其相互关系,进而确定各参数对泵性能的影响,这是目前仅有经验值而缺乏理论计算的不足之处。故本文对 F_1 、 F_2 进行详细分析,叙述如下:

$$\text{压紧力 } F_2 = F_2' + F_2'' \quad (2)$$

式中: F_2' ——补偿腔中由高压油产生的压紧力。

$$F_2' = S \cdot p_g \quad (3)$$

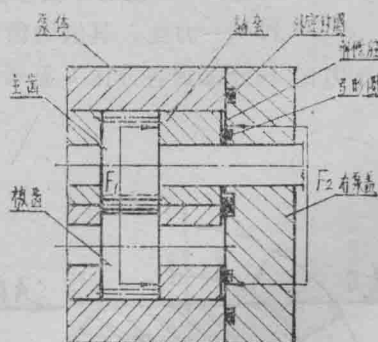


图1 泵的结构示意图

S ——补偿腔的有效面积 (cm^2)。

p_g ——泵的出口压力 (kg/cm^2)。

F_2'' ——补偿腔中由弓形密封圈受压产生的弹性力 (kg)。

反推力 $F_1 = F_1' + F_1''$ (4)

式中: F_1' ——齿谷中高压油对轴套的反推力。

F_1'' ——高压油由齿根向轴颈渗漏产生的泄漏压力。

二、反推力 F_1' 的计算。

1、反推力 F_1' 的计算。

假定液压径向力分布规律:

(1) 齿轮齿谷中液压力的分布规律。

在过渡区 ab 段以线性规律 (即阿基米德螺线规律) 分布。

在过渡区 bc 段 (开有压力平衡槽) 为均压区, 即 $p = 160 \text{ kg}/\text{cm}^2$

(2) 压出区近似的作均压区 (注 1), 其压力为出口压力, 即 $p = 160 \text{ kg}/\text{cm}^2$ 。

(3) 阴影部分各区域 S_1 、 S_2 、 S_3 、 S_4 所受合力作用点分别在其压力面积的形心上。

由假设得齿轮液压径向力分布规律 (见图 2), 轴套上液压力分布规律类同, 按此规律任一分区所受液压力为:

$$p_i = p_i' + p_i'' = S_i p_m + K F_1'' \quad (5)$$

式中: S_i ——任一分区面积 (cm^2)。

p_m ——任一分区平均压力。

$S_i p_m$ ——齿谷中高压油对轴套的反推力。

K ——力比, 其值为齿谷中某分区压力 p_i 与其和 $\sum p_i$ 之比, 总泄漏压力 F_1'' 按力比 K 分配到各分区 (见表 1) (注 2)。

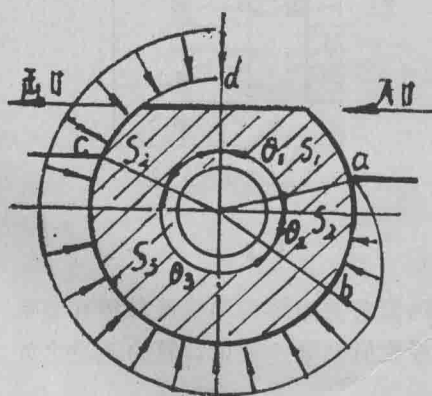


图 2 液压力分布规律

表 1 压紧力 F_2 、反推力 F_1 计算值

序号	项目	面积值	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5	备注
1	反推力计算							
2	面积 (cm^2)	2.495	1.955	6.605	2.229	0.532	下行数为泄漏	下行数为泄漏
3	压力中心坐标		x_2	x_3	x_4	x_5		
4	分压合力 P_i	≈ 0	1.92	0.67	1.327	0.52		
5	力比 $K = \frac{P_i}{\sum P_i}$		312.8	1058.8	358.64			
6	泄漏压力 F_1''		62.45	211	71.2			
7	反推力 F_1		375.15	1267.9	427.84			$F_1 = 2070.89$
8	压紧力计算							
9	分压面积	2.265	3.153	2.621				
10	压力中心坐标	1.192	1.454	1.644				
11	分反压力	362.4	504.4	419.28				$F_2 = 2572.16$
12	单位	面积: cm^2 ; 力: kg ; 长度: cm .						

