

离心式机油滤清器的设计和试验

丁 賢 忠

南京汽车制造厂档案室技术情报组编印

一九六四年十二月

目 录

离心式机油滤清器的设计和试验

南京汽车制造厂 丁贤忠

页次

一、前言	1
二、目前在国内外汽拖发动机上，采用离心机的结构种类概述	1
三、三种不同型式的离心机选型过程和结构简介	2
1. L ₁ 型机械传动式离心机简介	2
2. L ₄ 和L ₅ 型离心机的选型过程和结构简介	6
四、L ₄ 和L ₅ 型离心机主要结构参数的验算	13
1. 发动机的基本参数	13
2. L ₄ 和L ₅ 型离心机的基本尺寸	13
3. 进入离心机的总流量	14
4. 发动机需要的循环润滑油量	14
5. 离心机转子内的油流速度	15
6. 机油在转子内停留的时间	16
7. 液力反作用传动参数的计算	16
五、L ₁ 、L ₄ 和L ₅ 型离心机与粗细滤器的比较试验	19
I. 第一阶段试验	19
1. L ₁ 型离心机与粗细滤器的通过特性试验	19
2. L ₄ 和L ₅ 型离心机的液力传动参数试验	22
3. L ₁ 和L ₄ 型离心机与粗细滤器的滤清性能试验	24
4. 离心机零件的性能试验	34
II. 第二阶段试验	35
1. 发动机转速与L ₄ 型离心机转子转速的关系试验	36
2. 从发动机冷机起动至转子达到稳定转速所需时间的试验	38
3. 离心机转子的振动试验	39
4. 离心机功率消耗试验	40
5. 装L ₄ 型离心机的强化试验	41
III. 小结	41
六、改进方向	43
七、结束语	44
参考文献	44

一、前言

根据各地用户反映，我厂生产的NJ50和NJ70型发动机的主要缺点是零件磨损较快。磨损快的原因很多，其中主要原因之一是机油滤清不良。从国外的情况来看，苏联从1950年末，在离心式机油滤清器方面发展很快，所以现在在苏联新设计的汽车和拖拉机发动机上，基本上都采用了液力反作用离心式机油滤清器来代替原来的滤清器了。至于其他国家如日本、意大利等亦有一定程度的发展。在国内不少拖拉机发动机和一些柴油机上亦采用了离心式机油滤清器的结构。由于不需要更换元件，经济效果很好。离心式机油滤清器（以下简称离心机）已经越来越引起人们的重视。

根据文献介绍，采用离心机后：发动机零件的磨损可降低 $\frac{1}{2}$ — $\frac{2}{3}$ 倍，机油的使用寿命可延长一倍；如果机油中加有添加剂时，添加剂易被细滤器滤除，而不易被离心机分离；当机油中含有水分时，水分将为滤芯纸板部分地吸收，使滤芯损坏，但离心机则不受影响，反而可将水分滤去。此外，离心机的通过能力较强，不会受到工作时间的影响，也是它的优点。

离心机也有一些缺点。譬如：发动机在刚起动时，由于机油温度较低，滤清效率不高；需采用双级油泵以及离心机制造成本稍高等。

由上面的介绍看来，离心机的优点是主要的。为了提高产品质量，为了自力更生，发奋图强，尽快的赶上世界先进水平，我厂从1963年第1季度起，曾先后设计，试制和试验了三种不同型式的离心机，对这几种种离心机的特点，其与原粗细滤器的性能比较和装用在NJ70型发动机上的可能性和存在问题，作了一些试探性的研究，并于1964年2月重新设计和试制了L6型离心机。

由于本项研究尚未最后完成，采用离心机的结构对提高发动机零件的寿命试验还有待于下一步进行。因此，本文仅介绍为适用于本厂发动机的离心机结构方面的设计探讨；这些离心机的工作特性以及与原粗细滤器在无发动机台架上的比较试验结果。

