

单级非卸载叶片式 油泵和油马达

张殿武 编著

煤炭工业出版社

内 容 提 要

本书系统阐述单级非卸载叶片式油泵和油马达的结构原理、计算基础、制造工艺、性能测试和维修注意事项；特别对设计计算和主要零部件制造的专用机具和工艺，作了专题介绍。

本书可供油泵和油马达研究、设计人员使用，供液压元件制造厂的工程技术人员和工人参考。

单级非卸载叶片式油泵和油马达

张殿武 编著

(根据原机械工业出版社纸型重印)

*

煤炭工业出版社 出版

(北京安定门外和平北路19号)

煤炭工业出版社印刷厂 印刷

新华书店北京发行所 发行

*

开本 $787 \times 1092^{1/32}$ 印张 2

字数41千字 印数1—15,050

1977年3月新1版 1977年3月第1次印刷

书号15035·2068 定价0.18元

毛 主 席 语 录

在生产斗争和科学实验范围内，人类总是不断发展的，自然界也总是不断发展的，永远不会停止在一个水平上。因此，人类总得不断地总结经验，有所发现，有所发明，有所创造，有所前进。

我们的方针要放在什么基点上？放在自己力量的基点上，叫做自力更生。

作 者 的 话

叶片式油泵和油马达，是以两个相邻的叶片与转子外圆之间的容积变化，来实现从机械能到液压能，再从液压能到机械能的转换。目前在容积式液压传动中，广泛采用这种泵和马达。

根据叶片式油泵和油马达每一转所完成的吸排油次数，可分为单级作用式、双级作用式或多级作用式等几种；根据传动轴承受径向载荷的情况，又可分为卸载式或非卸载式两种。

国产MLQ 1-80型采煤机的液压传动系统，采用单级作用、径向非卸载式叶片泵和马达。按上述特点，把它们称为单级非卸载叶片式油泵和油马达。这种泵和马达的定子内工作表面可以设计成圆柱形，既容易制造，又便于进行流量的无级调整；但其传动轴承受径向载荷，所以机轴必须有足够的刚性和强度，轴承应有很大的承载能力，同时，转子的轴向游动也会发生困难，从而对转子轴向的静压平衡产生抑制作用。

随着MLQ 1-80型采煤机的定型推广使用，这种泵和马达的应用也日益增多。但目前液压传动的技术书籍中，对它们讲述得比较简略。作者针对其特点，就结构原理、基本计算、制造工艺、试验维修等方面加以介绍，以供设计、制造和使用参考。由于水平所限，错误在所难免，希读者提出批评、指正。

目 录

作者的话

第一章 结构及计算基础	1
第一节 工作原理和结构性能	1
第二节 基本计算	13
第二章 动力学及静力学计算	22
第一节 动力学计算	22
第二节 静力学计算	25
第三章 制造工艺及组装维修要点	30
第一节 主要零件的制造工艺	30
第二节 组装、试验与维修	52

第一章 结构及计算基础

第一节 工作原理和结构性能

一、工作原理

容积式液压传动过程，就是一个能量的交换过程。油泵输入扭矩后把低压油液变成高压油液；高压油液进入油马达，使之输出扭矩做功。这种能量的转换是以容积变化的方式来实现的。图 1 是叶片泵的工作

原理。图中，内圆代表转子、外圆代表定子内工作表面。转子如按逆时针方向回转，在离心力或其他力的作用下，叶片紧紧贴靠定子内表面。对于油泵来说，两个叶片间的容积发生周期性的变化过程就是吸排油的过程。叶片在 1-2 位置时，容积最小，在 5-6 位置时则容积最大。这种变化造成了油泵吸入油液的压差，油液通过吸油口进入叶片间的容腔，这就是吸油过程。叶片由 5-6 位置转入 1-2 位置时，充满容腔的油液由排油口排出，这就是排油过程。

