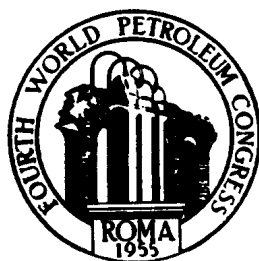




第四屆國際石油會議
報告論文集

石油工業出版社





第四屆國際石油會議 報告論文集

第九卷

材料及其防腐

FOURTH WORLD PETROLEUM
CONGRESS
根据 CARLO COLOMBO PUBLISHERS
1955年羅馬版翻譯

統一書号: 15037·540
第四屆国际石油會議報告論文集
第 九 卷
煉油厂設備、金屬材料及其防腐

石油工業出版社出版(地址: 北京六鋪炕石油工業部內)
北京市書刊出版業營業許可証出字第083号
石油工業出版社印刷厂印刷 新华書店發行

787×1092 $\frac{1}{16}$ 开本 * 印張13 $\frac{1}{4}$ * 320千字 * 印1—1,000册
1953年12月北京第1版第1次印刷
定价(10)2.40元

中譯本出版說明

1955年6月在意大利首都——羅馬召开了第四屆国际石油會議。被邀参加會議的有44个国家的著名学者、科学家和工程师。在会上討論了自1951年第三屆国际石油會議以来，石油工業在地質勘探、鑽井、采油、煉制、儲运以及油品应用和分析等方面的發展情况。會議共进行了10天。閉会后，曾將会上所宣讀的專題报告按照專業彙編成集出版。

这个报告論文集的中譯本是根据羅馬版原本并参考莫斯科版俄文本翻譯的。为了便利讀者閱讀，中譯本將分10卷出版：

- 第1卷——地質；
- 第2卷——地球物理勘探及測井；
- 第3卷——鑽井；
- 第4卷——石油及天然气开采；
- 第5卷——石油及頁岩油的加工(上下册)；
- 第6卷——石油化学加工；
- 第7卷——石油及石油产品的性質和研究；
- 第8卷——油品的应用；
- 第9卷——煉油厂設備、金屬材料及其防腐；
- 第10卷——油品的儲运。

这部报告論文集对于我国的广大石油工作者以及其他有关工業部門中的工程技術人員和科学研究人員，都有很大的参考价值。

目 录

关于轉軸軸封一些問題的研究·····	E. F. 波恩等(1)
意大利煉油工程·····	S. 布勒斯等(17)
減少石油产品的蒸發損耗·····	A. 沙姆巴涅耶(29)
石油工業用的合金与特种鋼·····	G. R. 波尔索佛等(36)
耐热鋼及耐热合金·····	P. 維林(44)
油罐用鋼材·····	F. J. 費利等(58)
鋁与鎳在石油化学工業上应用的發展·····	C. G. 凡戴瓦特潤(79)
石油工業中鋁的应用·····	T. J. 皮开(89)
氫及含硫化氫介質对鋼脆性的影响·····	P. 伯斯丁等(108)
含碳量 0.03% 和 0.05% 的, 以及稳定式的 18:8 鋼的应用·····	G. 茲傑克維斯脫(120)
脆性破裂問題·····	W. 索伊脫等(127)
煉油設備的腐蝕阻化剂·····	R. S. 巴克特等(138)
煉油設備內的石墨形成·····	A. M. 哈尔(152)
氫对鋼的滲透·····	J. G. 华尔孙等(164)
市区內地下管道的腐蝕·····	R. F. 哈德立等(177)
在接地設備內因流体的运动而产生的靜电·····	A. 克林肯勃(183)
石油煉厂設備对放电的防护·····	法国石油公司东部分公司(194)

关于轉軸軸封一些問題的研究

E. F. 波恩*, S. 赫爾格**, D. C. 王利聖***

摘要 軸封是石油設備的重要零件, 关于它的原理知道的还很少, 研究得也还不够。本文介紹了荷蘭旦尔夫脫工業学院化工設備組的最近有关这方面的研究結果。指出如果能仔細地安裝經過預壓縮的、并不切断的填料圈的話, 填料函效率可以与理論值相接近, 即填料压力相等于被密封液体的压力。文章發展了某些机械軸封設計原理, 討論了軸封环受力后, 以及受溫度差的作用后的扭曲問題。介紹了最近才發明的維斯考軸封。这种軸封利用当軸旋轉时环绕在軸表面上的螺旋形凹槽中的密封液体的昇压原理, 使之达到密封的目的。試驗結果証明它可以安全地密封在常溫和高压气体中操作的轉軸。計算扩散滲漏量約为 10^{-5} 克/时左右, 这比机械軸封或填料函所能达到的最小洩漏量要微小得多。

1. 序言和一般注意点

一、序 言

虽然軸封是非常重要的石油机械零件, 但是对它的研究却是很不够的。杜魯諾夫斯基曾介紹了各种不同型式的軸封[1]。在以前發表的三篇文章中[2][3][4], 我們曾对建立軸封的理論基础作了嘗試, 以便設計出优良的軸封。本文仅叙述了这方面的一些試驗及計算結果, 而距离問題的徹底解决尚很远, 这不但是由于科学研究工作者們对这問題的研究未給予应有的注意, 而且是由于問題本身在物理性質上复杂的緣故。

試驗軸封的操作性能是很簡單的, 一般試驗是进行得比較粗糙, 因試驗目的仅仅是要确定軸封能否安全操作而已。制造厂家就是这样进行試驗的, 而对在操作条件下的轉距、摩擦系数、洩漏及磨損等測定工作則完全没有注意, 这是令人遺憾的事。进行軸封的試驗較之研究軸封的操作工作要簡單得多, 因此我們的研究工作就从进行試驗入手。

二、洩漏和能量損耗

(一)一般注意点 轉軸軸封的結構應該保証如下几点: 1. 洩漏很小, 或者沒有; 2. 能量損耗最小; 3. 磨損最小。这些条件不仅对理想圓軸、固定轉速、固定液压及固定溫度等來說应当

* Institute of Technology, Delft, Netherlands.