二、目前在国内外汽拖发动机上采用离心机的结构种类

离心机的基本工作原理是机油被高速旋转的转子带动，产生强大的离心力，在离心力的作用下，机油中的杂质与机油迅速分离开来，积存在转子的周壁上，使机油得到滤清。

由于转子传动方式的不同，离心机的结构亦不相同。转子的

传动方式很多，主要的有液力传动、机械传动、气力传动和电力传动四大类（十多种）。

採用液力反作用全流式离心机的如苏联里哈乔夫汽车厂设计的裝用在34A-164汽车上的34A型离心机；苏联弗拉基米尔拖拉机厂生产的供A-28型及其变型的发动机用的离心机等。

目前在上世界上对离心机研究最多，发展最快的要算苏联。大多为液力反作用分流式离心机。当用在拖拉机上时，多与粗滤器联用。这种离心机经多年来的研究改进，基本上已形成了一种

传统的结构。苏联汽车与内燃机科学研究所和拖拉机科学研究所已根据这种典型结构分别提出汽车和拖拉机用的系列尺寸。

三、三种不同型式的离心机选型过程和结构简介

发动机的结构和功率不同，使用条件不一，则所採用的离心机型式亦应不同。为了选择一种适合我厂NJ70发动机的离心机我们进行了下列的选型试验工作。

1. L型机械传动式离心机

离心机的结构是仿造意大利Fiat固定式柴油机所用的离心机。在这种柴油机上装有一只与曲轴連在一起的离心机，其结构简单紧凑，无外部連接的管路。据说第一道主轴承由于是污油的进口所在，磨损较重，但滤清效果较好。因此，决定先用这种离心机的实样配上一套轴承支架，裝在发动机的左前侧，用三角皮带套在曲轴的前皮带盘上传动（速比为2）。原粗细滤器全部取消。

这种离心机的内部结构如图1所示：（图见3.4页）

从油泵出来的机油自孔A进入，经管道B和压盖端面上的大个油槽C进入转子的工作腔D，由于转子在高速旋转，使转子工作腔中的机油也跟着转动，于是杂质在离心力的作用下与机油分离开来，被抛到转子本体的周壁上。清洁的机油自狭缝E进入中央管道F，而后由孔G流出，并经油管沉入主油道。为了防止高压机油从油封H漏出，在前油封盖上，开有回油孔K，渗漏出来的少数机油可从孔K经回油管引入机油盘中。