例如 S_2 分区

$S_2 = 6.605 \text{ cm}^2$, $p_m = 160 \text{ kg/cm}^2$, $K = 0.6122$, $F_1'' = 344.64 \text{ kg}$ (计算见后面)。则 S_3 分区反推力为:

$$p_3 = p_3' + p_3'' = s_2 \cdot p_m + K \cdot F_1'' = 1267.84 \text{ kg}$$

$$p_3' \text{ 的作用点坐标: } x_2' = 0.71 \text{ cm.}$$

$$p_3'' \text{ 的作用点坐标: } x_2'' = 0.475 \text{ cm.}$$

$$p_3'、p_3'' \text{ 合力的作用点坐标: } x_3 = 0.67 \text{ cm.}$$

余类推, 各分区反推力及作用点坐标列于表 1。

2、反推力 F_1'' 的计算。

反推力 F_1'' 由高压油向齿根至轴颈间的圆环泄漏时产生, 圆环各部分压力分布复杂, 为简化计算, 泄漏压力用平均压力代替 (注 3、4):

$$p_m = \frac{\text{压力面积之和}}{360} = 115.34 \text{ kg/cm}^2$$

由 p_m 产生的泄漏压力沿径向按对数曲线规律分布 (图 3 a)。

反推力 F_1'' 为:

$$F_1'' = A_e \cdot p_m \quad (6)$$

式中: A_e ——有效承载面积 (cm^2)

$$A_e = \pi R_2^2 \frac{1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2}{21 n \frac{R_2}{R_1}} - \pi R_1^2 \quad (7)$$

R_2 ——齿根半径, $R_2 = 1.65 \text{ cm}$,

R_1 ——轴颈半径, $R_1 = 1.3 \text{ cm}$ 。

代入 (7) 得: $A_e = 1.494 \text{ cm}^2$ 。

$$\therefore \text{反推力 } F_1'' = A_e \cdot p_m = 344.64 \text{ (kg)}$$

将 F_1'' 值按力比 K 分配到各分区, 数值列于表 1。

$$\therefore \text{总反推力 } F_1 = F_1' + F_1''$$

$$= 375.25 + 1267.84 + 427.84$$

$$= 2070.89 \text{ (kg)}。$$

总反推力作用点坐标:

$$x_1 = \frac{p_3 x_3 + p_4 x_4 - p_2 x_2}{F_1} = 0.338 \text{ cm}$$

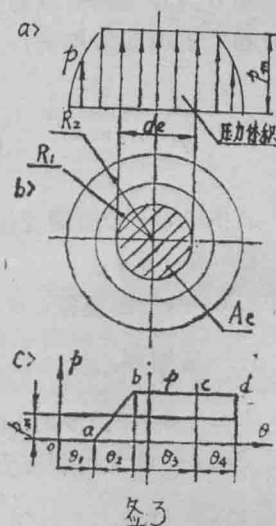
三、压紧 F_2 力的计算

1、补偿腔液力压紧力 F_2' 的计算

图 5 为补偿腔结构尺寸, R_{27} 为轴套半径, $R_{18.1}$ 为内密封圈有效半径。

将补偿腔受压面积分为 S_1 、 S_2 、 S_3 三个区域, x_1 、 x_2 、 x_3 分别为其形心坐标, 其值分别为:

$$S_1 = 2.265 \text{ cm}^2, S_2 = 3.153 \text{ cm}^2, S_3 = 2.621 \text{ cm}^2$$



$$x_1 = 1.192\text{cm}; x_2 = 1.454\text{cm}; x_3 = 1.644\text{cm}.$$

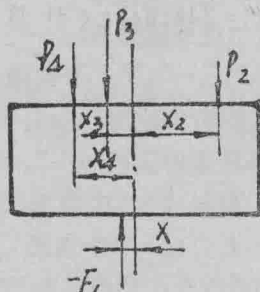


图4反推力的合成

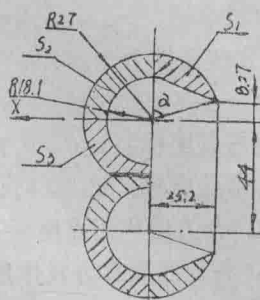


图5补偿腔结构尺寸

F_2' 大小为:

$$F_2' = p_g \cdot \sum S_i = 160 \times 2 \times 8.038 = 2572.16 \text{ (kg)}$$

F_2' 作用点坐标为: $x_2' = 2.77\text{cm}$ (与反推力作用点求法相同)

2、补偿腔弹性压力 F_2'' 的计算。

F_2'' 为内弓形密封圈受压产生的弹性力, 内密封圈采用 $\Phi 75 \times 3.1$, 外密封圈不产生压紧力。

图6为O型圈横截面应力分布图, 据实验知, O型圈受力后接触应力呈抛物线状态分布, 其曲线方程为:

$$\frac{x^2}{\left(\frac{m}{2}\right)^2} + \frac{y^2}{\delta_{\max}} = 1 \quad (8)$$

式中: m —O型圈受压变形后的接触长度。

$$m = 3 \cdot d \cdot \varepsilon \quad (9)$$

其中: d —O型圈直径, $d = 3.1\text{mm}$ 。

$$\varepsilon \text{—压缩率, } \varepsilon = \frac{3.1 - 2.4}{3.1} = 0.2258.$$

$$\therefore m = 3 \times 3.1 \times 0.2258 = 0.21\text{cm}$$

$\delta_{\max}$ —最大接触应力 (kg/cm^2)。

$$\delta_{\max} = \frac{5}{6} E \left(\sqrt{\frac{d}{h}} - \frac{h}{d} \right) \quad (10)$$

