

热管原理及应用(下)

马同泽

(中国科学院力学研究所)

三、热管设计中的一些问题

在设计热管时,将碰到一系列的问题,例如热管能传递多少热量?能否满足要求?如何降低热管的热阻,以减少加热端与冷却端的温差?如何选择工作液和热管材料?毛细芯如何安装?以下简单地谈一谈这几方面的问题。

(1) 热管的极限功率

设计热管时希望热管的效率比较高,即在较小的尺寸下传递尽可能大的功率(或热量),但热管传递的功率是受到一定的限制的,不可能无限制地增加。因为热管传递热量是依靠工质的连续循环,传递热功率所受到的限制,实际上都是与工质循环速度受到限制或者循环中断直接相联系着^[8,19]。

通常热管受到四个极限的限制,如图7所示,在各个温度区受到不同极限的限制,图中AB为声速极限,BC为携带极限,CD为毛细力极限,DE为沸腾极限。弄清这些极限的目的一方面在于提高这些极限值,另一方面在于设计和使用时,使传递的热功率低于这些极限,否则热管就可能因局部过热而停止工作,或者对于高温热管来说因局部过热而烧毁(声速极限除外)。

由于热管中的物理过程十分复杂,它是伴随着物质相变的两相流动传热传质过程,目前要想准确地计算这些极限是很困难的,下面介绍一些简单的计算公式作为参考,实际研制热管时要进行大量的实验,取得数

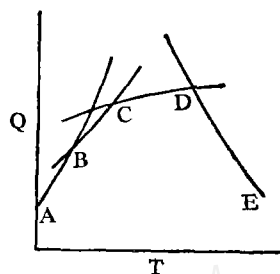


图7 热管的极限功率

据。

1) 声速极限

这一极限通常发生在热管的起动过程和低工作温度区,尽管热管的蒸汽流动截面积不变,但在蒸发段由于液体不断蒸发,沿着蒸汽流动的方向,蒸汽质量是不断增加的,因此速度也不断增加,在蒸发段出口速度最高,当热源温度不变,而使热汇(冷凝段)的温度下降时,蒸汽密度下降,蒸汽速度相应增加,直到在蒸发段出口变为声速为止,此时就发生了所谓“阻塞”,就象在收缩喷管的喉部达到声速时的情况一样,一旦发生“阻塞”,即使再加强冷却,传递的热量也不会增加。

达到声速极限时,单位流通面积上的热流可以用一个简单的公式来计算^[3]:

$$q_s = 0.474L\sqrt{\rho_0 p_0}$$

式中: L 为工质的汽化潜热; ρ_0 和 p_0 为蒸发端起始点蒸汽密度和压力(单位均为CGS制,下同)。

2) 携带极限

热管工作温度稍高时,进入所谓携带极限区(即BC线),这种理论认为,当蒸汽流速增加到足够高时,蒸汽的惯性力超过液体的表面张力,蒸汽流在蒸发段出口把液滴从液体界面上冲刷下来,并把它们带到冷凝段,当这种携带量足够大时,毛细芯子中的液体达到干涸的程度,蒸发段即发生过热,热管即停止工作。携带极限与芯子表面的毛细孔尺寸和工质的表面张力有关。提出这一理论的人认为可用一韦伯准则来判断,当这一准则等于1时即发生携带极限^[9],即

$$We = \frac{\rho_v U^2 Z}{\sigma} = 1$$

从上式可求出单位流通面积的最大热流为

$$q_E = \sqrt{\frac{\rho_v \sigma L^2}{Z}}$$

式中: ρ_v 为蒸汽密度; σ 为液体的表面张力; Z 为芯子的特性尺寸,通常为表面上毛细孔的尺寸。

应当指出,这一理论还只是一种设想和推论,实验依据还不充分。

3) 毛细力极限

毛细力极限是轴向热管在较高温度时碰到的极限功率,这一极限甚为重要,因为较长的热管要提高这一极限是不容易的。

所谓毛细力极限,是工作液和毛细芯子所能产生的最大毛细压头与液体流动压差、蒸汽流动压差和重力压头达到平衡时所能传递的热功率^[2,4,7,12]。

毛细现象是一种物理现象,是由液体的表面张力所引起的,煤油灯的灯芯能将油提升一定的高度,就是利用这个原理。当我们将一个直径很小的毛细管插入一个盛有水的容器中、液体即在管中上升一定的高度,如图8所示,管中的液面呈凹陷的弯曲面,弯曲面上气体与下面液体产生一定的压差,即为毛细力压头。当热管工作时,蒸发段毛细芯子表面的每一个小孔中的液体将产生凹陷的弯曲面,相当于无数的毛细管,由此而产