这种离心机在发动机上裝置的油路連接情况如图2所示。

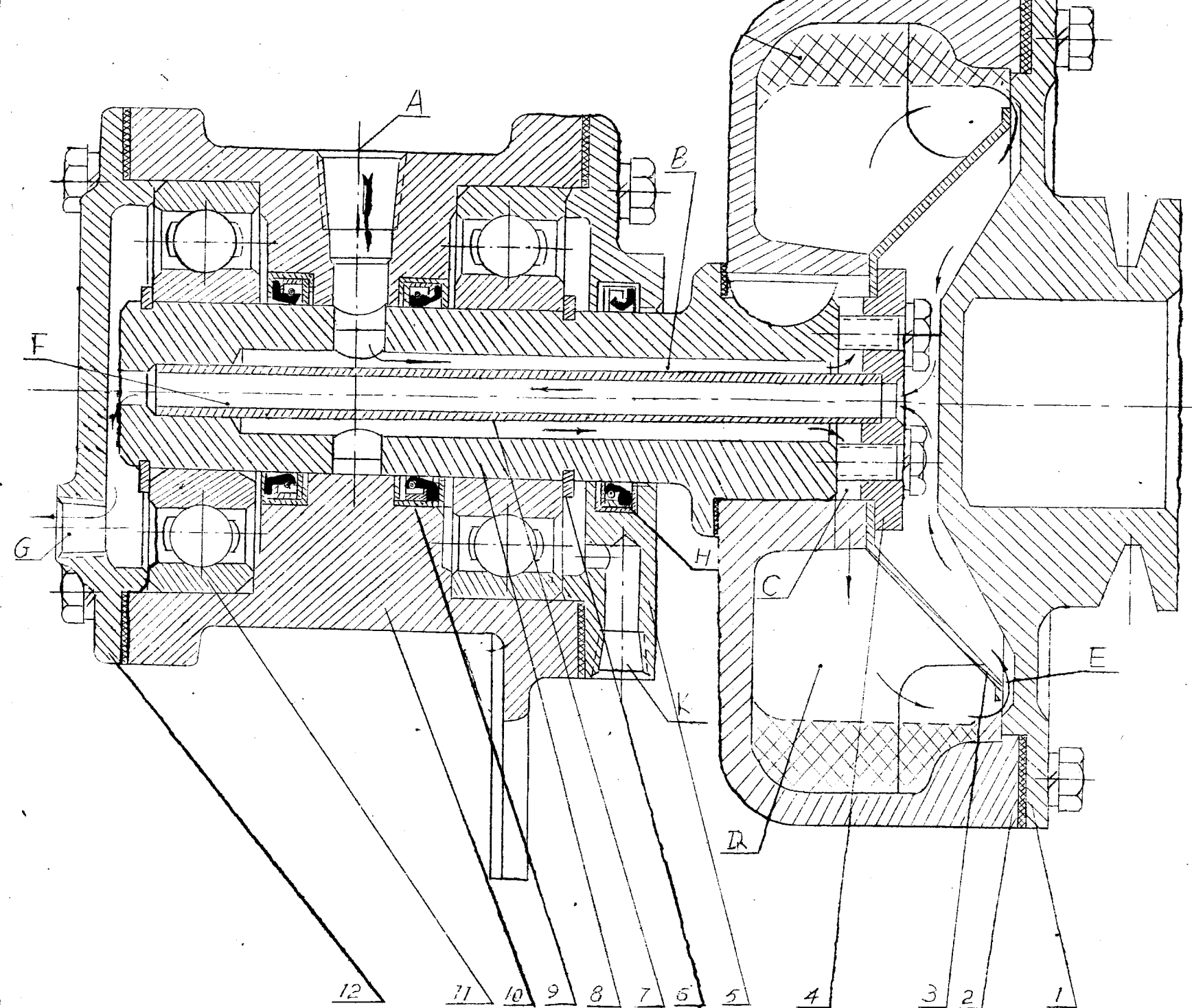


图1 L₁型机械传动式离心机的纵剖面图

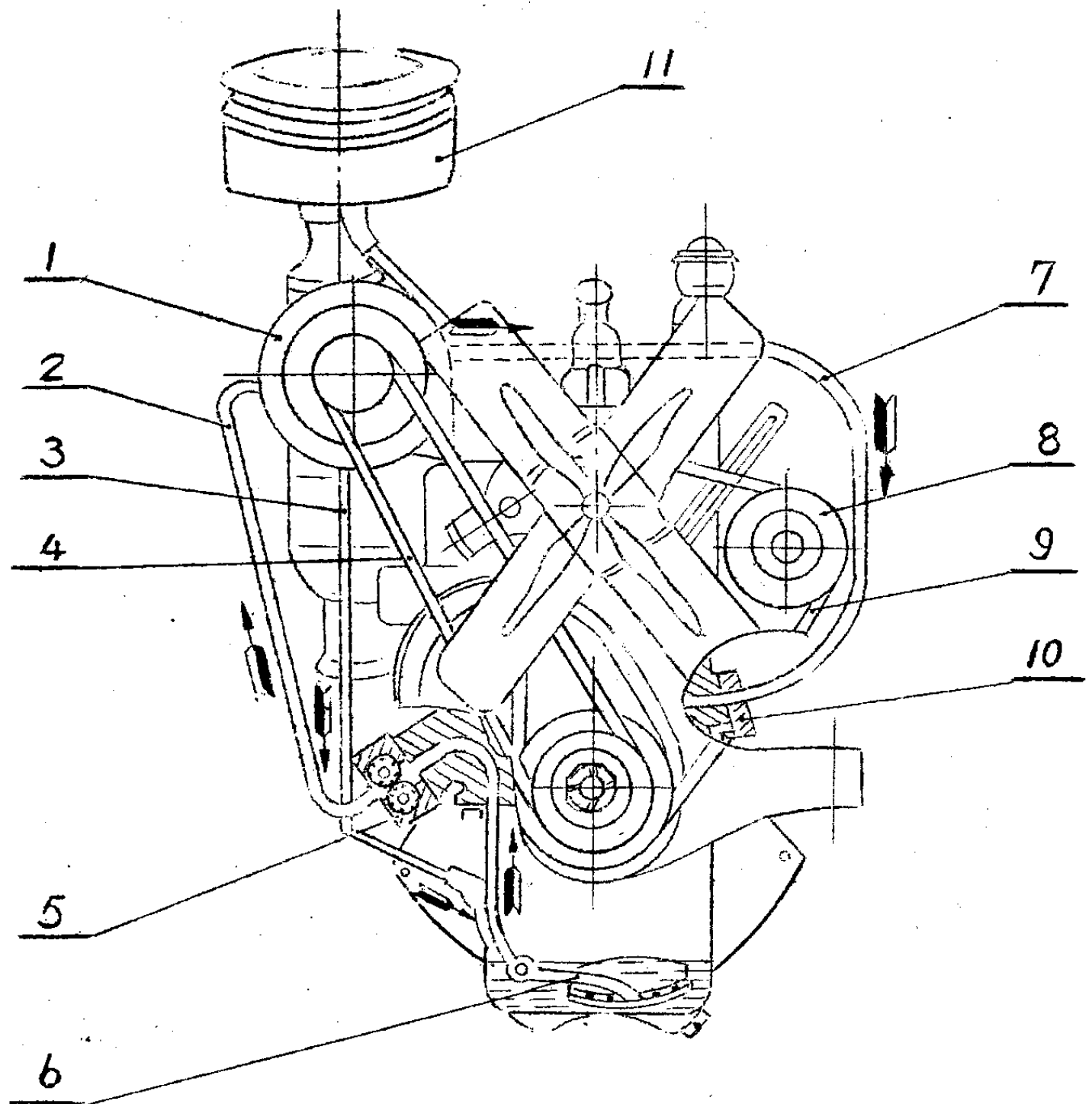


图2 L1型离心机装在发动机上的油路连接示意图

- | | | |
|-----------|-----------|-------------|
| 1— L1型离心机 | 2— 离心机进油管 | 3— 离心机渗漏回油管 |
| 4— 三角皮带 | 5— 机油泵 | 6— 浮式集油器 |
| 7— 离心机出油管 | 8— 发电机 | 9— 发电机三角皮带 |
| 10— 粗滤器孔盖 | 11— 空气滤清器 | |

这种装置的优点是转子转速可比发动机转速高；发动机不需作较大的改动。缺点是：管路比较复杂（由于振动较大，需用耐油橡胶软管连接），经常拆卸会增加接头的漏油机会，而且前面靠近水箱，保养不够方便。更主要的是速比难以适应汽车发动机转速的剧烈变化，当发动机低速工作时，低速比的离心机转子的

