

化工与通用机械参考资料

螺杆泵

通用机械研究所

一九七四年九月

毛主席语录

对于外国文化，排外主义的方针是错误的，应当尽量吸收进步的外国文化，以为发展中国新文化的借镜；盲目搬用的方针也是错误的，应当以中国人民的实际需要为基础，批判地吸收外国文化。

一切外国的东西，如同我们对于食物一样，必须经过自己的口腔咀嚼和胃肠运动，送进唾液胃液肠液，把它分解为精华和糟粕两部分，然后排泄其糟粕，吸收其精华，才能对我们的身体有益，决不能生吞活剥地毫无批判地吸收。

目 录

一 装载螺杆泵.....	(苏) И. А. Чиняев (1)
二 船用螺杆泵.....	(苏) О. А. Пыж, Е. С. Харитонов, П. Б. Егорова (15)
第一章 螺杆泵概况.....	(15)
第二章 渐开线摆线齿形螺杆泵的啮合原理.....	(22)
第三章 螺杆泵的流量.....	(36)
第四章 作用在泵螺杆上的力.....	(43)
第五章 泵所需要的功率、吸入能力和特性曲线.....	(57)
第六章 渐开线摆线啮合螺杆泵的结构.....	(77)
第七章 泵的制造.....	(96)
第八章 泵的试验.....	(99)
附 录.....	(106)

装 载 螺 杆 泵

(苏) И. А. Чиняев

国外的内河油船中广泛采用下列容积式装载泵：活塞泵、曲柄转子泵、螺杆泵，而最有前途的是螺杆泵。

螺杆泵可分为两个基本类型：密闭式的和非密闭式的。密闭式泵的吸入室和排出室是以转子的紧密啮合来彼此分开的。非密闭式的，其吸入室和排出室都没有密封性。

密闭式螺杆泵在很多工业部门中采用。

密闭式三螺杆泵在运输部门中应用最广。其中间螺杆为主动螺杆，两旁为从动螺杆。这种螺杆具有双头螺纹，螺纹齿廓形线是摆线的。

三螺杆泵已有 ГОСТ 10056-62 标准，此标准已扩展到供输送不含磨料混杂物粘度为 $0.10 \sim 60$ 沱的液体，而重新设计和修改过的流量达 $800 \text{ 米}^3/\text{时}$ 、排出压力到 250 公斤/厘米^2 的三螺杆泵。ГОСТ 标准中所列的泵已为工业中所应用。

不过密闭式螺杆泵在油船装载系统中目前还用得很少。

承载能力为 150 吨和 600 吨的苏联内河油船的运转试验表明，装在船上的 ЭМН-11/1 型螺杆泵工作是可靠的。ЭМН-11/1 型泵是供输油而设计的。

密闭式螺杆泵可用于油船中输送石油、润滑油、重油和具有润滑性能的其他石油产品。

在通用油船中为输送低粘度石油产品安装离心泵较为合理，而对于输送粘的石油产品则应安装螺杆泵。

流量为 $200 \sim 400 \text{ 米}^3/\text{小时}$ 以上的装载螺杆泵应制成双面进液的。这种泵的螺杆具有两条相反方向的螺纹，从而保证螺杆不受轴向力的作用。故这种泵比单面进液的泵可允许有较高的转数。

图 1 为流量 $355 \text{ 米}^3/\text{小时}$ 排出压力 4.5 公斤/厘米^2 双面进液的 ЭМН-355/4.5 型三螺杆泵。此泵是供输送油用的。泵的转数 1450 转/分，吸入真空高度为 6 米水柱。

泵的工作机构由三根钢质螺杆组成，中间的螺杆是主动螺杆，而两旁为从动螺杆。螺杆具有两条相反方向的螺纹，因此就减轻了轴向力的作用。而主动螺杆上的剩余轴向力由螺杆上端的滚珠轴承所承受。