生毛细压头。界面两边的气体和液体保持一定的压差,蒸汽和液体的压力变化是由它们的流动方向所决定的,从蒸发端到冷凝端蒸汽压力是下降的。而液体压力是上升的(见图9),热管中的压力平衡式为

$$\Delta p_v + \Delta p_l \pm \Delta p_c = \Delta p_g$$

当极限功率达到时,毛细压头为最大值,可用下式求出:

$$\Delta p_{c,max} = \frac{2\sigma \cos \theta}{r_c}$$

式中: r_c 为毛细孔有效半径; θ 为液体对壁管的润湿角。

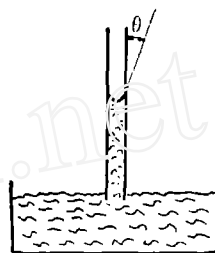


图8 毛细现象

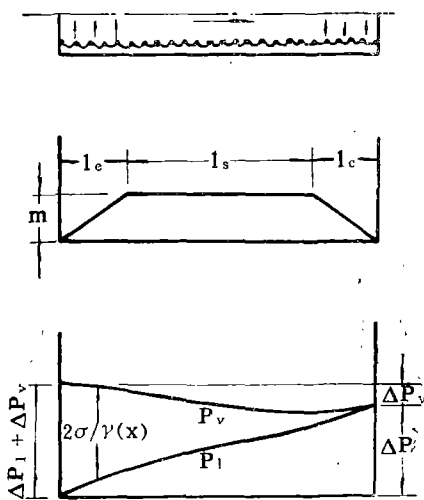


图9 热管内压力平衡

对于各向同性的多孔材料,或由金属网卷成及纤维压制成的毛细芯子,液体的流动压差可用下列达西公式计算:

$$\Delta p_1 = \frac{\eta_1 \dot{m} l_{eff}}{\rho_1 K A_w}$$

式中： η_1 为液体的粘性系数； \dot{m} 为总蒸发率； ρ_1 为液体的密度； K 为芯子的渗透系数； A_w 为芯子的截面积； l_{eff} 为有效长度，可表示为

$$l_{eff} = l_s + \frac{1}{2}(l_e + l_c)$$

式中： l_e 、 l_s 、 l_c 为热管蒸发段、绝热段及冷凝段长度。

对于其它形式的毛细芯子，例如复合毛细芯子，其流动阻力另有计算公式，但不成熟，精确度较差。

蒸汽的压降可用下式计算^[2,12]：

$$\Delta p_v = \begin{cases} \frac{4\eta_v l_{eff} Q}{\pi \rho_v r_v^4 L}, & Re_r \ll 1 \\ \left(1 - \frac{4}{\pi^2}\right) Q^2, & Re_r \gg 1 \\ \frac{8\rho_v r_v^4 L}{8\rho_v r_v^4 L} \end{cases}$$