式中 h 密封槽深, $h = 24\text{mm}$ 。

E —O型圈弹性模数, $E = 61.8\text{kg/cm}^2$ 。

$$\therefore \delta_{\max} = 5 E \left(\sqrt{\frac{d}{h}} - \frac{h}{d} \right) = 18.658\text{kg/cm}^2$$

将有关参数代入 (8) 式得:

$$y = 18.658 - 1696.1918x^2 \quad (11)$$

接触线上平均接触应力为:

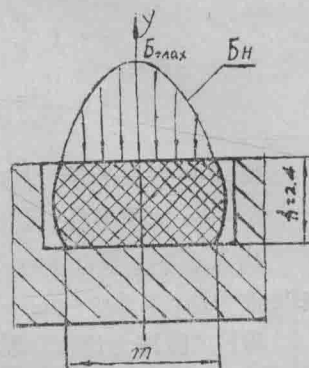


图6接触应力分布规律

$$\delta_m = \frac{\int_0^{\frac{m}{2}} (18.658 - 1696.1818x^2) dx}{\frac{m}{2}} = 12.425 \text{ kg/cm}^2$$

由此：密封圈的弹性压紧力为：\$F_2'' = L \cdot m \cdot \delta_m\$ (12)

式中：\$L\$—O型圈有效接触长度，\$L = 19.6 \text{ cm}\$，

$$\therefore F_2'' = L \cdot m \cdot \delta_m = 51.5453 \text{ (kg)}。$$

\$F_2''\$的作用点坐标为：\$x_2'' = -2.84 \text{ cm}\$

3、总压紧力\$F_2\$计算。

将所求\$F_2'\$、\$F_2''\$及其作用点坐标标于图7即得总压紧力\$F_2\$及\$x_2\$。

$$F_2 = 2623.3 \text{ kg}$$

$$x_2 = \frac{F_2' x_2' - F_2'' x_2''}{F_2' + F_2''} = 0.749 \text{ cm}。$$

由上述计算知，补偿腔的压紧力大小和作用点坐标与补偿腔的面积、形状、尺寸、泵的出口压力及O型圈的尺寸、压缩率和机械性能有关。反推力的大小和作用点坐标与齿轮几何尺寸、压力平衡槽尺寸、液压力大小和其分布规律等因素有关。

四、液力平衡分析

将所得压紧力\$F_2\$、反推力\$F_1\$及其作用点坐标标于图8上。由图得：

$$q = \frac{F_2}{F_1} = \frac{2623.3}{2070.89} = 1.267，$$

比值\$q\$接近经验值\$q = 1.0 \sim 1.2\$，但\$F_1\$、\$F_2\$作用线不重合而产生偏斜力矩 \$\Delta M = \Delta F \times \Delta x = (F_2 - F_1) (x_2 - x_1)\$，偏斜力矩\$\Delta M\$的存在，使轴套发生偏磨、咬合并使浮动性能受到影响减少\$\Delta M\$的方法是使液力平衡槽不要向低压腔方向延伸过多，或改变补偿腔结构尺寸使压紧力作用点向中线接近。

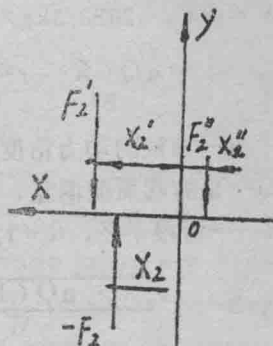


图7 总压紧力合成

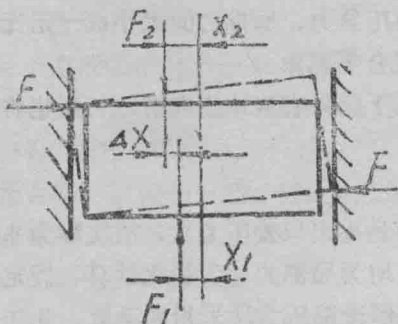


图8 液力平衡

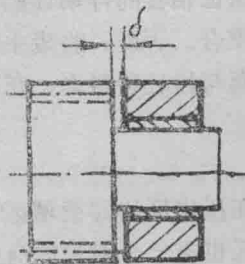


图9

五、润滑性能验证

轴套和齿轮端面间存在着高速相对转动,并承受着较大的轴向力,如果接触面没有良好的润滑条件,轴套将会很快磨损或咬合。因此,需要进行润滑状态验算。

设接触面油膜厚度为 δ ,轴套与齿轮端面光洁为 $\nabla 8$,表面不平度中线均值为 $R_a = 0.004\text{mm}$ 。

使接触面具有液体润滑膜的条件是: $5 \leq \lambda = \frac{\delta}{R_a} \leq 100^\circ$

已知油膜所承受轴向力为:

$$W = \frac{1}{2}F_2 = 2623.3\text{kg} \times \frac{1}{2} = 1311.65\text{kg}$$

$$W = \frac{3 \cdot \mu Q (R^2 - r^2)}{\delta^3} \quad (14)$$

式中: μ —油液的动力粘度(20•机械油), $\mu = 19.7 \times 10^{-3} \text{kg} \cdot \text{S}/\text{cm}^2$