螺杆的螺纹是摆线齿廓的螺纹。螺杆安装在缸套中，而缸套用若干螺钉紧固在泵壳上。缸套有三个相邻平行搪孔。在缸套的中间搪孔里放置主动螺杆，两旁的搪孔里放置从动螺杆。

在下端盖的搪孔里装的滚珠轴承就是主动螺杆的下支撑。在上端盖里安装了具有端面填密封的料函。填料函腔里的压力利用球阀调节。填料函腔通过此阀与泵的吸入腔相连通。

泵装有安全阀，该阀在 4.75 公斤/厘米^2 压力下开始打开，并在 6 公斤/厘米^2 的压力下将所抽吸液完全从泵的排出腔放入吸入腔。

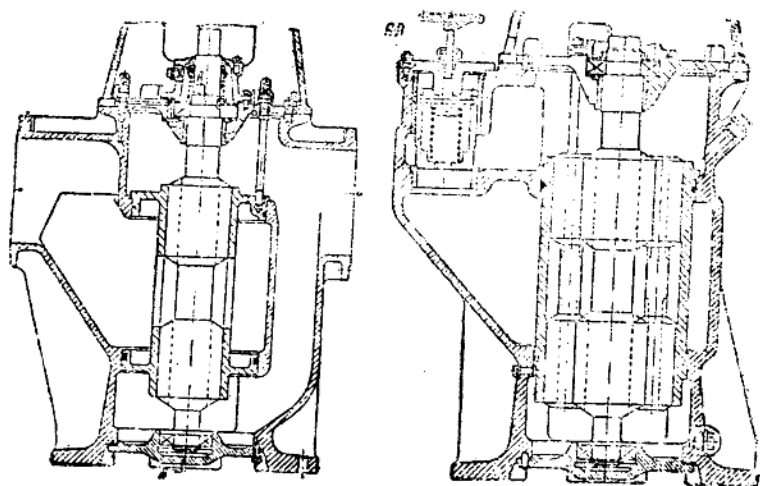


图1 两面进液的三螺杆泵

泵摩擦部分用所抽吸的液体润滑。泵轴靠弹性联轴器和电动机相联接。

为了更加可靠，可将装载螺杆泵设计成外伸式轴承并有独立的润滑系统。泵作成两面进液是最简单的。

下面所研究的非密闭螺杆泵为外伸式轴承并采用独立的润滑系统(参看图9)。

图2为双面进液三螺杆泵，泵内有两个可互换的缸套，螺杆就装在缸套中，此缸套为泵螺杆的支承。外伸式滚珠轴承装在泵的驱动端，该轴承把主动螺杆在轴向方向上固定下来。

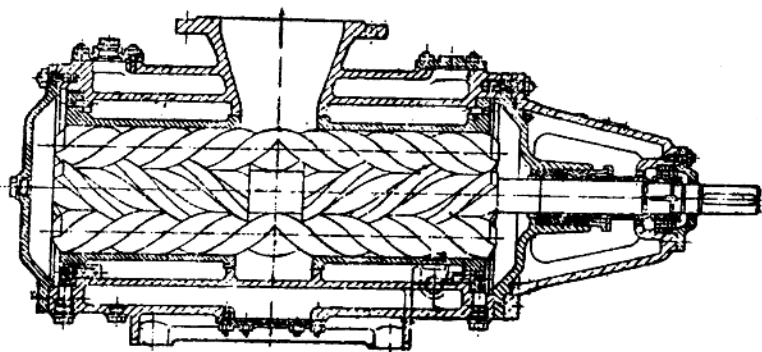


图2 具有外伸轴承的三螺杆泵

为了便于蒸汽加温,在泵壳里预先留有水套空间。

双面进液和单面进液泵的螺杆几何形状是一样的。

下面我们来研究双面进液装载三螺杆泵工作机构的计算。

在计算三螺杆泵时以螺杆的基圆直径 d_H 作为原始数据,该 d_H 也就是从动螺杆的外圆直径 (图 3)。

双面进液三螺杆泵一秒钟的流量以下式计算

$$Q = 2 \frac{Ftn}{60} \eta_0 = 0.1382 d_H^3 \eta_0 n, \quad (1)$$

式中 $F = 1.243 d_H^2$ —— 螺杆泵工作机构有效截面面积 (流道面积), 它等于缸套的横截面积与螺杆横截面积之差;

$t = \frac{10}{3} d_H$ —— 螺杆的螺纹导程;

n —— 转子每分钟的转数;

η_0 —— 流量系数。

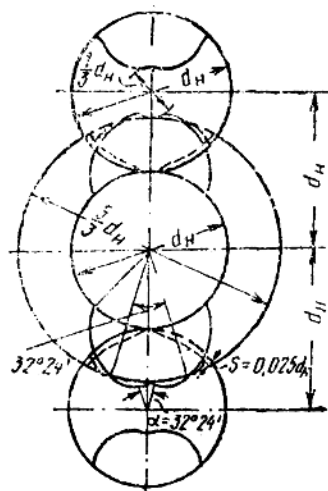


图3 三螺杆泵螺杆的横断面

用此公式求得的容积流量应与基圆直径 d_H 所取的单位相适应。例如,若 d_H 以厘米表示,则 Q 将是 $\text{厘米}^3/\text{秒}$ 。

如果 Q 以 $\text{升}/\text{秒}$ 表示,而 d_H 以厘米表示,那么上述公式有如下形式

$$Q = \frac{0.1382}{10^3} n d_H^3 \eta_0 \text{升/秒}。 \quad (2)$$

由此得出

$$d_H = 10 \sqrt[3]{\frac{Q}{0.1382 n \eta_0}} = 19.34 \sqrt[3]{\frac{Q}{n \eta_0}} \text{厘米} \quad (3)$$

已知 Q 并选取了 η_0 和 n , 就可按公式 (3) 求得基圆直径 d_H 。

对于增高吸液高度的泵而言要采用缩短导程 $t = \frac{5}{3} d_H$ 的螺杆。对这种泵

$$Q = \frac{0.0691}{10^3} n d_H^3 \eta_0 \text{升/秒} \quad (4)$$

以及

$$d_H = 24.37 \sqrt[3]{\frac{Q}{n \eta_0}} \text{厘米} \quad (5)$$

对装载泵可采用 $\eta_0 = 0.8 \sim 0.9$ 及 $n = 3000 \sim 1500 \text{转/分}$ 。若泵的驱动马达是交流电动机,则转数应等于 2900 或 1450。按照 ГОСТ 10056-62 标准, 2900 转/分可用于流量达 $200 \text{米}^3/\text{小时}$ 的泵。

汽蚀是限制转数的因素。问题在于: 螺杆螺纹里的液体运动速度 v 随着 n 的提高而增加, 因为

$$v = \frac{\pi d_H n}{60} \quad (6)$$

水力损失随着速度 v 的增加而增大, 而且可能有这样的时候, 即为了保证液体不脱流地流入螺杆的螺纹, 所需的大气压力可能不足。结果, 螺杆的螺纹里液体开始脱流, 被所输送的液体充不满螺纹, 并且具有汽蚀发生时所出现的一切结果。

对于输送粘性石油产品的装载泵,可取 $v = 3 \sim 5$ 米/秒。

为使泵在正常工作条件下不发生汽蚀,吸入室里的最低绝对压力 $p_{s \min}$ 应该大于在该温度下所输送石油产品的饱和蒸汽压力 p_i ,也就是说应遵守条件

$$p_{s \min} > p_i \quad (7)$$

在工作室的封闭空间中,溶解在被输送石油产品里又从中析出的空气加速了汽蚀的形成。

吸入室里的绝对压力用下式计算

$$p_s = p_0 - \left(H_s + \frac{v_{s, \text{в}}^2}{2g} + h_i \right) \frac{\gamma}{10^4} \text{ 公斤/厘米}^2 \quad (8)$$