** Philips-Roxane, Weesp, Netherlands; formerly Research Foundation for Chemical Equipment, Delft, Netherlands.

***Royal/Dutch Shell Laboratory, Delft, Netherlands.

保証，而对实际轉軸在一般条件下操作时，如啓动、变負荷操作和止动时也应保証。

实际操作条件与理想条件之間，实际上存在一定距离，其差別可能有如下几点：

a. 由于温度和力(如液压和管道推力等)的作用使軸产生軸向位移。

b. 由于靜力和动力作用使軸有徑向位移。

c. 軸不是絕對圓的和光滑的，軸封面也不是絕對平的。

d. 軸封的磨損。

e. 軸封由于磨擦而發熱。在軸封中的热量是借温度差而逸出，由于温度差的存在引起了不同的膨脹現象。

上述温度差、外力和轉距都不是穩定不变的，所以軸封应有一定程度的彈性。許多設計者对这一点都很清楚，但是据我們了解，很少有人去測定或計算这些有关因素。

对軸封的研究尚在开始阶段，因此我們仅能列出在總流条件下的質流和热流方程式。即使这样，也能發現某些怀疑之点。

(二)質流 二个紧貼的理想平面是不能用来作旋轉零件的軸封的，因为在这种情况下，不可能产生相对运动。軸封面間有一定的縫隙显然是必須的。关于流体經隙縫的流动規律是有很多了解的。这样微量的流动几乎是等温过程。在上篇文章里[3]，我們求得了在層流流动下机械軸封滲漏量的計算公式。

a. 对液体:
$$\Phi_m = \frac{\pi \rho d h^3}{12 \eta} \frac{p_1 - p_2}{L} = \frac{\pi \times 1 \times 3.5 \times 10^{-12} \times 8 \times 10^6}{12 \times 0.01 \times 1.1} = 6.7 \times 10^{-4} \text{克/秒} \quad (1)$$

式中 Φ_m ——質量流量(約每分鐘一滴)，

d ——軸封平均直徑，3.5 厘米，

L ——洩漏縫隙的長度(軸封寬度)，1.1 厘米，

h ——軸封面間的平均間距，1 厘米，

η ——流体(水)粘度，0.01 泊，达因-秒/厘米²，

p_1 ——軸封前液体压力(泵內)，9 絕對大气压，9.106 达因/厘米²，

p_2 ——軸封后液体压力，1 絕對大气压，10⁶ 达因/厘米²，

ρ ——液体密度，1 克/厘米³。

b. 对气体:
$$\Phi_m = \frac{\pi}{24} \frac{\rho_0}{\rho_0} \frac{d h^3 (p_1^2 - p_2^2)}{\eta L} \dots \quad (2)$$

如空气，在 9 气压时(9.10⁶ 达因/厘米²) $\eta = 0.0002$ 泊，

則
$$\Phi_m = \frac{\pi \times 0.001 \times 3.5 \times 10^{-12} \times (9^2 - 1^2) 10^{12}}{24 \times 9 \times 10^6 \times 0.0002 \times 1.1} = 1.8 \times 10^{-5} \text{克/秒}$$

c. 对蒸發液体: 关于这个問題將在后面叙述。热量的流动同样在上述液膜中，由于受剪力而产生的热量亦是比較容易計算的。由液体流动所产生的徑向剪力与由于二軸封面相对速度引起的四周方向的剪力相比較，可以忽略不計。

我們計算了上述 a 节中的机械軸封的热流量:

$$\Phi_w = \frac{\pi \omega^2 d^3 L \eta}{4 h} = \frac{\pi \times 300^2 \times 3.5^3 \times 1.1 \times 0.01}{4 \times 10^{-4}} = 3.3 \times 10^8 \text{尔格/秒} = 33 \text{瓦特} \quad (3)$$

Φ_w ——热流量;

ω ——角速度，300 徑/秒;

流体膜的温度梯度一般可以忽略不计。单位体积内产生的热量为:

$$A = \frac{\Phi_w}{\pi d L h} = \frac{3.3 \times 10^8}{2\pi \times 3.5 \times 1.1 \times 10^{-4}} = 2.7 \times 10^{11} \text{ 尔格/厘米}^3\text{-秒} \quad (4)$$

流体膜中心和表面间温度差的数值可求得为:

$$\Delta T = \frac{A h^2}{8 \lambda} = \frac{2.7 \times 10^{-11} \times 10^{-8}}{8 \times 6 \times 10^4} = 5.6 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5)$$