Q —泵的端面泄漏量,若 $\eta r = 0.93$,则 $Q = 45\text{cm}^3/\text{S}$ (单面双轴套)

R ——齿根半径, $R = 1.65\text{cm}$ 。 r ——轴颈有效半径, $r = 1.3\text{cm}$ 。

$$\therefore \delta = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \mu Q (R^2 - r^2)}{W}} = 0.0024\text{cm}$$

$$\text{则膜厚比 } \lambda = \frac{\delta}{R_a} = 6.035。$$

可见膜厚比在液体润滑范围内。

由于泵的受力情况复杂,上述计算是近似的、有条件的,但从计算结果看,这种计算方法基本上满足了设计需要,可为新泵的设计和原有泵的校核提供足够准确的计算数据。

六、结束语

本文所提出的计算方法是近似的,带有探索性的,从计算、讨论的结果,可归纳出以下几点:

1、液力平衡计算是具有浮动轴套的高压齿轮泵设计、计算的重要内容之一,浮动参数的设计、选择对高压齿轮泵的性能有极重要的影响。

2、为保证轴套的浮动性能,必须使压紧力、反推力的大小成一定比例,作用线尽可能接近重合。否则,将发生偏磨、咬合等现象。

3、轴套与齿轮接触面,在额定工况下应具有液体膜润滑,否则也将导致严重磨损、咬合。

注:

(1)在压出区的卸荷槽区域,压力远比出口处压力大,故实际为非均压区,但考虑到吸入区也有一个对称的高压区,且均为局部的,为简化计算,假定均压区。

(2)力比 K 是为在非均压圆环中求解泄漏压力所采用的系数,此法接近实际。

(3)泄漏压力用平均压力代替是因泄漏产生的轴向力公式是圆环外压力为均压时导出来的,故在非均压情况下,以平均压力代替,这是在复杂受力条件下,为求解泄漏压力而采用的又一方法。

(4) 图3中将a点(起始压力)压力作零,实际上,吸入区为负压区,因其数值相对很小,故近似的看作零。

(原文载《机电工程》1988年第四期)

YB₁—100 叶片泵的改进设计

县机械学会 吴明坚

内容提要: YB₁—100叶片泵存在噪声高,压力脉动大,性能稳定性差的问题。本文介绍的简便的改进设计方法,有效地提高了该泵的各项性能指标。

Abstract: The present problems of YB₁—100 vane pump are high noise, large pressure pulse and poor stability. This paper introduces a simple modified design method, which effectively improves various performance indexes of the pump

YB₁—100 叶片泵存在的问题

早在1979年年中,我们根据整理的YB₁系列图纸,试制了首批YB₁—100叶片泵。性能测试结果:排量偏小,特别是压力脉动值大,噪声较高,带有叶片撞击异声,运动不稳定。我们认为叶片有脱空现象存在。经解体观察,发现确有叶片脱空迹象。为寻找问题的原因和改进方向,我们对原有参数进行了验算。

1、排量q的计算

根据平均排量公式

$$q = 2\pi b(R^2 - r^2) - \frac{R-r}{\cos\psi} \cdot bz s \quad (\text{毫升/转}) \quad (1)$$

式中b——叶片宽度(厘米); ψ ——叶片倾斜角(度);

R——定子曲线长半径(厘米); z——叶片数;

r——定子曲线短半径(厘米); s——叶片厚度(厘米)。

将已知b=2.8, R=50, r=43, $\psi=13^\circ$, z=12, s=0.2代入(1)式,得

$$q = 104.87 \quad (\text{毫升/转}) \quad (2)$$

理论排量合格,但偏小一些,因此在工程转速下零压流量Q₀只有100.68升/分,按指标允许的额定工况下流量仅为92.62升/分。似以提高些为好。

2、叶片不脱空条件的验算

叶片不脱离定子内表面的条件是叶片的离心加速度a₁应当大于由定子曲线决定的叶片径向运动惯性加速度a(摩擦力等很小,忽略不计)。

叶片离心加速度为 $a_1 = (\rho - l'/2) \omega^2$

式中 ω ——转子旋转角速度(弧度/秒),

ρ ——定子曲线动径(厘米);