转速嫌低，当发动机高速运转时，对大速比的离心机来说，转子转速又嫌过高，危险性较大。

综上所述，由于L₁型离心机的管路、密封装置和传动机构比较复杂，所以必须另外寻求结构更好的离心机来代替。

2. L₄和L₅型离心机的选型过程和结构简介

在开始进行第二方案设计时，曾布置了一个液力涡轮传动的方案，但后来考虑到这种结构比较复杂，尤其是涡轮部分，形状既复杂，尺寸又小，工艺性较差。如果制造和安装误差较大，则必影响转子的传动效率，反而不如液力反作用式离心机为好。反作用式离心机的结构简单，使用可靠，滤清效率较高，是目前最为流行的一种离心机。所以第二方案决定采用液力反作用式离心机。

在油路连接的型式方面，现在采用较多的是分流式连接，这种连接方式在NJ70型发动机上采用困难较多。首先是管路连接比较复杂，因机油泵在发动机的左侧，而离心机必须安装在右侧，否则要碰进排气歧管。这样，从油泵到离心机的管路就很长。如借用曲轴箱内的油泵“过桥油管”，与主油道的机油合在一起，则去离心机的油流就不独立了，失去了分流式本来有的一个主要优点。其次的缺点是通往主油道的机油未经直接滤清，如再在主油道前串联一只粗滤器，则又不够经济。