λ ——传热度; 水的传热度 $\lambda = 6 \times 10^4$ 尔格/厘米秒 $^\circ\text{C}$ 。

可是, 在轴封环中的温度梯度却是不可忽略的。假设轴向热流都通过轴封环, 并假设经 2 个轴封环的热流量相等, 则可求得轴封环中温度梯度为:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{\Phi_w}{2\pi d L \lambda} = \frac{3.3 \times 10^8}{2\pi \times 3.5 \times 1.1 \times 50 \times 10^5} = 3^\circ\text{C/厘米}$$

这样的温度梯度值足够引起轴封面的温度升高, 以及显见的变形。

扭转力矩 M 可由下式求得:

$$M = \frac{\Phi_w}{\omega},$$

$$\text{对水} \quad M = \frac{3.3 \times 10^8}{300} = 1.1 \times 10^6 \text{ 达因-厘米} = 1.1 \text{ 公斤-厘米} \quad (6)$$

表 1 中列了几个这样计算的结果。

表 1

直径为 3.5 厘米, 宽 1.1 厘米的机械轴封, 计算渗漏量, 热流量和扭转力矩, 设角速度 300 转/秒, 液流为等温层流, 流体动力润滑油膜厚度为 1 微米 (10^{-4} 厘米)。轴封两端压力差为 8 气压 ($8 \cdot 10^6$ 达因/厘米 2)

符 号	空 气	水	油	单 位
η	0.0002	0.01	1	达因-秒/厘米 2
ρ	0.001	1	0.9	克/厘米 3
Φ_m	0.066	2.4	0.022	克/时
Φ_w	0.7	33	3300	瓦特
M	0.02	1.1	110	公斤-厘米

当二轴封面接触时, 我们可以看为二固体之间的摩擦:

$$\begin{aligned} \Phi_w &= \frac{\pi}{2} p_c d^2 L f \omega = \frac{\pi}{2} \times 10^6 \times 3.5^2 \times 1.1 \times 0.1 \times 300 \\ &= 6.4 \times 10^8 \text{ 尔格/秒} = 64 \text{ 瓦特} \end{aligned} \quad (7)$$

p_c ——接触压力, 采用 10^6 达因/厘米 2 (1 大气压);

f ——摩擦系数, 碳精与钢相摩时为 0.1。

总之, 上述这些说明目前洩漏量, 能量损失仅可以约略进行计算, 与实际操作当然是有差别的, 因为:

1. 轴封面之间的间隙由于(一)节中 $a-e$ 点的原因并不是常数。
2. 按照公式(3)由于液体阻力而产生的热量与轴封面间距 h 成反比的, 当表面愈加工得精细, 例如, 间隙为 0.1 微米 (10^{-5} 厘米), 愈将增加能量的消耗。这说明各轴封制造厂家尽力

想法研磨軸封面的作法，显然是很矛盾的。由此可以得出这样的推論，即我們必須研究流体动力流动(0.1微米=1000Å)至临界条件下(如10Å)流动範圍內的液流膜，因为在軸封中都有可能發生上述範圍內的液体流动。

如果应用近似的方法，則問題的解决是比較容易，即測量总的摩擦系数，并由此而發現几个主要的关系，見圖 9。

$$f = \frac{\tau}{\sigma}$$

f ——固体及液体摩擦系数之和，

τ ——軸封面之間的剪应力，

σ ——軸封面由于彈簧及液体压力所引起的平均压力見圖 8。

我們發現液相摩擦系数約为0.01，它与制造厂家所供給的資料相差不远。这个实验現在还在进行之中。

三、扩散

上面已經談到过，不可能完全取消两个旋轉面間間隙，因此用液体来密封間隙的可能性是一个值得思考的問題。关于这个方法在后面將有比較詳細的討論，在本节中只是討論在实际条件下用这种方法来防止軸封滲漏可能性的問題。

某些厂家認為自己出品的机械軸封是絕對不会洩漏的，对这种說法，应当这样理解，即在普通工程測量技术条件下沒有洩漏現象而已，事实上所有軸封或多或少总有些洩漏的，問題是如何利用下述方法使洩漏量減至最小：

- 使間隙尽可能減少。这种方法的極限可能性將在本文中討論到。
- 用液体密封間隙，使洩漏仅仅是由于扩散作用。
- 造成逆流，就是用泵在軸封的間隙中压入密封用的液体。

現在我們近似的来計算由扩散作用而造成的洩漏量。

圖 1 为密封丙烷用的液体軸封，这种軸封适用于很小压力条件下操作(压力相当于水柱 L)。丙烷將經水層而扩散，在与丙烷蒸汽相接触的水表面層，丙烷濃度可以設为在常压时丙烷在水中的溶解度，即 $c_1 = 1.3 \times 10^{-4}$ 克/厘米³。

与空气接触的水表面層，丙烷濃度可設为零，因为水面上的空气柱对扩散作用的阻力很小的緣故。水中丙烷濃度甚稀，所以可以利用在靜止介質中的扩散公式：

$$\Phi_m = \frac{D}{L} A \Delta C \quad (8)$$

Φ_m ——丙烷扩散量，克/秒；

D ——扩散系数，厘米²/秒；

L ——軸封長度，40 厘米；

A ——軸封截面积，厘米²；

ΔC ——濃度差， 1.3×10^{-4} 克/厘米³。

克拉梅尔斯(5)發現在軸封里有渦流現象([6]，第二册，389 頁)。这現象將發生于下述条件下：

$$N = \frac{\omega h^{3/2} d^{1/2} \rho}{7} = 2 \operatorname{Re} \left(\frac{h}{d} \right)^{1/2} > 60, \quad (9)$$