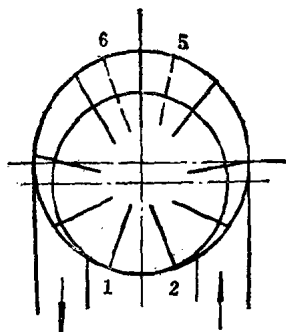


图 1 叶片泵吸排油原理图

油马达恰与油泵相反，前半周进入高压油推动叶片与转子旋转并克服负载加于马达轴上的扭矩，后半周油液经排油口排出。

对于这种定子工作表面为圆柱体的单级叶片泵和马达，如果液压系统配备相应的阀组，改变转子的旋转方向，工作原理不变。

二、单级非卸载叶片式油泵

图4是MLQ 1-80型采煤机采用的单级非卸载叶片油泵及其吸油阀组结构图。油泵壳(定子)3有圆柱形的内工作表面，吸排油口布于两侧。油泵壳的外圆柱体与采煤机牵引部机壳内的孔相配合，油泵壳的上端镶一个铜螺帽17，与拉杆螺丝18相联接。拉杆螺丝上端圆柱部份有螺帽19。螺帽19和拉杆螺丝下边的台阶把拉杆螺丝限位于固定盖20上，固定盖20又与牵引部机壳用螺钉连接。转动拉杆螺丝，可以拉动油泵壳上下滑动从而改变圆柱体内工作表面的中心位置。转子4与油泵轴11用内径定心的花键连接，为动配合，转子能沿油泵轴的轴向滑动。油泵的左端轴承36与右端轴承套12，分别装于牵引部机壳的两个同心孔内。这两个孔与装油泵壳的孔互相垂直，牵动油泵壳上下滑动，就可改变定、转子之间的偏心距。在油泵壳孔两端用内六角螺钉固紧两个端盖组件9，在端盖组件的滚柱轴承套上，装一个带凹形元环槽的导向环7。装有叶片6的九块旋板5，装于转子的九个等分槽内，每个旋板的两端轴颈装有滑块8，滑块在导向环的圆环形凹槽内自由滑动。油泵右端的齿轮16与电动机出轴齿轮啮合。电动机带动油泵轴的转子旋转时，插在转子槽中的旋板也绕油泵轴的中心(即转子的中心)旋转。装在旋板两端轴颈上的滑块受旋板带动，也绕导向环的中心(即定子的中心)旋转。因为定子和转子处于偏心位置，滑块又牵动旋板沿转子槽做径向伸缩运动。装于旋板槽内的叶片由于离心

力的作用紧紧贴于定子表面。正因为这种复合运动，每两组旋板、叶片与转子外圆之间的容积就产生了周期性的变化；前半周由小变大，后半周又由大变小，从而产生了吸排油的作用。

油泵的端盖上有异形的沟槽（图2）。槽ac与bd段对称分布，装配时，a-b及c-d的中心对称线与图4的AA中心线重合。这些槽有两个作用。一个作用是把旋板与转子槽底部的容腔与吸、排油口接通，接通的回路见图3。旋板位于前半周（吸油位置）时，油液通过吸油口经导向环凹形槽底的孔进入端盖异形槽，再通过密排于导向环内侧圆周的小孔与旋板底部槽接通，油液吸入。后半周从这个回路将油液排出。这样就避免了油液的挤压，也补偿了旋板、叶片所占去的体积而使油泵输油率减少的问题。端盖异形槽的另一作用，是借助槽1、2（见图2）分别疏通导向环外圆与定子内圆柱表面以及导向环内圆面与滚柱之间的润滑油。