式中 p_0 ——油槽里液体自由表面的压力,取它等于大气压;

H_s ——几何吸上高度,米;

$v_{s, \text{в}}$ ——吸入室里液体的速度,米/秒;

h_i ——在吸入装载管路中的水力损失,米;

γ ——输送液体的重度,公斤/米³;

g ——重力加速度。

因为在油槽里的物料液位超过了泵的轴线,所以 H_s 高度将是负的,只是在抽送过程的末尾 H_s 才可能变成正的。计算时正高度采用“加号”,而负高度则采用“减号”。计算 p_s 的时候应从泵的最差工作条件出发。

A. E. 日本吉根据螺杆泵用油工作所得的试验数据确定,为了保证泵的可靠吸入性能,按公式(8)计算出的泵吸入室的压力应大于或等于 0.6 公斤/厘米²,即应遵守条件

$$p_s \geq 0.6 \text{ 公斤/厘米}^2 \quad (9)$$

表达式(21)可以写成下式

$$p_s = p_0 - \frac{\gamma H_{s, \text{вк}}}{10^4}, \quad (10)$$

式中 $H_{s, \text{вк}}$ ——吸上真空度。

由此得出

$$H_{s, \text{вк}} = \frac{(p_0 - p_s) 10^4}{\gamma} \text{ 米液柱} \quad (11)$$

按照公式(3)或(5)计算得到的 d_n 值圆整为被 3 除得尽的整数,因为在这种情况下螺杆的内外直径和螺距同样可得到整数尺寸,这便于制造。

其次,按照一定的比例关系确定螺杆的尺寸(参看图3)。这些比例关系如下:主动螺杆的外径 $D_n = \frac{5}{3} d_n$, 主动螺杆的内径 $D_s = d_n$, 从动螺杆的内径 $d_s = \frac{1}{3} d_n$, 螺杆的螺纹导程 $t = \frac{10}{3} d_{n0}$ 。

如果螺杆的螺纹采用缩短了导程,则该导程按照 $t = \frac{5}{3} d_n$ 关系计算。

从动螺杆横截面的工作机构具有径向斜棱的加长外摆线。从动螺杆上的斜棱为 $0.025 d_{n0}$ 。取中心角等于 $32^\circ 24'$ 。从动螺杆和主动螺杆的轴间距 $b = d_{n0}$ 。

保证密封的条件是要求在吸入室和排出室之间建立固定的隔板,为此螺杆的最小长度 L 应大约为 $1.25t$ 。

实际上, 三螺杆泵螺杆长度 L 的选择是取决于排出压力 p_H 值的大小。当压力 p_H 达 $10 \sim 12$ 公斤/厘米² 时推荐取 $L = 1.5t$ 。对双面进液的三螺杆泵而言 $L = 2 \times 1.5t$ 。

螺杆的全部基本尺寸计算出来后, 即可着手定出螺杆的断面形状。这个问题通常难于表达, 因此我们还要通过具体例子来说明它。在叙述螺杆的断面形状时将使用 Г. В. 斯科拉德聂夫研究出的方法。

已知泵的流量 $Q = 350$ 米³/小时 (97.2 升/秒)。若取 $n = 1450$ 转/分以及 $\eta_0 = 0.8$, 则对于双面进液短螺距的泵, 根据公式 (5) 我们得到 $d_H = 107.2$ 毫米。

我们取螺杆的基圆直径 $d_H = 108$ 毫米。其余尺寸将在下面得出:

$$D_H = \frac{5}{3} d_H = \frac{5}{3} \times 108 = 180 \text{ 毫米};$$

$$R_H = \frac{D_H}{2} = 90 \text{ 毫米};$$

$$D_s = d_H = 108 \text{ 毫米};$$

$$R_s = \frac{D_s}{2} = 54 \text{ 毫米};$$

$$d_s = \frac{1}{3} d_H = \frac{1}{3} \times 108 = 36 \text{ 毫米};$$

$$r_H = \frac{d_H}{2} = 54 \text{ 毫米};$$

$$t = \frac{5}{3} d_H = \frac{5}{3} \times 108 = 180 \text{ 毫米};$$

$$b = d_H = 108 \text{ 毫米};$$

$$L = 2 \times 1.5 t = 2 \times 270 \text{ 毫米}。$$

螺杆之螺纹截面形线可以在垂直于螺杆轴线的平面里给出, 或者是在沿轴线的平面里给出。在垂直于轴线的截面里, 形线可以在极坐标中很容易地给出。但是, 因为在制造螺杆和样板的时候角度的测量要比线性尺寸的测量复杂, 故螺杆的形线最终在直角坐标里给出是合理的。