式中 ω ——軸的角速度, 100 徑/秒;

h ——軸封寬度, 厘米;

d ——軸的直徑, 8 厘米;

ρ ——軸封液体密度, 1 克/厘米³;

η ——軸封液体的粘度, 10^{-2} 达因-秒/厘米²;

Re ——环狀間隙流动的雷諾数 $Re = \frac{\omega d h \rho}{2 \eta}$ 。

当 $N > 60$ 时, 克氏測量了渦流条件下的扩散系数約为 $D = 0.012 h d \omega$ 。

当 $N < 60$ 时, 我們假設为分子扩散, 則扩散系数为 $D = 10^{-5}$ 厘米²/秒。

由上述公式得出下列結果:

丙烷經水軸封的扩散作用

表 2

	对 流 扩 散		分 子 扩 散	
h , 厘米	1	10^{-1}	10^{-2}	10^{-8}
N	2.5×10^4	900	15	1
D , 厘米 ² /秒	10	1	10^{-5}	10^{-5}
A , 厘米 ²	25	2.5	0.25	0.025
Φ_m , 克/时	5	5×10^{-2}	3×10^{-8}	5×10^{-9}

当用輕机油代替水时, 丙烷溶解度約將增加 400 倍, 粘度約 10 倍, 扩散力則仍可取为 10^{-5} 厘米²/秒。計算結果, 对間隙为 10^{-2} 厘米的軸封來說, 滲漏量極为微小, 約为 12×10^{-6} 克/时。

上述計算表明, 在对流範圍內的滲漏量是可觀的, 但在分子扩散範圍內的滲漏量則可以忽略不計, 它比机械軸封的滲漏量要好好几倍。

第 4 节所介紹的維斯考式軸封, 由于間隙小于 10^{-2} 厘米, 故滲漏量不超过在分子扩散範圍內的数值。

圖 1 所示軸封是由在固定套筒和在轉軸之間的液層組成的。从公式 9 可以看出, 在厚液封層發生渦流时的雷諾数較低。

当內軸固定, 外套筒旋轉时, 液封膜中發生渦流时的雷諾数將比上述例子中的数值大得多, 当 $\frac{h}{d} = 0.008$ 时大 6 倍, $\frac{h}{d} = 0.05$ 时大 60 倍。由此可見, 液体軸封做成外套筒旋轉而內軸固定是比較有效的。我們感到, 繼續研究經過軸封的扩散过程將会得出更有意义的結果。

我們提到上述这些十分近似的計算, 目的是为了使我们大家对这方面研究工作的基本理論和内容有个概念。

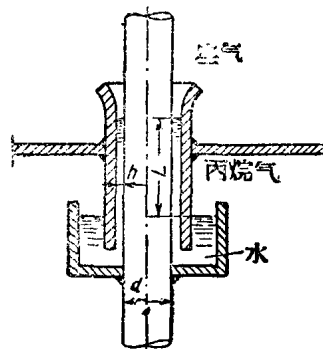


圖 1 丙烷經液体軸封的扩散。对 $h = 10^{-2}$ 厘米, $L = 40$ 厘米, $d = 35$ 厘米的水軸封, 丙烷扩散量(即滲漏量)仅为 3×10^{-8} 克/时

2. 垫 料 函

一、一般注意点

圖 2 示出一个裝有軟填料的平常填料函。当我们看到如第 1 节二段中所述及的軸封实际操

作条件, 也会很难理解填料函能很好的操作。由于轴的径向位移和热胀冷缩, 几乎不可能避免洩漏, 或者若过分压紧填料, 就要引起磨损和能量损失。

如果在设计中能考虑到第1节第二段(一)中 a 至 c 点的话, 那样设计的装有软垫料的垫料函将是较好的。填料函中一定要装入弹性物体。填料安装时必须非常小心。预压的填料尺寸应与函的尺寸相符。在装配之前, 填料环不要断裂。调整填料箱受弹簧压力至最小, 例如在 1 大

气压左右。填料圈至多用 2 个, 再多就将增加能量的损失, 使散热困难, 使轴封弹性及柔性降低。总之, 为了使机械轴封操作良好的一切设计原则, 对填料函来说同样是适用的。

填料函比机械轴封有下列优点: 第一, 轴向移动不受限制; 第二, 不会由于某一零件突然损坏而大量渗漏。填料函中, 热量主要产生在旋转轴上, 而轴本身是导热的, 因此散热较为容易。

但是, 装有软填料的填料函中不能避免轴或轴筒的磨损, 并且轴的径向位移也很有限。另外, 在某些场合下, 机械轴封的寿命要比填料函长得多。由于上述这些分析, 我们认为这二种轴封各有优缺点。

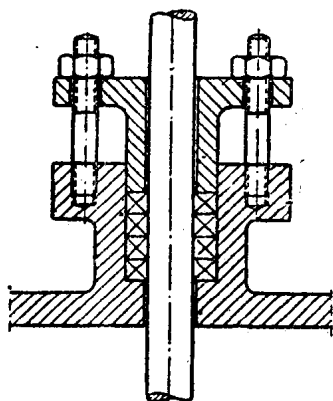


圖 2 标准填料函。对填料的垂直压力, 必需经常用人力加以调整

二、实 驗

虽然很多制造厂家和应用单位对填料函都进行过试验, 然而有关这方面的试验结果公布的却非常少。少尔恩[9]曾报导了非常有意义的有关填料函的试验。他试验了用凡士林及动物脂浸渍过的 $\frac{1}{2}$ 吋石墨石棉填料。填料装于用水冷却的填料函中: 轴径为 $1\frac{3}{4}$ 吋, 转速为 1800 转/分, 操作介质(水)的压力为 1.8 气压。经过试验, 少尔恩得出这样的结论, 认为当渗漏量为 10 厘米³/分时, 填料函的寿命最长。我们的意见却认为最适度的渗漏量是和填料的质料, 使用方法, 泵中液体性质以及其他许多因素有关系的。