l' ——叶片的等效高度〔注〕,近似于原高尺寸 l , (厘米)。

采用等加速曲线时叶片的径向加速度 $a = \frac{d^2 \rho}{dt^2}$ 为:

$$a = \frac{4(R-r)}{a^2} \omega^2$$

式中 a ——定子过渡曲线包角(弧度)。

根据条件,必须满足:

$$(\rho - l'/2) \omega^2 \geq \frac{4(R-r)}{a^2} \omega^2 \quad (5)$$

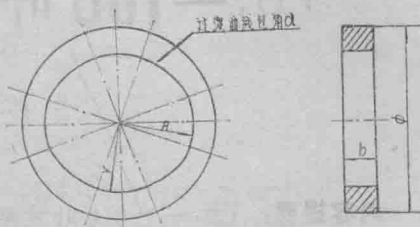
当 $\rho = r$ 时, a_1 为最小,代入上式,仍应成立:

$$(r - l'/2) \geq \frac{4(R-r)}{a^2} \quad (6)$$

整理(6)式,得

$$R \leq \frac{4+a^2}{4} r - \frac{a^2 l'}{8} \quad (7)$$

图定子主要结构参数



代入具体数据: $R = 5$, $r = 4.3$, $l' \approx l = 2$, $a = 0.90757$, 算得 $\frac{4+a^2}{4} r - \frac{a^2 l'}{8}$

$= 3.979$, 可见(7)式不能成立。

说明该定子参数选择不合理,理论上说明叶片将脱腔。

3、叶片对定子的最小压紧力 F_N 的验算

$$F_N = F_o - F_r = m(a_1 - a) = m \omega^2 \left\{ \left(r - \frac{l'}{2} \right) - \frac{(R-r)}{a^2} \right\} \quad (8)$$

式中 F_o ——叶片离心力,即 ma_1 ,及中 m 为叶片质量;

F_r ——叶片径向运动惯性力,即 ma (公斤力);

将 $m = 9.02 \times 10^{-8}$ 公斤力·秒²/厘米, $\omega = 100.53$ 秒⁻¹代入式(8),

可得

$$F_N = 9 \times 10^{-8} \text{公斤力} = -0.08918 \text{(牛顿)}。$$

即压紧力为负值,与上面结论相同,叶片要脱腔。

二、改进设计方案

从(8)式可知,增大 r 或 m (即增大 b)都可使 F_N 增大,以保证叶片不脱腔。

但是,如果采取保持 r 和 a 不变,而将叶片宽度 b 增大的办法,将使心脏组件的轴向尺寸变大,材料费用增加;尤其是泵体尺寸变化,改进前后泵体不能通用,造成铸件浪费和已有产品修配上的困难,这是很不合算的;同时,因 b 值增加,增加了定、转子、叶片工艺上的困难,不利于提高零件质量。

鉴于上述原因,结合该泵定子的具体情况,根据(8)式,我们确定保持 b 值不变,增大 r 和 a ,从而减小了 $(R-r)$ 值,达到增大离心力 F_o 及减小惯性力 F_r 之目的。

注:叶片无倾角安放时,考虑其端倒角, $l' > l$ 而有13度倾角时,计算结果 $l' \approx 1$ 。

的。先确定将 r 增加2毫米, a 由 $0.90757 (52^\circ)$ 增加到 $0.97738 (56^\circ)$, l 值由20改为18毫米。重新计算升程 $(R-r)$ 值。

1、定子长半径 R 的确定

理论排量设计指标, 可按下式计算:

$$q = q_0 (105 \sim 109) \% \quad (9)$$

式中: q_0 ——公称排量(毫升/转)。

将 $q_0 = 100$ 毫升/转, $r = 4.5$ 厘米及其它已知参数代入(1)式, 求得当 $R-r = 0.68$ 厘米时, 即 $R = 4.5 + 0.68 = 5.18$ (厘米)时, $q = q_0 106.42\% = 106.42$ (毫升/转)。

2、叶片不脱空条件的验算

将已知的 R 、 r 、 a 及 l 值代入(7)式得:

$$5.18 < 5.35975$$

由上可知, (7)式成立, 符合叶片不脱空条件。

3、叶片对定子最小压紧力的计算

已知 $m = 8.118 \times 10^{-8}$ 公斤力·秒²/厘米, $r = 4.5$ 厘米, $l = 1.8$ 厘米, $R = 5.18$ 厘米, $\omega = 100.53$ 秒⁻¹, $a = 0.97738$ 代入(8)式, 有

$$F_N = 0.0618 \text{ 公斤力} = 0.60564 \text{ (牛顿)}。$$

计算表明, 叶片不脱空的安全裕度大。即定子过渡曲线区域有稍微的失真, 它亦能较好地实现泵的正常运转。

4、其他相关零件的改进

随着定子短半径 r 的增加, 转子外圆和叶片槽底孔分布圆需相应增大。另外, 配油盘吸、压油腔和叶片根部供油环槽的径向尺寸作适当调整。油盘阻尼槽尖分布圆扩大后, 应重新计算槽尖到油腔口距离的标注尺寸。其余参数毋须变动。