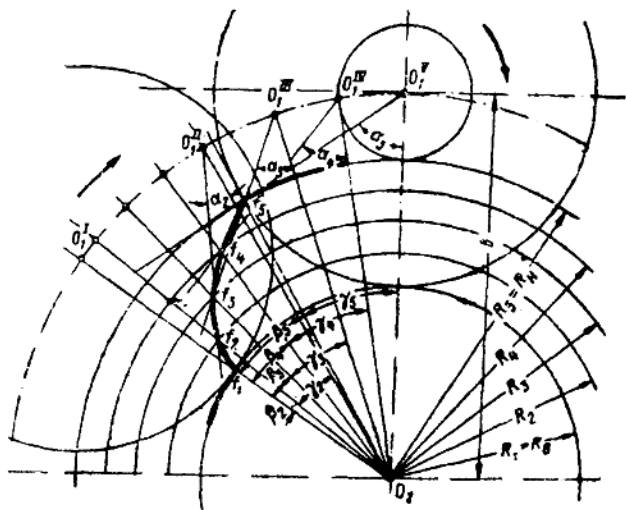


图4 主动螺杆形线的绘制

首先应作出主动螺杆的截面(图4)。螺杆的螺纹槽深被分作 k 部分。取 $k = 4$ 。

主动螺杆螺纹底槽深

$$h = \frac{D_H}{2} - \frac{D_B}{2} = R_H - R_B = 90 - 54 = 36 \text{ 毫米}。$$

螺纹深度的分度值

$$x = \frac{h}{k} = \frac{36}{4} = 9 \text{ 毫米}。$$

螺纹深度之分度点的半径

$$R_1 = R_B = 54 \text{ 毫米}；$$

$$R_2 = R_B + x = 54 + 9 = 63 \text{ 毫米}；$$

$$R_3 = R_B + 2x = 54 + 2 \times 9 = 72 \text{ 毫米}；$$

$$R_4 = R_B + 3x = 54 + 3 \times 9 = 81 \text{ 毫米}；$$

$$R_5 = R_H = R_B + 4x = 54 + 4 \times 9 = 90 \text{ 毫米}。$$

根据图4的三角形我们按下式计算 α 角和 γ 角：

$$\alpha = \arccos\left(\frac{b^2 + r_H^2 - R^2}{2r_H b}\right) \quad (12)$$

$$\gamma = \arccos\left(\frac{b^2 + R^2 - r_H^2}{2bR}\right) \quad (13)$$

利用这些公式，我们得到：

$$\alpha_1 = \arccos\left(\frac{b^2 + r_H^2 - R_1^2}{2r_H b}\right) = \arccos\left(\frac{10.8^2 + 5.4^2 - 5.4^2}{2 \times 5.4 \times 10.8}\right) = \arccos 1 = 0^\circ；$$

$$\gamma_1 = \arccos\left(\frac{b^2 + R_1^2 - r_H^2}{2bR_1}\right) = \arccos\left(\frac{10.8^2 + 5.4^2 - 5.4^2}{2 \times 10.8 \times 5.4}\right) = \arccos 1 = 0^\circ；$$

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{b^2 + r_H^2 - R_2^2}{2r_H b}\right) = \arccos\left(\frac{10.8^2 + 5.4^2 - 6.3^2}{2 \times 5.4 \times 10.8}\right) = \arccos 0.91 = 24^\circ 30'；$$

$$\gamma_2 = \arccos\left(\frac{b^2 + R_2^2 - r_H^2}{2bR_2}\right) = \arccos\left(\frac{10.8^2 + 6.3^2 - 5.4^2}{2 \times 10.8 \times 6.3}\right) = \arccos 0.934 = 20^\circ 55'；$$

$$\alpha_3 = \arccos\left(\frac{b^2 + r_H^2 - R_3^2}{2r_H b}\right) = \arccos\left(\frac{10.8^2 + 5.4^2 - 7.2^2}{2 \times 5.4 \times 10.8}\right) = \arccos 0.806 = 36^\circ 20'；$$

$$\gamma_3 = \arccos\left(\frac{b^2 + R_3^2 - r_H^2}{2bR_3}\right) = \arccos\left(\frac{10.8^2 + 7.2^2 - 5.4^2}{2 \times 10.8 \times 7.2}\right) = \arccos 0.896 = 26^\circ 20'；$$

$$\alpha_4 = \arccos\left(\frac{b^2 + r_H^2 - R_4^2}{2r_H b}\right) = \arccos\left(\frac{10.8^2 + 5.4^2 - 8.1^2}{2 \times 5.4 \times 10.8}\right) = \arccos 0.689 = 46^\circ 25'；$$

$$\gamma_4 = \arccos\left(\frac{b^2 + R_4^2 - r_H^2}{2bR_4}\right) = \arccos\left(\frac{10.8^2 + 8.1^2 - 5.4^2}{2 \times 10.8 \times 8.1}\right) = \arccos 0.875 \approx 29^\circ；$$

$$\alpha_5 = \arccos\left(\frac{b^2 + r_H^2 - R_5^2}{2r_H b}\right) = \arccos\left(\frac{10.8^2 + 5.4^2 - 9^2}{2 \times 5.4 \times 10.8}\right) = \arccos 0.556 = 56^\circ 15'；$$

$$\gamma_5 = \arccos\left(\frac{b^2 + R_5^2 - r_H^2}{2bR_5}\right) = \arccos\left(\frac{10.8^2 + 9^2 - 5.4^2}{2 \times 9 \times 10.8}\right) = \arccos 0.866 = 30^\circ$$

我们再确定与矢量半径 R_1, R_2, R_3, R_4 和 R_5 相对应的转角 $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5$ 。

$$\beta_1 = \alpha_1 - \gamma_1 = 0^\circ；$$

$$\beta_2 = \alpha_2 - \gamma_2 = 24^\circ 30' - 20^\circ 55' = 3^\circ 35'；$$

$$\beta_3 = \alpha_3 - \gamma_3 = 36^\circ 20' - 26^\circ 20' = 10^\circ；$$

$$\beta_4 = \alpha_4 - \gamma_4 = 46^\circ 25' - 29^\circ = 17^\circ 25'；$$

线相对应的各点。

我们再转到从动螺杆的绘型上(图6)。

从动螺杆断面设计与主动螺杆相似。我们将从动螺杆的螺纹槽深度分成四个相等的部分。分度点的半径如下：

$$\begin{aligned} r_1 &= r_B = 18 \text{ 毫米}; \\ r_2 &= r_B + \frac{r_H - r_B}{4} = 18 + \frac{54 - 18}{4} = 27 \text{ 毫米}; \\ r_3 &= r_B + 2 \frac{r_H - r_B}{4} = 18 + 2 \times 9 = 36 \text{ 毫米}; \\ r_4 &= r_B + 3 \frac{r_H - r_B}{4} = 18 + 3 \times 9 = 45 \text{ 毫米}; \\ r_5 &= r_H = r_B + 4 \frac{r_H - r_B}{4} = 18 + 4 \times 9 = 54 \text{ 毫米}. \end{aligned}$$