式中： η_v 、 ρ_v 、 r_v 及 Re_r 为蒸汽的粘度、密度、蒸汽通道半径和蒸汽的径向雷诺数， Re_r 被定义为

$$Re_r = \frac{\rho_v r_v V_r}{\eta_v}$$

式中： V_r 为蒸汽离开液面时的径向速度。

如果热管非水平放置，而在重力场中与垂直线成 β 角，则重力压头可表示为

$$\Delta p_g = \rho_1 g l \cos \beta$$

当蒸发端在上部时，压力平衡式中 Δp_g 取“+”值，而在下部时取“-”值，当热管水平放置时 $\Delta p_g = 0$ 。

蒸汽的压降相对于液体压降小得多，往往可以忽略不计，又假设热管水平放置并且润湿角 $\theta = 0$ ，这时

$$\Delta p_{c,max} = \Delta p_1$$

将其表示式代入，可得传递功率的表示式为：

$$Q = \dot{m} L = 2(\sigma \rho_1 L / \eta_1) (K A_w / r_c l_{eff})$$

式中 $(\sigma \rho_1 L / \eta_1)$ 为液体物理性质的组合量，称为工质的品质因数，其值愈大愈好，因此热管中所用液体的表面张力、密度及汽化潜热愈大愈好，而粘性系数愈小愈好。 $(K A_w / r_c l_{eff})$ 为毛细芯的几何因素，可见芯子的渗透性、截面积愈大愈好，孔眼及长度愈小愈好。这些仅仅是对毛细力极限而言。芯子截面积过大后带来的问题是增加了径向热阻，降低了热管的等温性，这又是一个缺点。

4) 沸腾极限

以上三种极限都是属于热管的轴向热流极限值，而沸腾极限则是热管的径向热流极限，也就是说热管蒸发段的径向热流密度受沸腾极限的限制。所谓沸腾极限，即是当蒸发段热流增大到一定程度，壁面产生汽泡，汽泡大量增加后，使液体的循环发生阻塞，继续加热则该处发生局部过热，热管停止工作。

沸腾极限的机理目前还不十分清楚，多孔材料中的沸腾机理与大容积中的沸腾过程的区别，也是有待进一步研究的问题，所以准确地计算这种极限热流是很困难的，以下公式可用作粗略估算，应用中要靠实验取得数据。

沸腾极限的总热流为^[4,12]：

$$Q = \frac{2\pi l_e k_w}{\ln \frac{r_w}{r_v}} \frac{\sigma T_{sat}}{\rho_v L} \times \left[\frac{2}{r_b} - \frac{\cos \theta}{2\pi e r_v} \right]$$

式中： k_w 、 e 、 r_b 和 T_{sat} 分别为充液体的毛细芯当量导热系数、多孔性系数、临界汽核的有效半径和饱和温度。根据沸腾理论， r_b 可用下式计算：

$$r_b = \left[\frac{2\sigma T_{sat} k_1 v_{1v}}{L q_r} \right]^{1/2}$$

式中： k_1 、 v_{1v} 及 q_r 分别为液体导热系数、蒸汽与液体的比容之差及蒸发段径向热流密

度。

需要说明的是,图7中所表示的各个极限功率的相对位置适合于一般的轴向热管,对于一些特殊情况,各个极限功率曲线的相对位置将会有所改变,例如对于一个特别长的热管,或者对于一个加热端在上部,液体需要爬升较大高度的热管,则首先碰到的是毛细力极限,而不是其它极限。对于长度与直径之比很小的径向热管,蒸汽流通面积较大,速度较小,前二种极限热流较高,可以不考虑,主要是后二种极限。总之对于不同的问题要作具体分析。

(2) 毛细结构形式

随着热管技术的发展,人们提出用热管作较远距离的热量输送工具,但这受到毛细力极限的限制。毛细力的大小是与毛细材料的孔径成反比的,减小毛细孔直径可以提高毛细力,但对于各向均匀的毛细材料而言〔图10(a)〕,减小孔径意味着液体的流动阻力急骤增加,因而极限功率无法提高。为了解决这一矛盾,发展了新的毛细结构,这种结构既保留了大的毛细力,又降低了液体的流动阻力,这些结构有槽道式(管内壁上开细槽)、槽道加网格格式〔图10(c)〕、环形通道式〔图10(b)〕和干道式,干道式中又有单干道〔图10(d)〕和多干道〔图10(e)〕两种。在这些毛细芯子中,液体在较大一些的通道中流动,阻力小,而毛细力则仍然由小孔径的网格来产生,毛细压头大,因而流动速度快,极限功率可以提高。但是这些毛细结构加工比较复杂。