总之, 此改进方案的变动量小, 定子长径处最小壁厚仅减小1.8毫米, 对强度影响很小。同时, 该方案不增加材料, 不增加工艺上的困难, 特别是它的心脏组件仍保持改进前的尺寸, 具有延续性, 泵体实现互换, 便于用户维修。

三、改进的效果

80年3月, 我们按此改进方案着手试制。当时借用YB—100泵的磨凸轮, 其中 $\alpha = 55$ 度比要求少1度, 升程 $R-r = 7.0$ 毫米, 比要求值超过0.2毫米。4月, 有三台泵试制完成。性能初步测试的情况及原YB₁—100泵的比较见表1。不难看出, 随着压力的升高, 原YB₁—100泵压力脉动(噪声)的增大和容积效率的降低幅度都比较大, 经改进以后, 情况有明显好转。5月我们作出试验报告, 并在广研所的帮助下重新计算了磨凸轮曲线。

80年9月, 我厂将YB₁—100泵改进前、后各一台送广研所参加全国集中测试。主要性能抄摘如表2。序号6是改进后的YB₁—100泵各项指标, 它与序号1~4比较, 容积效率最高, 超过前四台平均值2.6%, 总效率最高, 超过平均值5.9%; 相对噪声最低, 比平均值低8.1分贝。

表 1

YB₁—100改进前后性能对比

1980年4月11日

序号	空 载 流 量 (升/分)	63 巴 时			80 巴 时		100巴 时		结 论	油温 (°C)	备 注
		流 量 (升/分)	容积效率 (%)	脉 动 (±巴)	容积效率 (%)	脉动 (±巴)	容积效率 (%)	脉动 (±巴)			
1	105	101	96.2	±0.7	95.0	±1	93.3	±1.5	合格		按第二次改进方案, 借用YB ₁ -100凸轮, $\alpha = 55^\circ$ 原YB ₁ -100凸轮 $\alpha = 52^\circ$
2	108	104	96.3	±0.5	94.4	±1	92.6	±1.2	合格	49	
3	105	99	94.3	±0.5	92.4	±1	90.5	±1.5	合格	52	
4	101	95	94.1	±1	91.1	±2.5	89.1	±5	合格		

表 2

广州集中测试性能记录(抄摘)

1980年9月

序号	型 号	生产厂	压 力	流 量	转 速	容积效率	总效率	平均噪声
1	YB ₁ —100	S	8/63	115.7/110.7	999/994	95.68	81.16	84.00
2	YB ₁ —100	N	0/63	104.2/94.7	1000/993	90.79	81.16	82.33
3	YB ₁ —100	C	6.1/63	113.7/109.0	999/991	95.87	85.125	84.00
4	YB ₁ —100	F	7/63	104.1/96.7	998/991	92.89	83.375	88.75
5	YB ₁ —100	仙 居	6/63	104.5/101.6	999/991	97.22	89.43	87.66
6	YB ₁ —100	仙 居	7/63	114.1/110.0	999/992	96.41	88.645	81.67

经多方面的测试、使用考核及全国集中测试以后, 我们认为YB₁—100泵的改进是比较成功的。从此, 该泵按此方案逐步转入批量生产。据近二年的统计, YB₁—100泵及与其相关的双联泵至83年底, 产量已接近4000台。

(原载《机床与液压》1984年第6期)

刺针研制和应用

县机械学会 张明星

上海市机械制造工艺制研所 沈洪斌

本文着重介绍国内植绒针制作过程及使用植绒针与干法针刺织物相关的性能,结合我们研究和生产实践以及产品质量的检测与性能指标等叙述如下。

前言

用针刺法生产非织造布,完全是通过一种机械作用,即针刺机的刺针的穿刺作用,将蓬松的纤网加固成布。它完全不用纱线,全靠纤维与纤维间的互相缠结而得到强力,使织物具有很高的强力。与传统的纺织品相比,非织造布具有丰满的手感,良好的透气性和滤水性等优异特点,而且价格低廉。因此针刺技术发展十分迅速。目前世界上用针刺法制作的非织造布占百分之四十左右,预测今后还将继续上升。针刺技术的发展还体现在以下三个方面:(1)针刺机结构的发展:国外针刺机的宽幅已从原来的1米增宽到1.7米,国内亦从原来的0.5米增宽到9米。针刺频率国外从每分钟100次增加到每分钟2400次,国内亦从每分钟100次增加到上千次。针刺速度国内高达每分钟10米以上,国内已达8米。(2)织物的原材料:非织造布(即无纺布)的原料过去多用棉、毛、化纤,现在已发展到采用天然植物、金属材料及矿物等等。织物的厚度从1毫米增厚到100毫米。(3)织物的品种已从单调的平整型向一次性成图案及起毛卷等复杂型方向发展。其密度和强度都有较高的要求。为此,非织造行业的发展,除了对针刺设备的机械结构、非织造制品加工工艺及制品原材料选择等进行研究外,对植绒针的形状及结构的研究开发尤为重要。下面将着重探讨一下植绒针的有关性能、质量指标、检测方法和依据。