利用下列公式计算 α , γ 和 β 角：

$$\alpha = \arccos \left(\frac{b^2 + r^2 - R_H^2}{2br} \right); \quad (14)$$

$$\gamma = \arccos \left(\frac{b^2 + R_H^2 - r^2}{2bR_H} \right); \quad (15)$$

$$\beta = \alpha - \gamma \quad (16)$$

将 α 和 γ 公式中的各数值均代入公式并进行计算，我们便得到：

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 0^\circ; \quad \gamma_1 = 0^\circ; \\ \alpha_2 &= 42^\circ 40'; \quad \gamma_2 = 11^\circ 45'; \\ \alpha_3 &= 51^\circ 15'; \quad \gamma_3 = 18^\circ 10'; \\ \alpha_4 &= 54^\circ 55'; \quad \gamma_4 = 24^\circ 05'; \\ \alpha_5 &= 55^\circ 55'; \quad \gamma_5 = 30^\circ. \end{aligned}$$

β 角数值为：

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \alpha_1 - \gamma_1 = 0^\circ; \\ \beta_2 &= \alpha_2 - \gamma_2 = 42^\circ 40' - 11^\circ 45' = 30^\circ 55'; \\ \beta_3 &= \alpha_3 - \gamma_3 = 51^\circ 15' - 18^\circ 10' = 33^\circ 05'; \\ \beta_4 &= \alpha_4 - \gamma_4 = 54^\circ 55' - 24^\circ 05' = 30^\circ 50'; \\ \beta_5 &= \alpha_5 - \gamma_5 = 55^\circ 55' - 30^\circ = 25^\circ 55'. \end{aligned}$$

从动螺杆形线在轴截面里的座标(图7)如下：

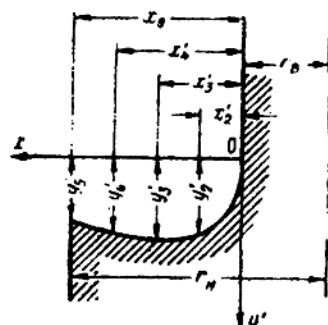


图7 从动螺杆螺纹形线在轴截面里的座标

纵座标	横座标
$x'_1 = r_1 - r_B = 0$	$y'_1 = \frac{\beta_1 t}{360^\circ} = 0$
$x'_2 = r_2 - r_B = 9 \text{ 毫米}$	$y'_2 = \frac{\beta_2 t}{360^\circ} = 15.5 \text{ 毫米}$
$x'_3 = r_3 - r_B = 18 \text{ 毫米}$	$y'_3 = \frac{\beta_3 t}{360^\circ} = 16.5 \text{ 毫米}$
$x'_4 = r_4 - r_B = 27 \text{ 毫米}$	$y'_4 = \frac{\beta_4 t}{360^\circ} = 15.4 \text{ 毫米}$
$x'_5 = r_5 - r_B = 36 \text{ 毫米}$	$y'_5 = \frac{\beta_5 t}{360^\circ} = 13 \text{ 毫米}$

在泵工作过程中，螺杆的锐边会很快被磨损。因此，形成齿轮的形线便与理论的形线有一些偏离。产生这种偏离的原因在于，形成齿轮的从动杆齿的锐边磨钝成径向斜棱，这种情况比其在工作中预想的磨损要厉害得多，而主动形成齿轮的齿廓线都相应地更加完备一些所致。

尽管相似修正在理论上使泵成为非密封的，但是实际上，在短期运转之后，它仍然比从动螺杆具有锐边的泵更有生产成效。因此，理论形线的这种修正是非常合理的。

斜棱长度 S 被取为 $0.025d_n$ (见图 3)。

在我们这种条件下可取 $S = 2.5$ 毫米。

到此螺杆的绘图就结束了。

泵所需要的功率，按下式计算：

$$N = \frac{Qp}{10.2\eta_0\eta_n} = \frac{Qp}{10.2\eta} \text{ 千瓦} \quad (17)$$

式中 Q ——泵的流量，升/秒；

p ——在排出室和吸入室之间的最大压差，公斤/厘米²；

η_n 和 η ——泵的机械效率和总效率；

η_0 ——流量系数。

在螺杆泵里的水力损失不能单独分出来，它是以机械效率计算的。

如果流量 Q 以米³/小时表示，则公式 (17) 可写成下式

$$N = \frac{Qp}{36.7\eta} \text{ 千瓦} \quad (18)$$

被输送液体的粘度对螺杆泵的效率 η 值有很大影响。随着粘度的增加，效率 η 就下降。

令人感兴趣的是，在图 8 中所示的 BH-200 型螺杆泵的试验结果。该泵在扬程 20 米水柱及 750 转/分时，设计流量为 200 米³/小时。

试验时转数曾取为自 700 至 900 转/分。输送的液体（重油 M-20）具有变化的粘度（2.5 和 5 厘米²/秒）。

从图中看出，随着粘度和转数的增加泵的效率显著下降。泵的流量随着转数的降低而减少，并且它随着粘度的改变只有很小的变化。

泵具有自吸性能好、流量稳定、紧凑、易于维护等优点。

从上述得出，随着输送液体粘度的变化，泵的参数也在改变。

如果已知流量和在粘度 ν 的条件下泵所需的功率，那么在新的粘度值 ν_1 及不改变转数 n 与压差 p 的时候，这些数值大致可按按下式计算”

$$Q_1 = \frac{Q}{\eta_0} \left[1 - (1 - \eta_0) \frac{\nu}{\nu_1} \right] \quad (19)$$