采用哪一种结构,很大程度上取决于热管的用途,如果液体冷凝后回到蒸发段的距离较短,为了简单方便可以不用上述复合式的结构,而用简单的结构。例如用单层或数层金属丝网卷成的芯子贴于管壁上。

单一的毛细结构可以用丝网卷成,或者再加以烧结,也可以用金属粉末烧结而成,或者用纤维材料烧结而成。总之可以多种多

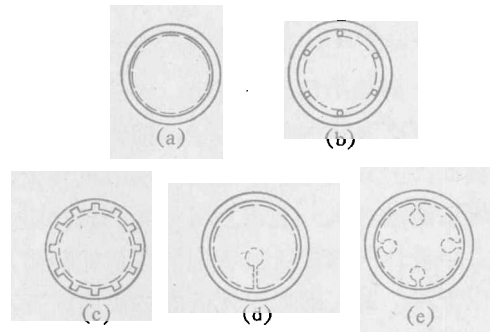


图 10 毛细结构形式

样。

(3) 热管的热阻

利用热管将热量从一种介质传到另一种介质中去的过程,是由多种传热过程所组成,而且每一个过程都伴随着一定的温降,这说明每一过程都存在着热阻,如果仔细分析,则可分为9个热阻:从介质甲(无论是固体、液体或气体)传到热管外表面,可以是辐射、对流或传导,或几种兼而有之,其热阻为 R_1 ;从热管壳外表面传至内表面为固体传导过程,其热阻为 R_2 ;从内表面传至毛细芯子的表面,主要为传导过程,其热阻为 R_3 ;从毛细芯子的表面传至蒸汽为蒸发沸腾传热过程,其热阻为 R_4 ;热量从蒸发端传至冷凝端,热量由蒸汽流动来传递,其热阻为 R_5 ;从冷凝端蒸汽传至毛细芯子表面为凝结传热过程,其热阻为 R_6 ;同样从毛细芯子表面传至管壳内表面,再传至管壳外表面,均为传导过程,其热阻分别为 R_7 和 R_8 ;从热管外表面传至介质乙(可以是各种介质),可以是各种形式的传热,其热阻为 R_9 。以上9个热阻中除去 R_1 及 R_9 外,其余7个热阻是属于热管本身的,虽然这7个热阻的总和比任何相同尺寸的实心金属材料的总热阻都要小得多,但从数量级上对它们进行分析,将有助于我们对热管性能进行改进。用一个以水为工作介质的热管为例,根据计算,其热阻数量级的分配如下(单位为 $^{\circ}\text{C}/\text{W}$):

$$R_1 \quad 10^3 \sim 10, \quad R_2 \quad 10^{-1}, \quad R_3 \quad 10, \quad R_4$$

10^{-5} , $R_5 \cdot 10^{-8}$, $R_6 \cdot 10^{-5}$, $R_7 \cdot 10$,
 $R_8 \cdot 10^{-1}$, $R_9 \cdot 10^1 \sim 10$ 。

从上列热阻值可以看出, 水热管的主要热阻在充满液体的毛细芯子, 因为水的导热系数低, 所以它与芯子的复合热阻也较大, 而热量通过蒸汽一端传至另一端, 其热阻最小。当设计的热管所需传递的热量在极限功率以下时, 如何降低热管两端的温差, 提高其等温性, 就成为需要考虑的问题, 这要求对芯子的厚度作合理的设计, 在可能的条件下芯子作得薄一些, 能降低热管的热阻, 提高等温性。对于冷却电子器件的热管散热器要求温降小, 以提高其向空气的散热能力。对用于温度拉平的等温热管, 也要求热阻小, 以减小温差。这是设计时必须考虑的问题。对于传递大功率的热管, 降低芯子厚度与提高毛细力极限是有矛盾的(干道式例外), 遇到这种情况, 就应权衡主次, 有所取舍。