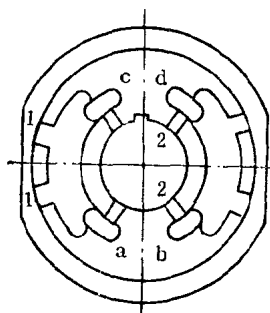


图2 端盖异形槽

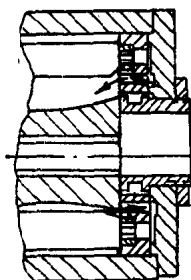


图3 旋板底部吸、排油回路

油泵壳的吸、排油口与吸油阀组通过滑套30（见图4）和螺帽32构成伸缩接头。与油泵伸缩连接的吸油阀组是由两组单向阀按桥式回路组成，

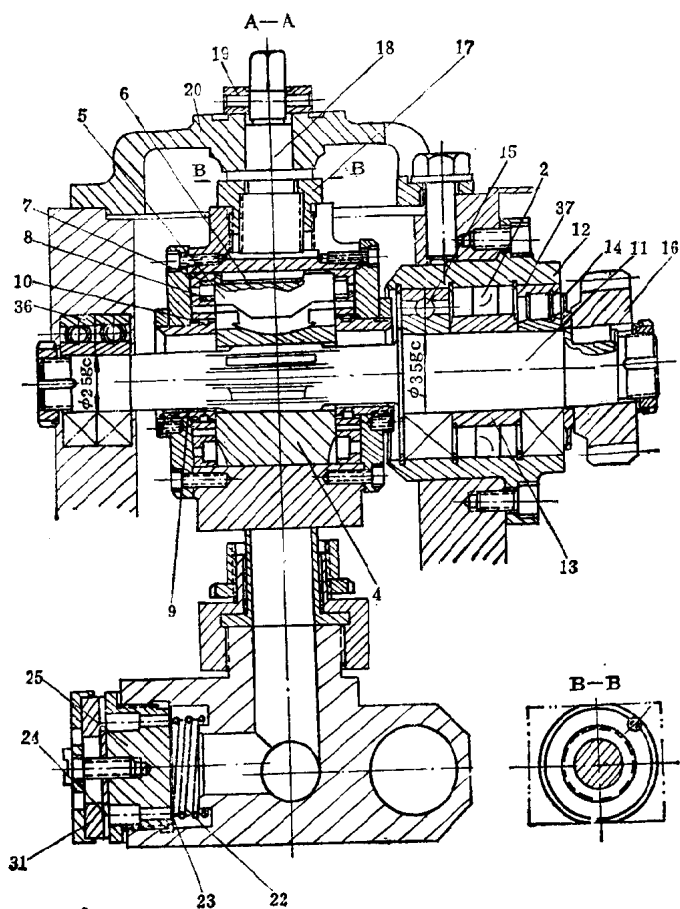
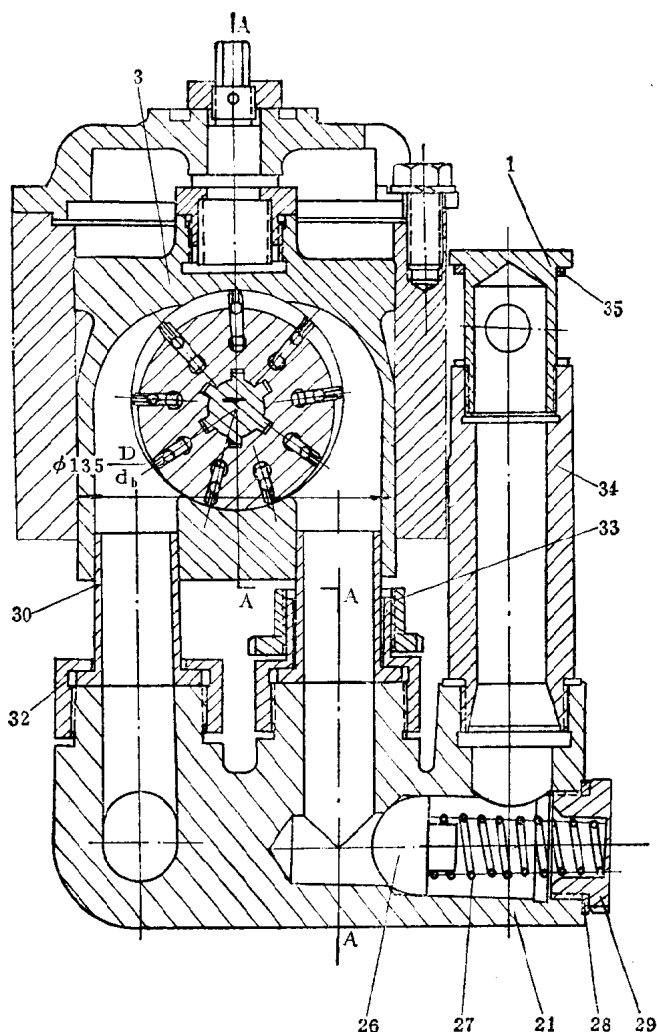