在我们的试验中采用了带金属薄片的填料。我们的目的是想寻找在每吋圆周上渗漏量为每分 2 滴的填料函, 这种填料函对石油工业来说是很很有用的。试验结果还是初步的, 因为试验时间较短。然而我们已经发现, 试验泵在运转中的渗漏量甚小, 与上面所说的相似。

填料试验是在如图 4 所示的试验台上进行的。为了能得到典型的数据, 所以严格地遵守了试验条件。填料轴, 填料筒等的情况, 也每次都加以调整。

现在以试验布雷达填料的经过作为例子。

牌号: 布雷达, 质量 CX/C。

制格厂家: Eriks Pakking and Rubber N. V., Alkmaar, Netherlands.

特性: 十五层油浸石墨石棉绳组成, 外包巴氏合金。

工作介质: 矿物油, 粘度 38 厘沱(室温 23°C 时)。

轴: 钢制, 直径 30 毫米, 表面最大粗糙程度 7 微米, 径向振幅 10—20 微米。轴与填料函用水冷却。

试验是按下列顺序进行的:

每填料环都在填料压力机上预先经过压缩(图 3), 压力为 150 气压, 每个压 5 分钟。每个环没有断裂, 整个地套在轴上。

然后盖上填料函盖, 此时施加于填料的压力等于零。输送冷却水后, 开动试验台的电动机,

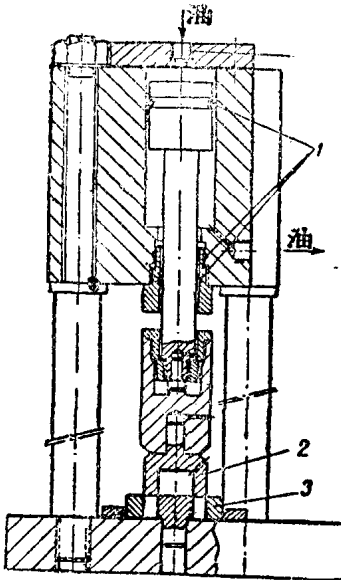


圖 3 制造填料环用的水压机，
柱塞直径 60 毫米，行程 90 毫米，
最大压缩力量为 7 吨
1—O 型圈；2—上模；3—下模。

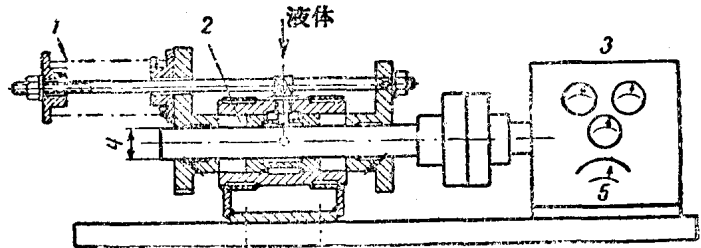


圖 4 第 2 号軸封試驗台。在各种不同填料，軸向压力，不同
試液及試液压力下，都可以測定轉矩及滲漏量
1—2 个彈簧；2—填料；3—試驗台电动机，能量 3 仟瓦，1500 或
3000 轉/分；4—軸徑 30 毫米；5—轉矩測定刻盤。

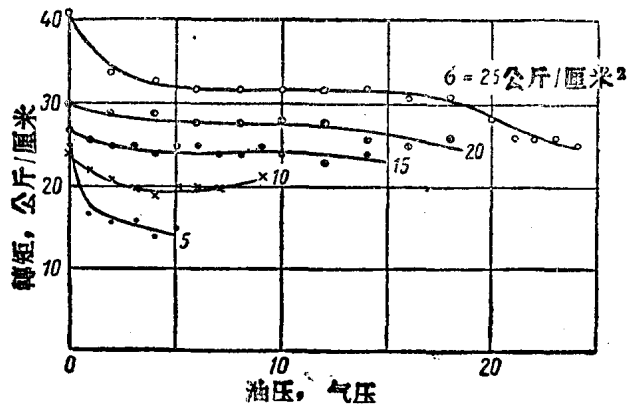


圖 5 填有华尔克斯弗萊克斯門牌軟填料的填料函的典型轉矩
曲綫。填料函为 $\frac{1}{2}$ 吋的，寬 12 毫米。 σ 为軸向压力 (压气)。
这些曲綫是在如圖 4 所示的試驗台上进行試驗后取得的。試驗
时，在轉軸兩端各裝 2 个填料圈，轉速为 1430 轉/分

使填料空轉 5 分鐘，不通工作液体，也不加軸向負荷。然后，关上試驗台电动机，調整彈簧，使填料受有軸向压力至 70 气压。五分鐘后放松彈簧，取消对填料的压力。重新开电动机，使填料又運轉 10 分鐘。完成上述这些預备工作之后，才开始进行下面的正式試驗。