如采用补偿式连接，管路更难布置，而且吸入主油道的机油泡沫太多，所以也不便采用。

因此，对NJ70发动机采用全流式离心机是比较合适的，这时粗细滤器可全部取消，将离心机安装在原粗滤器位置（为避免碰分电器，用一下垂的支架，将离心机放低）不需增加其他管路，去主油道的机油又能全部得到滤清，比较保险。

可是采用全流式连接的最主要关键是转子工作腔中机油的流速问题。当发动机转速增高时，转子中机油的流速过大，会影响到离心机的滤清效率。由于NJ70汽油机主要用于汽车上，最大功率为79马力，不算太大，所以可以采用全流式的连接。为使通过离心机转子的机油始终不超过设计规定的数值（15.5升/分），曾设计了L₂和L₃型限流式离心机。在这种离心机上，有一个限制流量的滑阀。因此，这种离心机又可以算是全流式离心机的变型。

由于这二种离心机的转子直径较大，限流阀结构比较复杂，以及离心机结构的工艺性较差，所以在完成设计后未进行试制，即

转入L₄和L₅型离心机的设计。

L₄和L₅型离心机是液力反作用传动式用全流式连接的一种滤清器，这种离心机在NJ70发动机上装置的情况如图3所示。

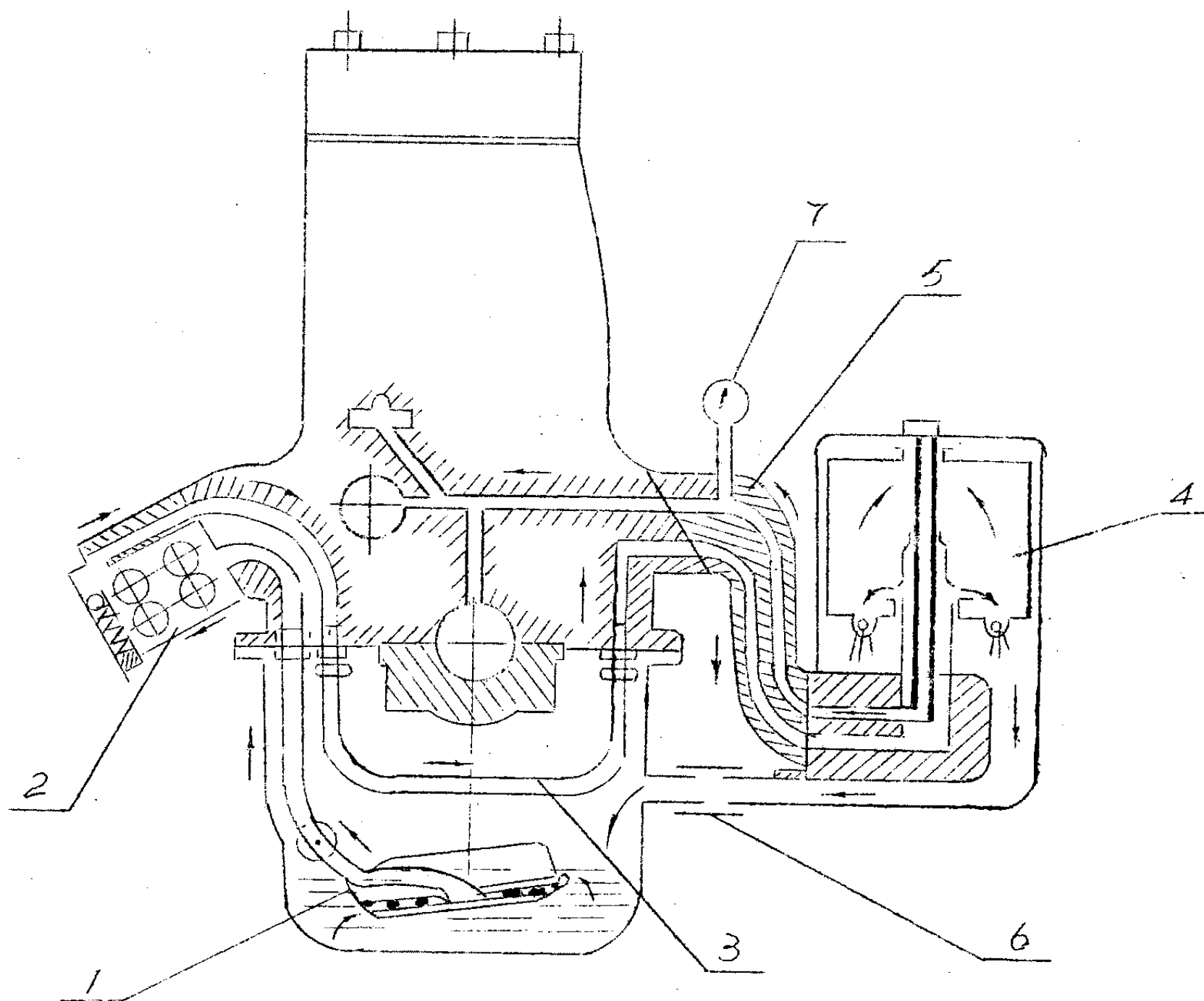


图3. L₄或L₅型离心机在NJ70发动机上装置的油路连接示意图

- 1—浮式集油器 2—双级机油泵 3—油泵过桥油管
4—L₄或L₅型离心机 5—离心机支架 6—离心机回油管接管
7—机油压力表。

L₄和L₅型离心机的结构如图4和图5所示（见9—12页）。

L₄和L₅型离心机的区别是在承推转子轴向浮力部分的结构不同。L₄型离心机采用一颗钢球来承推转子的浮力，而L₅型离心机则采用一只单向推力球轴承来承推转子浮力。

机油流动的路线是：机油从油泵 α 出，经“过桥油管”和离心机支架，自孔C进入，通过斜油道，进入腔D。然后穿过转子轴和转子本体上的径向油孔而进入转子中。这时，一部分机油经滤网和导油接头从喷嘴喷出，以驱动转子旋转。另一部分机油旋转着向上流动，而将杂质沉积于转子的周壁上，干净的机油经导油套回入转子轴中，然后经中央导油管E和出油道F而流入发动机的主油道中。