图4 单级非卸载叶片式

1—接头；2—密封环；3—油泵壳；4—转子；5—旋板；6—叶片；
12—轴承套；13—距离套；14—隔油垫；15—向心球轴承；16—齿
阀体；22—弹簧；23—阀片；24—垫；25—盖；26—阀球；27—弹
离套；34—立管；35—垫；36—



油泵及吸油阀组结构图

7—导向环；8—滑块；9—端盖组件；10—滚柱；11—油泵轴；
 12—轮；17—螺帽；18—拉杆螺丝；19—螺帽；20—固定盖；21—吸油
 簧；28—垫；29—盖；30—滑套；31—磁铁环；32—螺帽；33—距
 向心球轴承；37—圆柱滚轴承

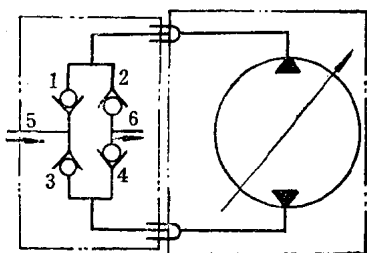


图5 桥式油路系统

1、2、3、4—单向阀；5—吸油通道，
6—排油通道

因而能保证油泵正、反转时都能沿固定的回路吸油、排油。图5是油泵、吸油阀组的系统原理图。假如油泵正转时由底部的油路吸油，则油从阀3吸入，从阀2经排油管路6排出。油泵反转时，油从阀1吸入，从阀4经排油管路6排出。阀3吸

油时，阀1、阀4都被高压油封住；阀1吸油时，阀3阀2被高压油封住。油泵转向改变而不改变系统的高低压回路，这就是桥式回路的特点。

图5中的阀1、3是由两组片式单向阀组成(图4之23)，阀2、4则由两组球式单向阀(图4之26)组成。在片式单向阀外由两个磁铁环组成磁过滤器。

单级非卸载叶片泵的主要结构件间都是平面辐，为使零件得到平稳而高寿命的运转，零件间的配合关系以及构成接合面间的几何间隙等都是很重要的环节。如前所述，由于转子与油泵轴的花键连接是动配合，导向环与定子内圆也是动配合，转子及导向环都能沿轴向游动，产生游离间隙并形成静压油膜，从而大大增长了零件的寿命。同样，旋板与叶片之间沿轴向要得到游离间隙，在设计上就要求转子比旋板短，叶片

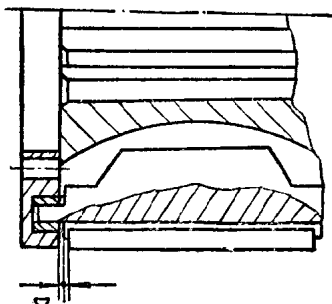


图6 旋板、叶片和转子的尺寸关系

比旋板短（图6）， Δ 值一般为0.005~0.015。

三、单级非卸载叶片式油马达

图7是MLQ1-80型采煤机液压传动系统中的单级非卸载叶片马达的结构图。马达与分配阀（或换向阀）3，共用一个壳体，统称为马达壳4。马达的结构基本与油泵相同，不同点就在于定、转子之间的偏心距是不可调的。此外由于马达的旋转运动靠高压油液推动，所以在高压油液驱动马达转子旋转之前，叶片不会像油泵那样用离心力把叶片甩出。因此，必须用一个弹簧片18预先顶住叶片使之与定子内工作表面接触。这样才能形成两相邻叶片间容腔的密封。马达每两组叶片间的容积变化过程也同于油泵，在沿旋转方向的一侧，旋板的总面积总是大于与之相对的一侧的总面积，以造成压差而产生圆周方向的侧向分力来驱动马达旋转。