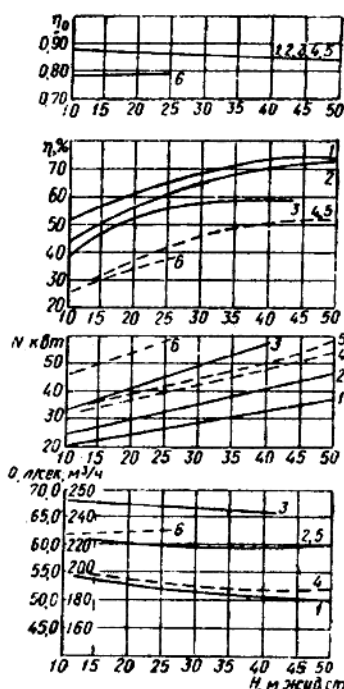


图 8 BH-200 型螺杆泵特性 (输送重油 M-20, 入口压力为 4 米水柱)

—— 在 $\nu = 2.5$ 厘米²/秒的情况下;
 ---- 在 $\nu = 5$ 厘米²/秒的情况下;
 1— $n = 700$ 转/分; 2— $n = 800$ 转/分;
 3— $n = 900$ 转/分; 4— $n = 700$ 转/分;
 5— $n = 800$ 转/分; 6— $n = 900$ 转/分

和

$$N_1 = N \frac{\eta}{\eta_0} \left[1 + \left(\frac{\eta_0}{\eta} - 1 \right) \sqrt{\frac{\nu_1}{\nu}} \right] \quad (20)$$

式中 Q_1 和 N_1 ——在粘度 ν_1 条件下泵的流量和功率;

Q 和 N ——在粘度 ν 条件下泵的流量和功率;

η_0 和 η ——在粘度 ν 条件下泵的流量系数和总效率。

非密闭螺杆泵 具有矩形和梯形螺纹断面的泵是属于非密闭螺杆泵一类的。这种断面形式不能保证排出腔与吸入腔的密封隔离。为减小流过间隙的液体泄漏,要增加螺纹圈数,就像建立迷宫密封一样,同时,为使螺杆长度不要过长应把螺纹的导角减小。

由于在小的螺纹升角下引起螺杆自锁,因此主动螺杆向从动螺杆的运动传递就只可通过装在螺杆上的齿轮对来实现。

图9所示为非密闭螺杆泵结构之一。

图9 非密闭螺杆泵

从主动轴到从动轴的旋转传动是借助同步齿轮付来实现的。泵的齿轮和轴承装在泵壳外面并具有独立的润滑系统。

主动轴的旋转方向和具有不同旋向的螺杆这样配置,即泵壳的两端腔室为吸入腔,而中间腔室为排出腔。对于这种结构,转子由于轴向力作用而平衡。在吸入腔这一端装有填料函,并且不受排出液体的压力。

在泵上采用的滚动轴承是滚珠轴承和滚柱轴承。即使不考虑螺杆与缸套之间的接触,螺杆也具有固定的位置。

当输送高粘度液体时,为便于蒸汽加温,在泵壳里备有水套空间。

国外非密闭螺杆泵用于造船业以及石油、化工、食品等许多工业部门中。它可输送石油产品、碱、酸、水、各种乳状液、焦油、沥青。这就表明该型泵的普遍性。

一些著名的公司,像《Barnemann》(西德)、《Stothert and Pitt》(英国)、《Houttuin》(荷兰)和其它公司大量生产非密闭螺杆泵。

根据产品样本的资料得知,《Bornemann》公司生产供不同目的用的20种以上各种类型的泵。在干诺维尔(Ганновер)一年一度的工业博展会上,该公司甚至不止一次地展出了世界上最大的W9型非密闭装载螺杆泵,该泵当排出压力为10公斤/厘米²时流量为1200米³/小时,功率为800马力。泵具有单独润滑的外伸式轴承和齿轮,因此有能力输送装在油船上的所有液体,包括船底压舱用填充水。泵的有效吸入高度为8.5米水柱。泵的总效率根据液体的压力和粘度而定,它等于0.6~0.8(《Hansa》1961, №15)。

《Bornemann》公司的W6H型泵早已顺利地在石油采油场上运行了,在那里输送着经常具有气体夹杂物的原油。根据多次试验表明,W6H泵只有能力输送比例为80:20的气液混合物。记载表明,非密闭螺杆泵在石油采油场上一年工作8500小时,输送着不仅含有气体而且含有海水、砂粒等物的石油(《VDI》1957, №22)。

英国《Stothert and Pitt》公司应《Kuweit Oil Co》公司为科威特港定货而生产了五台供油船和装煤的船装燃料用的泵。这些泵具有 $500 \text{ m}^3/\text{小时}$ 的流量及 10 公斤/厘米^2 的排出压力。

为输送挥发性液体和低粘度液体，该公司生产流量为 $4 \sim 350 \text{ m}^3/\text{小时}$ 、扬程为 50 米水柱 或更高些的泵的全系列。

《Houttuin》公司（荷兰）生产流量达 $600 \text{ m}^3/\text{小时}$ 的非密闭螺杆泵已有 30 多年了。

《Robert Pring》公司生产大量的流量为 $0.6 \sim 600 \text{ m}^3/\text{小时}$ 的非密闭螺杆泵系列产品。该公司生产的这类泵系用于船上各种用途，即消防泵和排水泵，柴油机和透平机润滑油泵，锅炉燃料喷射泵，卫生用泵等等。

引证的例子充分证明，国外对非密闭螺杆泵寄予极大兴趣，它的生产已是很普遍的，而且使用场合也在扩大。

在苏联非密闭螺杆泵的试制工作是在本世纪二十年代开始的。列宁格勒日丹诺夫工厂在 B. K. 瓦西里耶夫教授的领导下曾设计和生产了流量为 5 吨/小时 、排出压力 12 公斤/厘米^2 的非密闭螺杆泵。该泵是向蒸汽锅炉燃料喷射器供给燃料用的。对这台泵进行了全面的试验，并得到良好的结果。然而，尽管是一个良好的试验，但非密闭螺杆泵的生产都并没有安排。