(4) 热管工作液体和材料的选择

热管工作液的选择一方面取决于工质的物理性质。对于物理性质的要求是: (1) 较高的汽化潜热; (2) 较高的导热率; (3) 较低的粘度; (4) 较大的表面张力; (5) 较高的润湿能力; (6) 适当的沸点。任何一种流体的蒸汽饱和和压力曲线决定了它的适用工作温度范围。一般说来, 热管中的流体应在其蒸汽压-温度曲线的斜率很大的区域内工作, 使得在一定的压降下的温度变化最小。此外, 应选择这样的工作温度区, 使其蒸汽压力适当, 太低则蒸汽密度低, 传热效率低, 太高则对管壳的强度要求高, 因而管壁太厚。

前面提到的液体的品质因数 $\sigma \rho L / \eta$, 是几种物理性质的综合量, 它是衡量热管工作液的尺度之一。几种工作液在沸点时(大气压力下)的品质因数见表1 [9]。

对工质的另一要求是在工作时保持化学稳定, 与热管材料相容, 不产生另一种气体。

对于高温热管, 液态金属有广泛的应用

表 1 各种介质的品质因数

工 质	沸 点 (°K)	品质因数 (瓦/厘米 ²)
氦	239.7	976×10^1
甲 醇	338	486×10^1
四氯化碳	349.5	116×10^1
乙 醇	351.5	215×10^1
水	373	456×10^2
苯	491	112×10^2
水 银	629.5	162×10^3
铷	961	250×10^3
铯	958	124×10^3
镉	1,038	376×10^3
钾	1,047	450×10^3
钠	1,156	227×10^4
锌	1,180	114×10^7
镁	1,380	590×10^6
锂	1,613	825×10^6

前途, 因为它有合适的蒸汽压特性、较高的表面张力和汽化潜热以及低的粘度, 对于低温热管, 水具有很好的特性。

根据上述要求, 在图11中列出不同温度区合适的工作介质。从图中可以看出, 自15°K至2,300°K都有可以工作的介质。

对于管壳和毛细芯材料的要求是: 首先在工作温度下有足够的强度, 耐温、耐压, 有良好的导热性; 另一个重要的条件是与工作介质有较好的相容性, 化学稳定性好, 价格低廉等。如果在化学上不相容, 则可能产生另一种气体, 例如以铝作管壳、以水为工作介质的热管在工作过程中产生氢气。这种

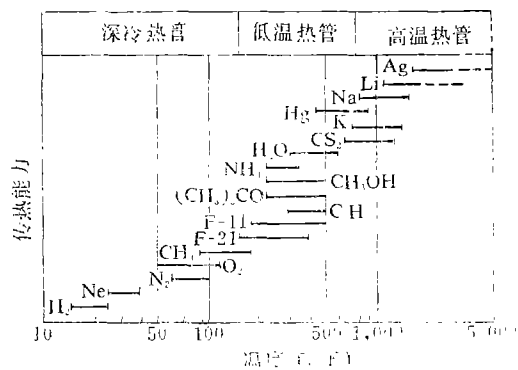


图 11 热管工作介质

不凝结气体在热管运行时被扫到冷凝端，占有一部分容积，使蒸汽不能到达该部分进行冷凝，对于一般热管，其结果是减少了有效长度，最后可能完全破坏热管的工作状态。工作液对芯子和管壳的腐蚀也会破坏热管的正

常工作。

表 2 中列入几种常用的液体和材料的相容情况，以“C”代表相容，而以“I”代表不相容，“C*”表示各家的试验结果不完全一致^[17]。

表 2 各种匹配材料的相容性

材 料 工 质	铝	不 锈 钢	铁	紫 铜	黄 铜	镍	钢 康 乃 尔	钨	钼	钨	铌	钛	铌	冷 轧 钢	二 氧 化 硅
水	I	I		C		C	I					C			C
氨	C	C	C	C		C								C	
甲 醇	I	C	C	C	C	C									C
丙 酮	C	C		C	C										
氟利昂-11	C														
氟利昂-21	C		C												
氟利昂-113	C														
C ₆ F ₆				C											C
正丁烷	C														
正戊烷	C	C													
正庚烷	C														
锂		I				I	I	C	C	C		I	C	C	
钠		C				C	C					I	C	C	
钾						C						I	C	C	
铯												I	C	C	
水 银		C				I	I		I	I		I	C	I	
铅		I				I	I	C	C	C		I	C	I	
铋		I				I	I	I	I	I			C	I	
银								C	C		I				
导热姆-A		C		C											C
导热姆-E	I	C*		C	I									I	
苯	C														