啓动电动机，油压力为零，填料受有軸向压力 5 气压，10 分鐘后測下轉矩值。其后，每隔 5 分鐘油压力增加一个压力，每一周期之末測下轉矩值。当压力增至 4 气压时，發現填料函开始洩漏。此时將油压复降至零。

調整軸向压力至 10 气压，慢慢地增加油压，同时相应地記錄轉矩值。油压增至 8 气压时，填料函开始洩漏。

圖 6 中示出上述試驗的洩漏曲綫。圖中表明，开始洩漏时的油压近乎 加于填料的軸向压力。用同样的方法对預先用 150 压力压过的填料进行了試驗，不过这次填料圈与通常实际应用的一样，是切断之后圈在軸上的。填料圈很严格地按照厂家說明書切断。虽然切断的填料在裝在試驗台上又用 70 压力預压过，但开始洩漏时的油压是比第一个試驗时低得多。这是因为第一次用 150 压力預压后，填料变硬，而在切断时便破坏了这种硬性。不用 150 压力預压的填料圈(断裂的)的試驗結果仍是一样，开始洩漏时的压力降低約 25%。所得試驗結果的意义是很明显的，但事先計算滲漏点的压力及扭轉力矩都是很困难的。如果把填料圈压至 150 压力后，并不完全取消压力和稍留有徑向压力的話，由于填料中有很多細小空隙，彈性金屬和石棉纖維的变形，將會引起彈簧彈性回彈。关于填料的彈性及塑性以及由軸向压力而产生的力等問題，我們正在繼續研究中。現在还很难預料研究結果，但預压过的包巴氏合金薄片的填料圈(整个的)

有很大的优点，这是可以肯定的。具体对某种密封液体来说，产生最小力矩的、又能使填料最耐久的预压力和弹簧压力值，建议用图 6 及图 7 或与其相同的曲线求得。

长时间的洩漏会洗掉部份润滑油及填充物，因此能开始引起渗漏的压力将会降低。这种现象在用克蘭苏伯西尔 SS3 型 (Crane Superseal SS3) 填料密封三氯化烯时更为显著。我们用大家熟悉的，但又应用不广的填料函，来密封公认很难密封的液态三氯化烯搅拌器的轴。采用没有包巴氏合金薄片的填料。搅拌器是间歇操作的，操作温度在 -40°C 至 $+20^{\circ}\text{C}$ 范围内。填料函的结构见图 7。从图中看得很清楚，加于填料的轴向压力在操作时是不能调整的，因此在组合时就应预先调节好，这一点与机械轴封相似。

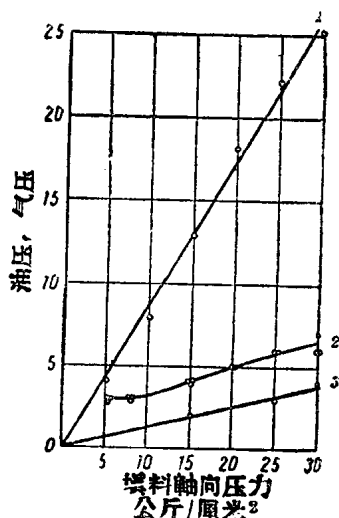


图 6 典型的轴封压力曲线。曲线表示油压 P_i 和加于用不同方法安装的填料圈上的轴向压力 σ 之间的关系。填料：华尔克斯弗萊克斯牌， $1\frac{1}{2}$ 吋，寬 12 毫米。如填料圈用 150 压力预压，并不切断的，则渗漏压力近乎填料中的轴向压力

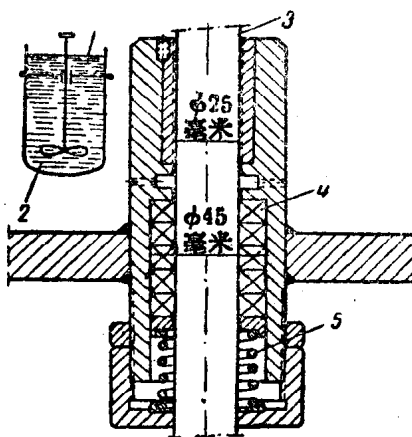


图 7 弹簧装于受压面的填料函。轴向压力能随液压自动调整操作压力为 0.3 表压，温度在 -40 至 $+20^{\circ}\text{C}$ 之间。一年操作中，三氯化烯平均洩漏量为 0.2 克/时

1—油封槽；2—三氯化烯；3—轴，935 轉/分；4—填料 (Crane 553)；5—弹簧；長=37 毫米； $\gamma=35$ 毫米；鋼絲直徑=4 毫米；載荷約 15 压力。

请注意，弹簧是装于受压面的 (pump side)，因此加于填料的轴向压力等于弹簧压力与泵压之和，并随泵压变化而自动调整。大多数设计者把弹簧装在另外一面 [9]，这样填料受的轴向压力仅等于弹簧压力，与泵压无关。

从填料函在试验台上 (图 4) 所得的试验结果，并不能得到像图 6 一样的良好性能曲线，因此不得不加大轴向压力和增多填料圈 (大于 2)，来消除渗漏。渗漏量是以油封槽中密封油的稀释程度来测定的。经过一年多的测定，渗漏总量仅为 2 呎，或 0.2 厘米³/时 (每小时 4 滴)。