在考虑L₄和L₅型离心机的结构时，除了力求设法简化零件的结构，提高零件的工艺性（参见图4和图5）之外，还值得提出如下的特点：

① L₄和L₅型离心机虽为全流式的离心机，全部机油都进入离心机的转子，但是，通往喷嘴的机油基本上不通过转子的工作腔。只有供主油道用的这部分机油才向上流动，通过工作腔获得必要的滤清。因此，转子工作腔中机油的流速大，降低，转子直径可以缩小，转子转速可以提高。通往喷嘴的机油^{实际上}是少通过一小部分工作腔^即除了通过一道比较粗的滤网之外，多少还受到一点离心滤清的作用。从图4可以看出，导油接头16的进口非常靠近轴心，保证进入喷嘴的机油比较洁净。这一点在后来的试验中证实了是正确的。在试验中，曾将滤网作了适当的改变，使通往喷嘴的机油不从导油套原来规定的出口流出而直接穿过导油套壁上的滤网进入喷嘴（不受离心滤清作用），结果，喷嘴工作不到8小时即发生堵塞现象。由此可以得出结论：对于全流式离心机说来，通往喷嘴的机油不能不滤清，又不能多滤清。

② 根据文献介绍，当转子在工作中具有向上的浮力时，在转子上方，设置一粒钢球来承推转子的浮力，可以获得较好的效果。这种结构可能有二个严重的缺点：第一个缺点是由于零件加工产生的误差在装配后，钢球与转子旋转中心可能不同心，以及支承螺栓的端面与转子旋转轴线可能不垂直。结果工作时，由于不同心，钢球会在支承螺栓的端面上“划圆”，由于不垂直，支承螺栓会产生一个径向分力作用到转子上，使转子旋转的阻力矩增加，影响转子的转速。第二个缺点是接触处润滑不良，从转子本体轴承间隙处渗出的机油，由于受到离心力的作用，总是向四周甩去，很难流到接触处去润滑。结果，摩擦面的磨损就较严重。针对这二个容易发生的缺点，L₄型离心机提出了一种新的结构。为了保证接触点与转子旋转轴线同心，将钢球装于球座13（见图