注：导热姆-A为联苯与苯醚混合物，导热姆-E为邻二氯苯。

对于材料的相容性，目前研究得还不够广泛，有些还有分歧看法，例如水与不锈钢是否相容？多数研究者的试验结果表明是不相容的，二者相互作用后产生氢气，而另一些研究者试验的结果认为只要清洗得当，并经过高温处理，则不会产生氢气。许多材料在较低温度运行时受腐蚀的情形不明显，但在温度较高时却十分严重。

四、热管的制造工艺及寿命

热管的制造工艺与电子管的工艺十分相

近，其工艺过程直接影响热管的热性能和寿命，现简述如下：

首先对管壳进行机械加工，然后对另件及毛细芯材料进行严格的清洗，用去油洗涤剂（如三氯乙烯、丙酮）清洗，如材料上有氧化皮层，则应进行酸洗，最后用蒸馏水冲洗。清洗完毕即可安装毛细芯子，如用金属丝网作芯子，可用点焊或弹簧使其成型并固定在壁上，再进行一次简单的清洗，然后用氩弧焊或真空钎焊对壳体焊接，壳体上留一排气管。对于高温热管，需要进行真空除

气，除气温度应高于热管的工作温度，真空度应不低于 1×10^{-5} 毫米汞柱，使热管不致在除气过程中氧化。进行真空检漏，然后将热管联接在真空机组上，进行抽真空灌工作液，如为液态金属热管则应进行真空蒸馏，以保证工作液的高纯度。如为低温热管，则可将预先经过高度净化的工作液直接注入。工作液的量以稍多于填充毛细芯子空隙为准。对于等温热管则应尽可能提高真空度，以减少不凝结气体量，提高等温性。最后进行冷焊封口，冷焊完后再进行热焊，对于高

温热管，应在真空容器中焊接，例如电子束焊接。对于液态金属热管，焊完后，还需要在炉中烘烤，使液体浸润毛细芯子，才能便于起动。

热管的寿命是与工作液和材料的选择、制造工艺和工作条件有密切联系的，世界各国对各种热管作了大量的寿命试验，现将文献资料中某些常用的不同材料和温度的热管运行寿命参考数据列于表3^[17,18]。表中所列工作寿命并非热管最长的工作时间，大部分是实验的时间，在此时间内热管并未损坏。

表3 各种热管在不同工作温度下的寿命

工作液体	热管材料	工作温度(℃)	工作寿命(小时)
水	紫铜	130	20,000
丙酮	紫铜(壳), 青铜(网)	50~70	>1,300
丙酮	不锈钢	50~70	18,600
丙酮	铝	110	>1,000
氨	铝, 不锈钢	50	12,300
乙醇	铜(不锈钢)	50~70	>1,300 (18,600)
甲醇	紫铜(不锈钢)	50~70	>1,300 (5,500)
水	不锈钢	190~550	32,000; 16,900
铯	铯-1铯	350~700	20,000
钾	镍	415~800	24,500; 41,000
钠	铯-1铯	1,000 (850)	>1,000 (16,000; 40,000)
钠	304 不锈钢	800	12,700
钠	不锈钢	750	30,000
钠	镍	800	>13,750
钠	哈斯特合金	715	33,100
锂	铯-26铯	1,600~1,700	10,000 (在真空中试验)
锂	铯-26铯	1,800	720 (在真空中试验)
银	铯-26铯	2,000	1,000 (在真空中试验)

从表3的数据可以看出，如果材料和工作液体使用得当，制造工艺合理，热管的寿命是可以很长的，工作温度在1,600℃以下的热管，其寿命可以达到数千小时以至数万小时，工作温度在1,800℃以上的热管，目前寿命还比较短。随着工业技术的不断发展和认识的不断深入，热管的寿命还将不断提高。

参 考 文 献

[1] G. M. Grover et al., "Structures of

very high thermal conductance", J. Appl. Phys., 35, 1990 (1964).