马达和分配阀、安全阀组装成一体，其系统原理图见图8。

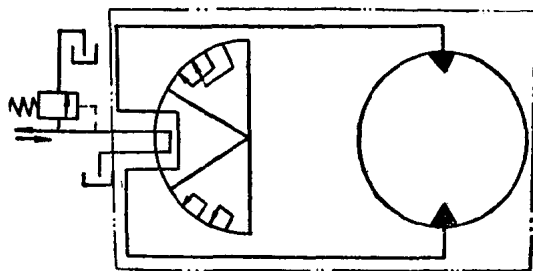


图8 马达和分配阀、安全阀系统图

四、结构特征及几何参数的选择

1. 结构特征

MLQ1-80型采煤机液压系统所采用的油泵和油马达的

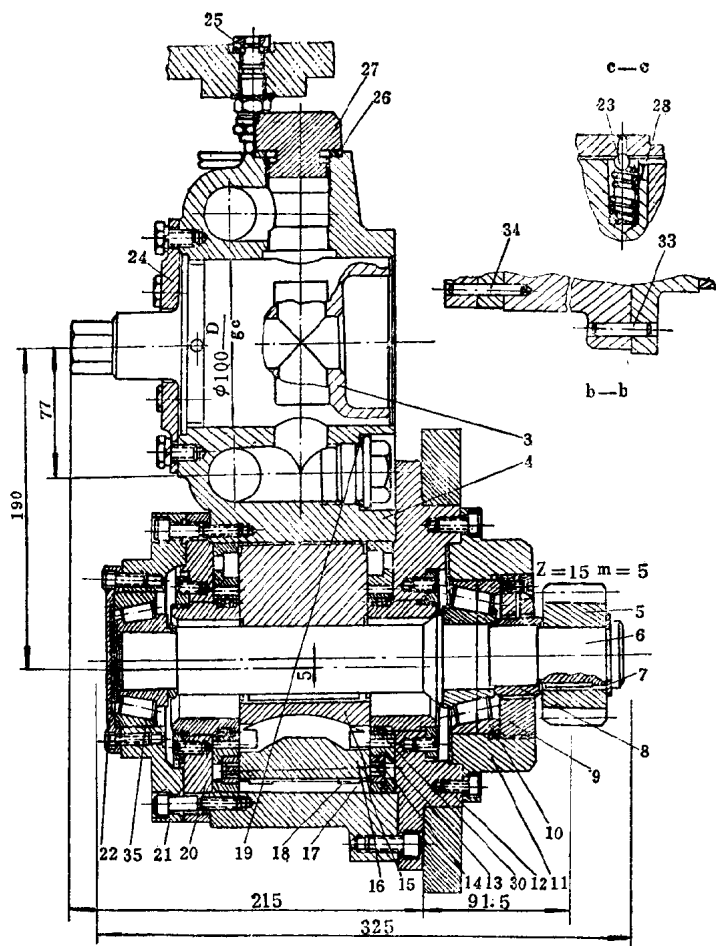
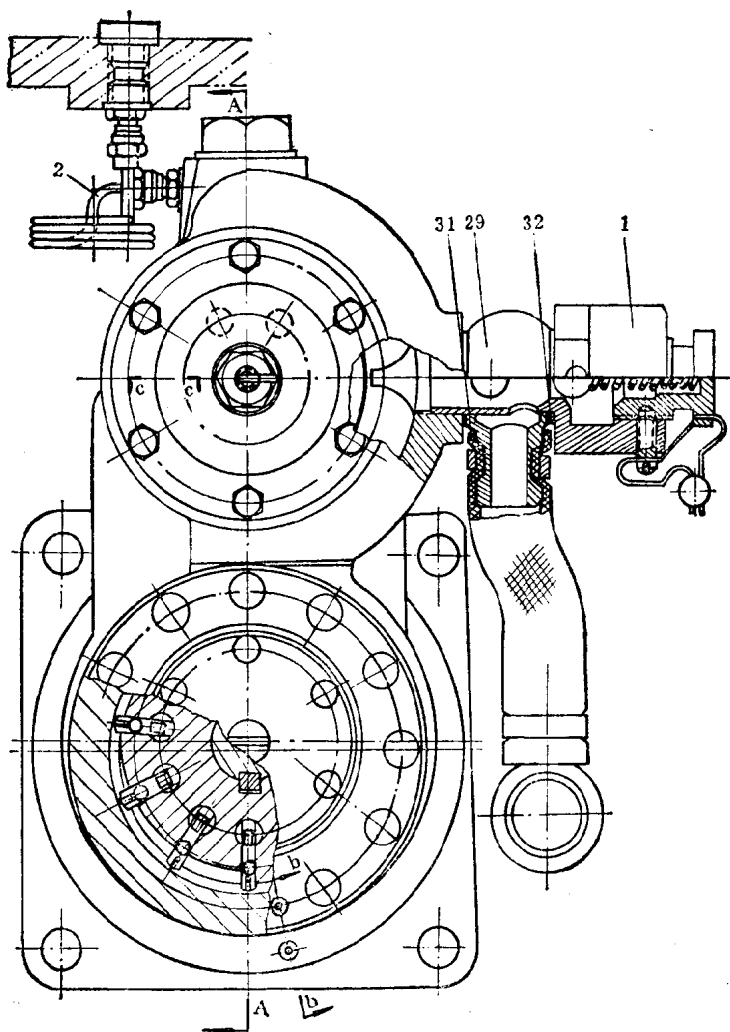