原书

缺页

原书

缺页

原书

缺页

原书

缺页

4) 内, 球座内孔和外圆用一次加工的方法 (不卸零件) 保证为外圆的同心。总装时, 将球座压于转子本体的上轴承孔中, 这样钢球就与轴承孔同心了。为了保证垂直, 除了要求有关的配合部分尽量提高整形公差之外, 接触点与上轴承孔的距离, 希望尽量缩短, 以减少径向分力所产生的力矩。为了保证接触处的良好润滑, 球座深隔于转子本体中, 并且将转子盖螺母内孔收小和切出螺纹, 使机油从上轴承间隙处渗漏出来后不易飞散而受到螺纹的回油作用, 这样, 接触处可始终浸于机油中, 保证了摩擦表面的润滑。

采用钢球来承堆浮力的结构是企图减小转子转动的阻力, 以提高转速。但是, 这种结构有一个最大的问题即转子在工作时不能将外罩拆开来检查转子的工作情况, 否则, 转子将向上冲出来。为便于在生产 and 使用时能检查转子转速的情况, 必须在外罩上再加开一个上盖, 以便用内光测速仪检验。为此, 外罩最好用铸件加工出来, 这样, 可以提高整形公差, 便于装拆和调整。不过, 这样一来结构就复杂了。L₄型离心机暂时没有这样做。

四. L₄和L₅型离心机主要结构参数的验算:

1. 发动机的基本参数 (以NJ70发动机作为设计依据)

- | | |
|---------------------|---|
| 1/ 发动机最大功率 | $N_{\text{emax}} = 79$ 马力 (在 3300 转/分时) |
| 2/ 在 1500 转/分时的额定功率 | $N_e = 45$ 马力 |
| 3/ 机油盘容量 | $G_0 = 6.3$ 升 (7 升) |
| 4/ 机油品种 | 10 号车用机油 |
| 5/ 机油密度 | $\gamma = 0.9$ 克/厘米 ³ |
| 6/ 机油动力粘度 | $\mu = 0.12$ 泊 (在油温为 75°C 时) |

7/ 双级机油泵主要参数

- | | |
|---------|------------|
| a. 节圆直径 | $d = 25.4$ |
| b. 模数 | $m = 3.5$ |
| c. 齿宽 | $b = 70$ |

2. L₄和L₅型离心机的基本尺寸:

根据上面讨论决定的结构型式及有英文献, 初步定出L₄和L₅型离心机的基本尺寸如下 (参阅图 4 和图 5):

- | | |
|-------------|------------|
| 1/ 转子平均内径 | $\phi 100$ |
| 2/ 转子平均厚度 | 85 |
| 3/ 中央轴套外径 | $\phi 34$ |
| 4/ 转子轴上轴承内径 | $\phi 12$ |

- 5/ 转子轴下轴承内径 $\phi 19$
- 6/ 转子轴纵向回油道内径 $\phi 9$
- 7/ 转子轴纵向进油道间隙 $\phi 14 \times \phi 9.8$

3. 进入离心机的总流量

进入离心机的总流量决定于油泵的输油率。原发动机采用单级油泵，输油率较小，不能满足驱动离心机的要求，因此决定改用双级油泵。双级油泵的齿轮可以完全互换，因此今后在生产上问题亦不太大。油泵的输油率可根据文献〔14〕介绍的公式求得。公式如下：

$$V_m = 2\pi b n (R_e^2 - r^2 - m^2 \cos^2 \alpha_0) 10^{-6} \eta \text{ 升/分}$$

式中 b —齿宽。因单只齿轮的齿宽为35毫米，故双级油泵的齿宽可按70毫米计算；

n —油泵工作转速。在汽车发动机上使用时，由于发动机转速时高时低，所以只好按其常用转速（1600~1800转/分）考虑，因油泵转速正好为发动机转速的一半，故取 $n=800$ 转/分。但 NJ50 和 NJ70 发动机还同时须作为固定式动力之用（例如拖发电机），其额定转速为1500转/分。因此，油泵工作转速应按较低的转速来考虑，即取 $n=750$ 转/分；