一、刺针质量之关键及其控制

为了保证不同品种规格的刺针,在不同类型的针刺机上以及在不同频率范围内,制造出各种各样的非织造制品,必须对刺针的硬度、弹性、金相组织、折断角及圆跳动等指标进行严格控制。

1、刺针的质量之关键

a、金相组织

刺针的金相组织是其内在质量的重要指标,它取决于材料的成份与显微组织以及严密的热处理工艺。经电子显微镜分析和金相鉴别,其组织为细小回火马氏体+细小均匀分布的粒状碳化物+残余奥氏体(图略)。

b、硬度与弹性

植绒针的失效主要表现在两个方面,一是折断,二是磨损。由于刺针所带动的纤维性质不同,产生不同的磨损程度,一般针的使用寿命可达到80万次以上。当刺针

在纤维上不断地往复工作，由于受纤维的密度、厚度及物理性能的影响，工作刃所受的阻力方向时时在变化，难免发生一定程度挠曲，如果弯曲变形超出弹性极限，植绒针在回程期间则不能回复原状，而偏离原来的工作点，其结果势必不是被折断就是弯曲成鱼钩状，这种现象都将会直接损伤制品的质量，同时会损坏机器的有关部件，直接影响了生产厂的经济效益，总之植绒针最关键的质量是硬度与弹性。

2、测试方法及有关数据

分析了世界著名的格罗兹—贝克尔特 (Groz—Beckert) 以及国际有关制针工业的检测标准，我们采用的测试方法及控制的有关数据是：

a、硬度

采用显微硬度计测试，其表面硬度为 $HV = 610^{\circ} \sim 640^{\circ}$ 为宜。

b、回弹性能

弹性可用理论力学术语——回弹力来衡量。测试方法以变形角 α 随着载荷 P 的增大而增大，当 α 角不大时，卸载后，针可恢复原状，即 $\alpha = 0^{\circ}$ 。我们对植绒针回弹性能的控制是： α 角不低于 10° 。

C、金相组织

由电子显微镜分析鉴别，其组织应为细小回火马氏体+细小均匀分布的粒状碳化物+残余奥氏体。

d、折断角

植绒针折断角的测试方法自针被折断时 θ 角称为折断角。其折断角度应根据针的粗细而定，一般定为 $\theta = 25^{\circ} \pm 10^{\circ}$ 。

e、圆跳动

植绒针的圆跳动量应 $\leq 0.03\text{mm}$ 。

二、刺针形状与非织造制品的关系

随着针刺法非织造布的迅猛发展，由于不同原材料的物理性能、密度、强度有所不同，柔软的手感，各种花纹图案等要求和指标也不一样，因此必须选择合适的品种规格的植绒针，才能实现制品的要求。而不是任何一种植绒针都可适应各种制品和各种纤维的使用。为此如何正确选用合理的植绒针是至关重要的一环，现就植绒针的几种主要形状和使用规范概述如下：

1、三角形针

使用最普遍的是三角形植绒针，它在三角的梭尖上开有三个勾形的尖刃，该尖刃称钩齿，为使钩齿具有正确的尺寸，必须对三角形提出较高的要求，也就是说，三角形形成的正确与否是决定三角形植绒针质量好坏的最基础工作，目前国内按 (图略) 标，边宽从 0.3mm 起到 1.5mm 止，边宽的公差要求 (在专用设备上检测) 不得超过 0.01mm ，三角开齿长度从 $10 \sim 80\text{mm}$ ，在规定尺寸范围内亦有特殊的长度公差要求。

2、叉形针

叉形针一般用来生产打绕结的或拉绒结构的制品。(如针刺地毯、棉毯、绒布等)，使用叉形针穿刺经过预刺的纤网，在针的叉形分位能使纤维在纤网背面形成毛

圈。如果将刺针进行一定的排列，与适当的工艺相配合，则纤维毛圈可排成各种几何图案，若再配以合适的着色纤维，则产品外观更是独具一格，所以说叉形针生产出的非织造制品能获得消费者的好感。然而叉的形状是直接影响制品的质量，所以制造过程特别讲究，如叉槽的宽度和深度必须严格控制，槽内三个面必须制成一定要求的R形，并且要求达到良好的连接，头部要求加工成球形，特别要求刃部的光洁度必须达到0.8以上，此外，针的工作部位直径公差应该严格控制在0.015mm以下。