3. 机械轴封

一、轴封环和弹性零件

机械轴封是众所周知的机械零件。在填料函中，密封主要是利用轴或轴套的柱面，而在机械轴封中则是利用轴封环的平整的端面来达到密封。机械轴封的轴封环普通比软填料经久耐用，但散发由轴封面磨擦产生的热量却比较困难。如何选择优良的耐磨材料也是制造厂家继续

研究的問題，例如[7]：对輕質汽油和丙烷宜采用淬火鋼和碳，对原油——淬火鋼与黃銅，对潮湿氬气及溴——哈斯代罗 C 型合金(hastelloy-C)和四氟乙烯石墨橡膠(graphitic teflon)。

为了补偿軸的微量移动，所以軸封环应有少許軸向移动并应轉动灵活，因此就必须采用彈性零件。通常是采用橡皮 O 形环作彈性零件，但采用 O 形环要受到温度的限制。实践証明，采用其他材料作 O 形圈的效果并不太好。圖 8 是克蘭公司的采用的很別致的結構，楔形截面的密封环是用四氟乙烯橡膠制成的。

二、研究的問題

軸封的机理至今还没有研究得很透徹。虽然很容易去証明，压力、軸封面二端压力梯度或者密封环上温度梯度的少量变化，就会使密封环扭曲几个微分，但是大多数人却还相信軸封面愈光滑效果愈高这个錯誤的原理。因此研究这些因素(指压力梯度和温度梯度的变化)的影响，从而設計扭曲最小的封环是个比較重要的問題。另外，是否最狹的軸封面所产生的热量和其能量損失是最小，这个問題也是需要研究的。

如果軸封面很狹小，則压力梯度的变化对軸封的推力影响也較小，容易求得近似的理想的平衡[3]。好些厂家認為在軸封中的压力降是直綫关系。我們發現[3]軸封面的少量扭曲，能使軸封前或軸封后的液压与密封面間液体压力相等。当流經軸封面間窄縫的液体全部或部份蒸發时，問題就更为复杂了。这样的液流是極不稳定的，有时变慢，同时在縫隙中的温度常有可能大大超过周圍温度。这种温度变化是与密封面之間的摩擦条件变化有关。显而易见，当液体温

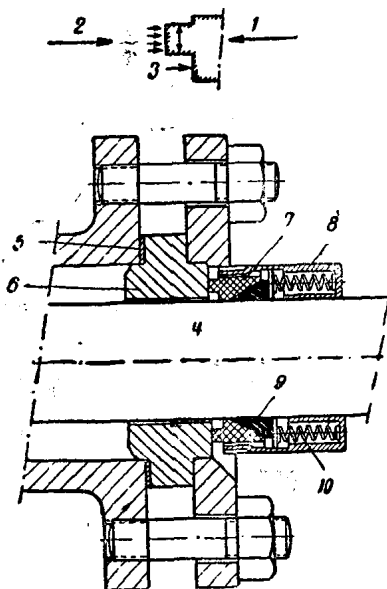


圖 8 克蘭公司 109 号非平衡式机械軸封。适用于密封 0.5 压力， -40 至 $+20^{\circ}\text{C}$ 下的三氯化乙液中間歇操作的，轉速为 1500 轉/秒的軸。旋轉的軸封环的外作用力的平衡圖也在本圖中繪出(不計环与軸之間的軸向阻力)

1—彈簧压力； 2—作用在平面上的总压力； 3—液环压力； 4—軸； 5—垫片； 6—固定座； 7—碳环； 8—螺帽； 9—四氟乙烯橡膠环。

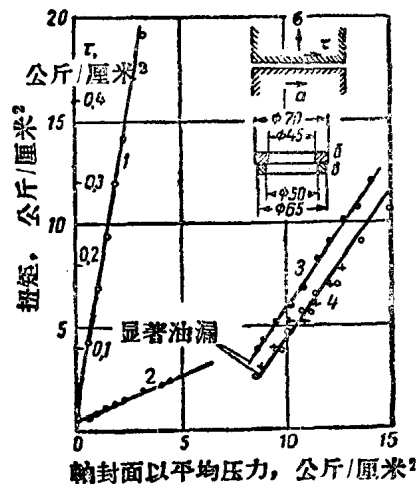


圖 9 机械軸封的典型扭矩曲綫
1—干摩擦；2—水，無压；3—水，7 压力；4—水， ± 9 压力，0=9 压力。
a—旋轉环；b—碳真固定环；c—旋轉环；d—剪切力平均值。

圖中平均剪应力是以 疊得扭矩为基础計算出的。干摩擦系数約为 0.14，而与水湿潤摩擦系数約在 0.08 至 0.02 範圍內。移动的扭矩(圖中沒有表示)比在旋轉中的扭矩約大 5 倍(指干摩擦时)

度与其沸点相近时, 这种不稳定状态就使机械轴封的操作更为复杂了。

为了研究上述问题, 我们测定了带有各种不同型式轴封环的、在不同液体、不同压力及转速下操作的机械轴封的转矩和渗漏量。图 9 示出试验的典型结果。

4. 维斯考式轴封

这种轴封用来密封旋转轴, 能防止在常温下洩漏气体。

一 一般注意点

大多数密封问题都可以用填料函或机械轴封解决, 但是当允许渗漏量极小, 而且又不可能连续向泵内输送带压力的密封液体时, 就必须寻找另一种结构的轴封不管泵中液体压力或轴角速度的变化如何, 这种轴封应能自动地保持密封液体的性能。德尔弗脱化工学院化工设备研究室和荷兰亚细亚实验室共同创造了这样的轴封。现在这种轴封虽还在试验阶段, 但看来是有前途的。