目前里伏水力机械厂已掌握非密闭螺杆泵的生产。

由上述可以得出，非密闭螺杆泵应在苏联国内造船业中得到广泛的使用。在内河船只中特别在载重量大的通用油船上使用是合理的。

下面让我们来研究非密闭双螺杆泵的理论 and 计算原理。

螺纹深度，螺距和断面形状是确定非密闭泵螺杆负荷性质的几何因素。

如果以 r 表示螺纹根圆半径，而以 R 表示顶圆半径，则 $\frac{r}{R}$ 之比即表示螺纹深度。

断面形状的特征可以用螺杆表面对垂直于螺杆转轴的平面之倾角 α 来表示。当 $\alpha = 0$ 时，断面将是矩形的；而当 $\alpha \neq 0$ 时，它得到等腰梯形的形式。

螺杆螺纹的螺距 t 由它和半径 R 之比来表示。

通常取： $\frac{r}{R} = 0.4 \sim 0.7$ ； $\frac{t}{R} = 0.5 \sim 1.25$ ； $\alpha = 0 \sim 5^\circ$ 。

对于单面进液的非密闭螺杆泵每秒理论流量的计算，H. Г. 热诺瓦克给出如下公式：

$$Q_r = \lambda R^2 \frac{tn}{60} \quad (21)$$

式中 λ ——螺杆《有效截面》的面积系数；

n ——转速，转/分。

系数 λ 按下式计算，

$$\lambda = 2\pi - \varphi + \sin \varphi - \pi \left(1 + \frac{r^2}{R^2} \right) + \frac{2\pi \operatorname{tg} \alpha}{3t} R \left(1 - \frac{r}{R} \right)^3 \quad (22)$$

式中 φ ——按下式计算的中心角。

$$\varphi = 2 \arccos \frac{1 + \frac{r}{R}}{2}$$

λ 值可按表 1 确定。中间值可通过曲线找到。

从分析公式 (21) 和 (22) 中得出：

1. Q_r 和 t 之间呈线性关系；

2. α 对 Q_r 的影响不大, 随着 α 的增长 Q_r 有所增大。

3. Q_r 和 $\frac{r}{R}$ 之间的关系具有抛物线的特征, 在这种情况下流量随着 $\frac{r}{R}$ 的减小而增加。
泵的实际流量

$$Q = Q_r \eta_0 \quad (23)$$

式中 η_0 ——考虑了泵的容积损失之流量系数。

对油船装载泵可取 η_0 等于 0.7~0.8。

保证螺杆正常啮合在理论上所必须的间隙, H. Г. 热诺瓦克推荐按下式计算

$$\delta_r = -\frac{t}{2\pi} \left[\arctg \frac{\sin \Theta_{1max}}{1 + \frac{r}{R} - \cos \Theta_{1max}} - \Theta_{1max} \right] + R \operatorname{tg} \alpha \left[\sqrt{2 \left(1 + \frac{r}{R} \right) (1 - \cos \Theta_{1max}) + \frac{r^2}{R^2}} - \frac{r}{R} \right] \quad (24)$$

角 Θ_{1max} 值用图解解析法从下面方程式中求得:

$$\frac{d\delta_1}{d\Theta_1} = -\frac{t}{2\pi} \left[\frac{3 \cos \Theta_1 + 3 \frac{r}{R} \cos \Theta_1 - 3 - 2 \frac{r}{R} - \frac{r^2}{R^2}}{\left(1 + \frac{r}{R} - \cos \Theta_1 \right)^2 + \sin^2 \Theta_1} \right] + R \operatorname{tg} \alpha \left[\frac{\left(1 + \frac{r}{R} \right) \sin \Theta_1}{\sqrt{2 \left(1 - \cos \Theta_1 \right) \left(1 + \frac{r}{R} \right) + \frac{R^2}{r^2}}} \right] = 0 \quad (25)$$

表 1 系数值

$\frac{r}{R}$	$\frac{t}{R}$	α	0	2°30'	5°	7°30'	10°
0.4	0.5	2.0462		2.0857	2.1252	2.1652	2.2052
	0.75			2.0724	2.0989	2.1256	2.1522
	1.0			2.0659	2.0857	2.1057	2.1258
	1.25			2.0620	2.0778	2.0938	2.1099
0.5	0.5	1.9020		1.9249	1.9480	1.9701	1.9940
	0.75			1.9173	1.9325	1.9480	1.9635
	1.0			1.9134	1.9249	1.9365	1.9482
	1.25			1.9111	1.9203	1.9286	1.9390
0.6	0.5	1.6831		1.6948	1.7065	1.7183	1.7303
	0.75			1.6909	1.6987	1.7066	1.7145
	1.0			1.6890	1.6948	1.7007	1.7067
	1.25			1.6878	1.6925	1.6972	1.7020
0.7	0.5	1.3971		1.4021	1.4069	1.4121	1.4171
	0.75			1.4008	1.4036	1.4071	1.4104
	1.0			1.3996	1.4020	1.4046	1.4071
	1.25			1.3991	1.4010	1.4031	1.4051

给出一系列 Θ_1 值, 我们即可计算出 $\frac{d\delta_1}{d\Theta_1}$ 并画出 $\frac{d\delta_1}{d\Theta_1} = f(\Theta_1)$ 关系曲线。这条曲线同横座标轴的交点便给出了未知的 Θ_{1max} 数值, 然后将它代入方程式(24)。

为减少计算特编制了表 2, 在表 2 中可查到相对于不同 $\frac{r}{R}$, $\frac{t}{R}$ 比值和 α 角之 $\frac{\delta_r}{R}$ 的比值。