[2] T. P. Cotter, "Theory of heat pipes", Los Alamos Sci. Lab., LA-3246-MS, Feb. (1965).

[3] C. A. Busse, "Theory of the ultimate heat transfer limits of cylindrical heat pipes", International Journal of Heat and Mass Transfer, 16 [1], (1973).

[4] B. D. Marcus, "Theory and design of variable conductance heat pipes", N72-23953 (1972).

[5] G. Y. Eastman, "The heat pipes", Sci-



分子筛脱蜡减压工艺试验

分子筛脱蜡较冷榨或溶剂脱蜡具有工艺和设备简单等优点。目前,此法在工业上仅应用于轻馏分油。本工作为将此法应用于重馏分油,以制取低凝点润滑油或增产柴油。

为了降低原料油气化温度,减少产品裂化,试验在减压下进行。

原料:华北原油常三线馏分油,前785小时试验,原料油馏程253~433℃,凝点34℃;后304小时试验,原料油馏程218~418℃,凝点26℃。

吸附剂:5A分子筛(长沙化工厂产品)

吸附器:6升×2

操作条件:

吸附器顶真空度,毫米汞柱	690
原料油预热温度,℃	70
原料油气化温度,℃	325~330
吸附温度,℃	325~330

筛油比	14.1~18.3
脱附剂	水蒸汽
脱附温度,℃	350~360
筛水比	3.5:1

切换周期: 15分

试验时间: 1,089小时

试验结果:脱蜡油收率36~39%,凝点-8℃,脱蜡油与出厂0#柴油按19:1调合,馏程和凝点可符合0#柴油质量指标的要求。

以减二线馏分油(馏程261~456℃,凝点38.5℃)为原料,在719毫米汞柱真空度、332℃下进行了26周期的吸附试验,脱蜡油收率为39.5%,凝点<-6℃。

常三线、减二线脱蜡油经切割,260~390℃馏分可作10#、25#变压器油的基础油;260~410℃馏分可作7#高速机械油的基础油。这两种油经糠醛-白土处理,变压器油再加0.3% 2,6-二叔丁基对甲酚,可分别达到10#、25#变压器油和7#高速机械油质量指标的要求(见表)。

软蜡融点一般在38~44℃,含油20%(未切去中间馏分),可作裂解(制取 α -烯烃)和皂用蜡的原料。

- entific American, 218 [5], (1968).
- [6] K. T. Feldman and G. H. Whiting, "The heat pipe", Mech. Eng., [2] (1967).
- [7] H. Cheung, "A critical review of heat pipe theory and applications", UCRL-50453 (1968).
- [8] J. E. Kemme, "High performance heat pipes", IEEC Conf. Record, Thermionic Conversion Specialist Conference (1967).
- [9] G. A. A. Asselman and D. B. Green, Philips Technical Review, 33 [4,5], (1973).
- [10] "New roles for heat pipes", Chemical Engineering, 80 [20], (1973).
- [11] 古沢昭, "ヒートパイプ利用热回收用热交换器", 化学装置, [12], (1977).
- [12] E. R. F. 温特, W. O. 巴希, "热管", 科学出版社(1975).
- [13] E. D. Waters et al., "The application of heat pipes to the trans-Alaska pipeline", 10th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1975 Record.
- [14] A. Basiulis and J. H. Johnson, "High temperature heat pipes for energy conservaion", ibid.
- [15] M. A. Ruch, "Heat pipe thermal recovery units" ibid.
- [16] H. Birnbreier et al., "Heat pipe cooling of semi-conductor power devices", ibid.
- [17] E. A. Skrabek et al., "Heat pipe design handbook", Part I, N74-22569.
- [18] H. Kreeb et al., "Lifetest investigations with Low temperature heat pipes", International Heat Pipe Conference, Stuttgart (1973).
- [19] 中国科学院北京力学研究所, "热管文集", 上海科学技术情报研究所(1976).
- [20] 中国科学院北京力学研究所, 第七机械工业部502研究所, "外延炉等温热管", 科学技术文献出版社(1978).