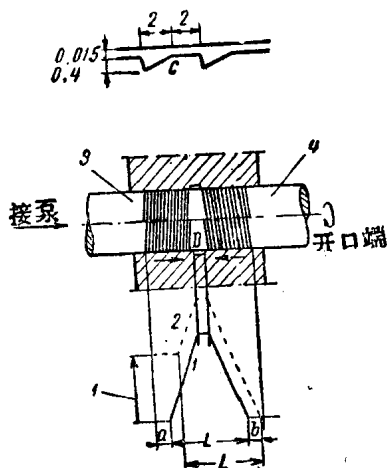


图 10 维斯考轴封。在长度为 L 的一段轴封面上充满了密封液体

a 段为泵中的液体, b 段则为空气所充满。
1, 2—压力曲线, 与泵端的大气压力和表压相符合; 3, 4—左右旋螺旋扣; c —丝扣形状; 轴的直径 d 为 45 mm。

维斯考轴封是利用在狭窄缝隙中的粘性液体由于旋转轴上螺旋线槽的作用会产生压力的原理操作的。这类轴封只有当密封液体的粘度能保证产生所需要的压力时才能适用。轴封本身的名称“维斯考”(Visco)就说明了它的作用过程。拉伐契克及其他在几年以前就在迴转泵上使用过这种类型液体轴封。

图 10 是这种轴封的结构图。轴的一半是左螺旋线槽, 另一半则是右旋的。槽中及壳与轴之间的缝隙中都灌满了很粘的液体。当轴旋转时, 在密封液中产生的压力在 D 点最高。曲线 1 是当轴一端是常压情况下的压力曲线。当泵内压力逐渐升高后, 把密封液体向外压, 直至轴封中密封液的粘着阻力能与轴封两端压力差相平衡时为止; 这从曲线 2 中可以看出。

设流体是粘流, 则压力曲线的斜率与密封液的运动粘度系数及轴的切线速度成正比例 (见图 12)。

几次初步试验证明, 在这种轴封中压力梯度 20 压力/厘米是很容易达到的。但试验的结果并没有完全与我们所求得的理论公式相符合。显而易见, 轴封两端的允许压力差受密封液所产生的最大压力所限制, 而最大压力值则与轴封长度成正比例, 这一点在设计时是应该牢记的。

既然这种轴封的密封效力与密封液体的粘度有关系, 所以在操作中应使密封液体保持高的粘度。为此, 就需要使轴封保持较低的温度, 用冷却液流不断带走轴封中因摩擦而产生的热量。

二、3号试验性维斯考轴封(阶梯式的)

上述轴封在静止状态下没有密封作用, 这个缺点可以用改变结构(操作原理仍是一样的)的办法来消除。在轴封中我们增加了辅助的密封构件, 当轴停止旋转时, 它即开始操作 (见图

所以扩散洩漏量很小的維斯考軸封在这点上較為优越，因而在上述条件下應該予以采用。

5. 結 論

上面已經說过，有关軸封的研究还正在开始阶段，缺少对軸封試驗的正确数据，如果單靠我們的試驗，就要經過較長的时间才能收集到足够的數據，因此我們希望使用單位和制造厂家能注意这个問題，都能按严格的試驗方法进行軸封試驗，并且公佈自己試驗的結果。

符 号 表

- A 洩漏縫隙的截面积，厘米²
- d 軸封平均直徑，厘米
- D 扩散率，厘米²/秒
- F 軸封表面积，厘米²
- L 縫隙長度，厘米
- b 縫隙寬度，厘米
- h 軸封面間的距离，或縫隙的高度，厘米
- p_1 昇压液体的压力(泵內压力)，达因/厘米²
- p_2 另一端液体压力(大气压力)，达因/厘米²
- Φ_w 热量流动，尔格/秒
- Φ_m 質量流动，克/秒
- P 能量耗損，尔格/秒
- M 扭距，达因-厘米
- τ 剪应力，达因/厘米²
- σ 正应力，达因/厘米²
- ω 角速度，徑/秒
- η 絕對粘度，达因-秒/厘米²
- ρ 密度，克/厘米³
- λ 导热系数，尔格/厘米³秒^{°C}

参 考 文 献

1. Trutnowsky K. Dichtungen. Werkstattbücher, 92, Springer, Berlin, 1949.
2. Boon E. F. Afdichtingen voor roterende assen. Ingenieur, 62 Ch43, 1950.
3. Boon E. F. Enige opmerkingen over de afdichting van rotierende en he-n-en weergaande machineonderdelen. Ingenieur, 64 Ch63, 1952.
4. Boon E. F. Fundamentals of flange and shaft seals. Dechema Monographien, 21, 372, Frankfurt a. M., 1952.
5. Kramers H. Longitudinal diffusion in an annulus between a rotating cylinder and a stationary sleeve. Private communication.
6. Goldstein S. Modern developments in fluid dynamics. Oxford, Clarendon press, 1938.
7. «Duraseal Manual», Durametallic Co., Kalamazoo, Mich., U. S. A.
8. Lawaczek F. Pumpen und Turbinen, 171, Springer, Berlin, 1932.
9. Thorn F. C. Performance of centrifugal pump packing. Power Plant Eng., Sept. and Oct. 1941,