按表 2 求得 $\frac{\delta_r}{R}$ 值, 并已知 R , 即可算出 δ_r 。

为了在螺杆啮合时不发生从螺杆的一体向另外一螺杆体的切入, 则螺杆螺纹凸缘(齿顶)宽度应等于

$$b = \frac{t}{2} - [\delta_r + (R - r) \operatorname{tg} \alpha] \quad (26)$$

凹槽(齿根)宽度

$$b' = t - b \quad (27)$$

表 2 $\frac{\delta_r}{R}$ 比值

$\frac{r}{R}$	$\frac{t}{R}$	α	0	2°30'	5°	7°30'	10°
0.4	0.5		0.0244	0.0174	0.0148	0.0113	0.0093
	0.75		0.0368	0.0284	0.0239	0.0206	0.0150
	1.0		0.0489	0.0398	0.0339	0.031	0.0273
	1.25		0.0612	0.0510	0.0456	0.0410	0.0368
	1.5		0.0735	0.0625	0.0567	0.0521	0.0480
0.5	0.5		0.0158	0.0109	0.00820	0.0062	0.0052
	0.75		0.0238	0.0183	0.0149	0.0123	0.0102
	1.0		0.0316	0.0263	0.0218	0.0150	0.0169
	1.25		0.0396	0.0341	0.0294	0.0256	0.0228
	1.5		0.0475	0.0420	0.0371	0.0325	0.0299
0.6	0.5		0.0104	0.0066	0.0044	0.0034	0.0024
	0.75		0.0156	0.0114	0.0088	0.0073	0.0060
	1.0		0.0208	0.0165	0.0133	0.0113	0.0091
	1.25		0.0260	0.0213	0.0181	0.0157	0.0130
	1.5		0.0313	0.0264	0.0228	0.0196	0.0179
0.7	0.5		0.00617	0.0036	0.00216	0.0015	0.0013
	0.75		0.00928	0.00615	0.0045	0.00335	0.0025
	1.0		0.0123	0.0092	0.0071	0.0057	0.0044
	1.25		0.0154	0.0123	0.0097	0.0082	0.0065
	1.5		0.0185	0.0151	0.0124	0.0104	0.0090
0.8	0.5		0.0032	0.0016	0.00060	0.00055	0.00045
	0.75		0.00455	0.0021	0.0017	0.00111	0.00107
	1.0		0.00605	0.0041	0.0031	0.00228	0.00179
	1.25		0.0076	0.0054	0.0042	0.00335	0.00195
	1.5		0.0091	0.0070	0.0057	0.00470	0.00290

螺杆外径按下式计算:

$$D = 200 \sqrt[3]{\frac{Q_r}{\lambda \frac{t}{R} n^{60}}} \text{ 厘米} \quad (28)$$

式中 Q_r , 米³/小时; n , 转/分。

如果泵被制成双面进液型式, 则公式(28)应代入 $\frac{Q_r}{2}$ 。

非密闭螺杆泵的计算可按这样的顺序进行。

即根据所提供的参数和泵的用途,在上述给定的范围内选择 $\frac{r}{R}$ 和 $\frac{t}{R}$ 比值、 α 角和螺纹圈数 m 。在选择这些要素的时候同样可以使用在表 3 中所列的数据。

表 3 安装在海轮上的某些非密闭泵螺杆螺纹的参数和特征

公司—厂家和国别	泵的用途和船的名称	泵 参 数				螺 杆 的 螺 纹 特 征					
		Q 米 ³ / 小时	H 米水柱	n 转/分	N 马力	D 毫米	$\frac{r}{R}$	$\frac{t}{R}$	α	圈数 m	螺杆数
《Bernemann》 (西 德)	减压器油泵, T/X 《安吉日安》号	140	30	1450	45	250	0.655	0.785	0°	3	2
《BLW》 (丹 麦)	主油泵, T/X 《盖伊吉尔》号	125	50	1500	—	168	0.455	0.68	0°	2	2
《BLW》 (丹 麦)	燃料输送泵, T/X 《盖伊吉尔》号	30	30	1450	—	140	0.66	0.80	14°3′	3	2
《Bornemann》 (西 德)	主锅炉燃料喷射泵 T-P 《劳动》号	6	230	1700	28.6	92	0.630	0.65	7°24′	3	2
《Houttuin》 (荷 兰)	主油泵, T/X 《萨尔特科夫—谢德林》号	50	30	1500	13	105	0.666	1.07	5°	3	2
《Houttuin》 (荷 兰)	燃料输送泵, T/X 《萨尔特科夫—谢德林》号	9.5	25	1500	5	80	0.625	0.8	0°	3	2

泵的理论流量按下式计算:

$$Q_r = \frac{Q}{\eta_0} \quad (29)$$

式中 Q ——泵的给定流量。

若泵设计成双面进液的类型,则应以减半的实际流量值代入此公式。

其次按照表 5 求得 λ 系数,并依据公式 (28) 计算螺杆的外径。

根圆直径

$$d = \left(\frac{r}{R} \right) D \quad (30)$$

螺杆螺纹的螺距

$$t = \left(\frac{t}{R} \right) \frac{D}{2} \quad (31)$$

由表 6 查得 $\frac{\delta_r}{R}$ 比值,而后计算出 δ_r 。

按公式 (26) 求得凸缘(齿顶)宽度 b ,而用公式 (27) 求(凹槽)(齿根)宽度 b' 。

泵所需的功率

$$N = \frac{\gamma Q_r H}{3600 \times 75 \times \eta_m} \text{—马力}$$

式中 η_m ——泵的机械效率,在计算装载泵时可取它等于 0.8~0.9。

通用机械研究所 马钟援译自 И. А. Чиняев 《Насосные установки танкеров и плавучих нефтестанций》(1968),第 7 章“Винтовые грузовые насосы”,

贵阳化工机械厂 刘克诚校