R_e —齿顶圆半径。 $R_e=16.2$ 毫米；

r —节圆半径。 $r=12.7$ 毫米；

m —模数。 $m=3.5$ ；

α_0 —齿形角。 $\alpha_0=25^\circ$ ；

η —供油系数。它取决于齿轮和壳体的制造精度，径向配合间隙、端面配合间隙，进出油压、进油温度以及油泵转速等因素，一般在计算时可取 $\eta=0.5\sim 0.7$ 。

现参考我厂实际试验情况（油温为 $75^\circ\sim 80^\circ\text{C}$ ，出油压力为2公斤/厘米²，油泵转速为715转/分），选取 $\eta=0.52$ 。

将以上各值代入公式得出进入转子的总流量为：

$$V_m = 2 \times 3.14 \times 70 \times 750 (16.2^2 - 12.7^2 - 3.5^2 \cos^2 25^\circ) 10^{-6} \times 0.52 = 15.65 \approx 15.5 \text{ 升/分}。$$

当油泵转速增加时， V_m 将相应增加。

4. 发动机需要的循环润滑油量：

发动机在1500转/分和油门全开时所需要的循环润滑油量可按下述公式计算：

$$V_4 = \frac{632 N_e \cdot q_m}{0.44 \eta_e \cdot \Delta t} \cdot \frac{1}{60} \text{ 升/分}$$

式中： N_e —— 发动机功率。在 1500 转/分 和 油门全开时 $N_e = 45$ 马力；

q_m —— 在热平衡中，传入机油的热量占燃料放出的总热量的百分比。取 $q_m = 0.017$ ；

η_e —— 有效效率。根据热力计算 $\eta_e = 0.251$

Δt —— 发动机中机油的温升。取 $\Delta t = 14^\circ\text{C}$ 。

将以上各值代入公式得：

$$V_4 = \frac{632 \times 45 \times 0.017}{0.44 \times 0.251 \times 14} \times \frac{1}{60} = 5.2 \text{ 升/分}$$

实际送入发动机主轴道的流量应大于上述数值才较保险。根据实际试验情况得知：在上述工况下，单级油泵的实际输油率为 7~7.5 升/分，其中分入细滤器的流量为 0.6~1 升/分，因此，剩下输给主油道的流量只有 6.5 升/分左右。采用双级油泵和离心机后，供给主油道的流量如仍能维持 6.5 升/分（此时主油道油压为 2 公斤/厘米²），则发动机可保证具有足够的润滑。

5. 离心机转子内的油流速度：

根据上面的计算，在油泵转速为 750 转/分时，进入离心机的总流量为 15.5 升/分，供给主油道的流量为 6.5 升/分，因此，剩下从喷嘴喷出来的流量为

$$V_c = 15.5 - 6.5 = 9 \text{ 升/分}$$

当发动机转速增高，机油泵输油量增加时，流入主油道的流量 V_4 和喷嘴流量 V_c 都相应增加。 V_c 越大，则转子转速越高，而 V_4 增大，则将影响机油的滤清效率，所以必须加以限制。设限压阀控制进入转子的总流量不超过 22 升/分，用选择适当的喷嘴直径和旁通阀弹簧的方法使流入主油道的流量 V_4 不超过 9 升/分，即 1 公斤。

$$V_{4\max} = 9 \text{ 升/分}$$

机油通过转子工作腔时的流速为

$$\omega = \frac{V_{4\max}}{F}$$

式中： F —— 转子工作腔的油流断面。 $F = 3.14 (5^2 - 1.7^2) = 69.4 \text{ 厘米}^2$ 。
于是

$$\omega = \frac{9 \times 1000}{69.4 \times 60} = 2.16 \text{ 厘米/秒}$$