3. 锥形针

锥形针即锥形三角针。由于刃部呈圆锥形，所以整个工作刃从针尖最小直径逐渐增大到无工作刃的针杆。这种针可使工作刃的截面能承受最大的应力和应变，它是根据纤维制品的厚度、制品的物理性能要求以及达到最佳的不断针率而设计的。广泛应用于垫料、衬垫和日用品等。该针在制作过程要严格控制其锥面光滑过渡严防制成阶梯形锥面，因此加强检测手段尤为重要。

4. 多面形针

多面形针，它主要适用保证经线和纺织品的背衬及底面有一定的强度而且有一定的化学渗透性的非织造制品。这种针能使制品表面达到光洁而且具有一定的拉力强度，在制品中只有微小的针孔。这种形状的植绒针的使用寿命比普通三角形针长，但在制造过程中，对面的几何形状及公差要求极为重要，一般检测棱角的不对称度 $\leq 0.5^\circ$ ，棱边公差不大于0.02mm。

其它尚在开发的各种形状的植绒针，不一一介绍了。

三、刺针结构与非织造制品的关系

仅有足够的刚性、良好的形状，还满足不了针刺生产非织造制品的要求，就像在美丽的百花园中尚缺一朵鲜花那样，也就是说，外形优良的一枚植绒针若没有设计合理、制作精良的钩齿结构，它的一切都将前功尽弃。这就对钩齿的种类、形状尺寸提出了一系列新的课题。也就是说，在采用相同的原材料的前提下，使非织造制品有一定的厚度及一定的强度，使之以中低档制品取代高档制品，取决于钩齿结构。

1. 钩齿

顾名思义它像常用的鱼钩，但形状又不尽一样，刺针的钩齿有着一段很长的历史，30年代末，国外的制针公司是在工作刃上采用铣削的办法成形钩齿，它有其长处，但短处更为明显，这种方法在国内现在尚有，但它始终满足不了制品生产的要求，它逐渐被新的加工工艺所淘汰，现在加工钩齿的方法多采用新的方法，这种加工方法不仅在产量上而且在质量上都远远超过了铣削加工方法，因此这种加工方法至今尚被国内外广泛采用。但是这种加工方法产生的钩齿亦还存在一定的缺陷，如加工表面的平口较锋利，它在携带纤维穿刺过程中容易造成纤维损坏，因而发展了以下几种钩齿：

A、倒圆钩齿

它适用于那些注重制品的强度，或者纤维较脆弱，或者采用普遍型钩齿影响纤维制品的使用寿命的各种非织造制品。

B、敞口钩齿

该钩齿的合适的工作刃区的设计，是考虑到保证有足够的针刺速度及纤维粗细的变化因素。这种针适用于要求穿刺速度最低而需要大的纤维输送量的移动操作。如陶瓷纤维，土工布，填料等。

2、钩跳

钩跳就是钩齿顶部凸出的部分，钩跳这个叫法尽有不一。有的人考虑，为了增强拉伸强度，必须由用高钩跳，从而增加密度和每分钟次数，以压缩较多的纤维，这样的考虑问题未必正确，因为高钩跳可能造成甚至较多的纤维被损坏，反而降低非织造制品的拉伸强度。通过在同样的平方厘米内，用不同的钩跳作试验，经测定，通常合理的钩跳（除了制品有特殊要求外）一般为 $0.05\sim 0.15\text{mm}$ 为宜。（可按不同的工作刀确定）

3、针尖

针尖这个名词看来很普通，但在植绒针上针尖的作用很重要。其针尖的形状不一样，它们的使用效果也不同。在使用过程中，甚管具有合理的纤维性能及结构的回弹性能，制品要求机器上的针眼核定在一定的规范中。但是容易造成某种原因相碰，致使刺针的针尖出现钩状，使合理的制品急速出现反常状态。然而更严重的是出现断针，造成损坏托网板，直至损坏针梁等不良后果。所以必须合理设计针尖，别小看一个细小的针尖，我们在制作时，不仅要求表面光洁度高，对形状尺寸特别注重，除了检测稳定生产的块块外尚须在一百倍的投影仪上进行放大测定。

结 束 语

随着非织造布的原材料的开发，针刺设备的引进发展以及针刺技术的不断发展，针刺制品的用途越来越广，不仅在民用方面，工业方面，而且在国防工业方面都广泛应用非织造制品。为此，对刺针的形状及结构提出了越来越高的要求。目前我们的新产品开发工作还远远不能满足市场的要求，我们愿与大家携起手来，共同努力，加快新产品的研制开发工作，更好地为大家服务。

（本文在“上海市第二届国际无纺布学术研讨会上交流”）