图7 单级非卸载叶

1—安全阀；2—油管；3—分配阀体；4—马达壳；5—齿轮；6—轴；7—
12—方压盖组件；13—导向环；14—滑块；15—转子；16—旋板；17—叶
23—钢球；24—盖；25—油堵；26—垫；27—堵；28—弹簧；29—管接



片式油马达的结构图

弹簧圈；8—距离套；9—圆螺母；10—圆锥滚柱轴承；11—滚动轴承座；片；18—弹簧片；19—垫圈；20—端盖组件；21—端盖；22—端盖头；30—滚柱；31—胶管；32—垫；33、34—销；35—圆锥滚柱轴承

叶片，可以认为是子母叶片结构。母叶片就是以前所述的旋板，子叶片就是如前所述的叶片。因为泵和马达的容量较大，所以叶片组件尺寸也必然要大些。众所周知，如叶片与定子内工作表面接触应力较大，在高速运转情况下，必然产生灼热状态，使叶片与定子很快磨损。这种油泵和油马达的叶片结构，就解决了上述大型叶片施加于定子过大接触应力的矛盾（见图4和图7）。质量及几何尺寸较大的母叶片（旋板）的径向离心作用力，通过穿于其两端轴颈的滑块，作用于导向环上。而只有质量及几何尺寸很小的子叶片（叶片）才将径向离心力作用于定子内工作表面上。这就是MLQ1-80型采煤机的单级非卸载叶片式油泵和油马达的主要特征之一。有人根据这个特征把它们叫做强制性叶片泵和马达。

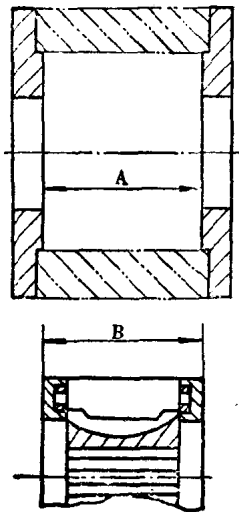


图9 油泵的轴向总间隙示意图

2. 间隙参数

油泵和油马达的间隙参数，是决定容积效率的重要依据；间隙小，容积效率高，但机械损失就可能增加，两者是对立的统一。要确定理想的间隙参数，除进行必要的理论计算之外，最重要的是靠科学实践。

油泵的间隙参数如下：

轴向总间隙（两端盖内表面间的距离A-与导向环、滑块、转子和旋板的组合宽度B之差，见图9）——
0.02~0.04毫米；

叶片与旋板槽的配合间隙——
0.03~0.07毫米；

旋板与转子槽的配合间隙——0.02~0.05 毫米；

滑套与油泵壳吸排油口的间隙——0.006~0.038 毫米；

滑块与导向环环形槽的配合—— D/dc 。

油马达的间隙参数与油泵相同，只是轴向总间隙稍大一些，为 0.04~0.06 毫米。

3. 封闭区的计算

在油泵和油马达的定子内工作表面上，吸、排油口都被两段圆弧表面断开。这上下两段圆弧，一般称之为封闭区（图10）。

1) 定子封闭区

封闭区的弦长 b 必须大于转子在最大偏心位置时，叶片与定子接触点间的弦长 L ，否则，高低压区必将沟通。

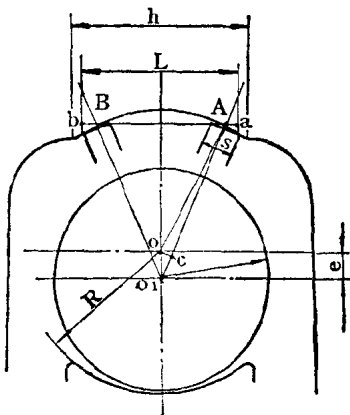


图10 定子封闭区

设 $\theta = \angle AO_1O$, $OC \perp AO_1$

则 $\overline{AO_1} = \overline{AC} + \overline{CO_1}$

$$\overline{AC} = \sqrt{\overline{AO}^2 - \overline{CO}^2} = \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \theta}$$

$$\overline{CO_1} = \overline{OO_1} \cos \theta = e \cos \theta$$

即 $\overline{AO_1} = e \cos \theta + \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \theta}$

$$\therefore AB = 2\overline{AO_1} \sin \theta = 2(e \cos \theta + \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \theta}) \sin \theta$$

$$L = \overline{AB} + \overline{Aa} + \overline{Bb}$$

$$= 2(e \cos \theta + \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \theta}) \sin \theta + 2\overline{Aa}$$

从图 10 中可以看出，叶片厚度很小时， $\overline{Aa}$ 可以用 $\frac{s}{2} \cos \theta$ 代，则

$$L = 2(e \cos \theta + \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \theta}) \sin \theta + s \cos \theta \dots \dots (1)$$

$$h = L + \Delta L (\Delta L \text{ 取 } 1 \sim 1.5 \text{ 毫米})$$

式中 $\theta = \frac{360^\circ}{Z} (Z \text{ 转子槽数})$;

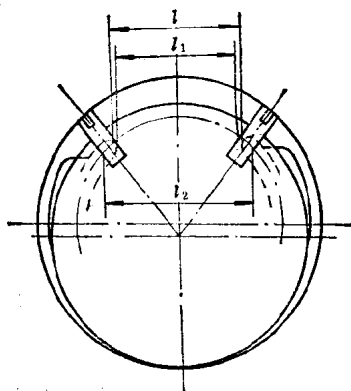


图 11 端盖封闭区的尺寸关系

e —— 最大偏心距;

R —— 定子内圆半径;

s —— 叶片厚度。

2) 端盖封闭区

前面已经提到, 旋板底部和转子槽的容腔在转子的回转过程中也有吸、排油的作用。从图 2 中可以发现, 在 a 至 b , c 至 d 处, 端盖的异形槽也是断开的, 从而也形成了封闭区。这个封闭

区的弦长应大于旋板外侧在此位置的弦长。但实际设计时, 这个封闭区的弦长 l 稍大于旋板内侧弦长 l_1 而稍小于外侧弦长 l_2 , 即 $l_1 < l < l_2$ (图 11)。

这样设计的主要目的, 是要两相邻叶片间容腔从吸油到排油过渡中起到卸荷作用。卸荷原理见图 12。当叶片 2 还未进入排油口位置时, 叶片 1 已离开吸油口。转子继续旋转, 叶片间的容积继续增大, 外部吸油口已断开,

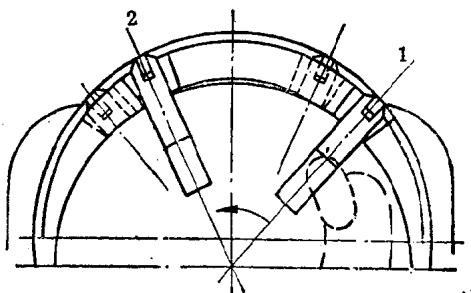


图 12 吸排油的卸荷原理图