

旋转活塞发动机资料汇编

(内部资料·注意保存)

第一机械工业部长春汽车研究所
第一汽车制造厂

一九七〇年十月

毛主席语录

鼓足干劲，力争上游，多快好省地建设社会主义。

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。

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。

一个正确的认识，往往需要经过由物质到精神，由精神到物质，即由实践到认识，由认识到实践这样多次的反复，才能够完成。这就是马克思主义的认识论，就是辩证唯物论的认识论。

毛主席语录

要认真总结经验。

再 版 说 明

史无前例的无产阶级文化大革命，极大地促进了人的思想革命化。工农业生产呈现出蓬勃的跃进局面。

汽车工业战线上的广大革命工人、革命干部、革命技术人员，高举毛泽东思想伟大红旗，紧跟毛主席伟大战略部署，狠批了叛徒、内奸、工贼刘少奇推行的“洋奴哲学”、“爬行主义”等反革命修正主义黑货。遵循伟大领袖毛主席“自力更生，艰苦奋斗，破除迷信，解放思想”的伟大教导，在毛主席亲自制定的《鞍钢宪法》大旗指引下，发扬了敢想、敢干的革命精神，大大地推动了汽车工业的发展。

目前，旋转活塞发动机已在全国各地普及。与此同时，对旋转活塞发动机方面的资料的需要，亦日渐增多。现将第一汽车制造厂、第一机械工业部长春汽车研究所1964年出版的有关研制旋转活塞发动机的六份总结报告，经修改后再版发行，以供参考。

由于我们活学活用毛主席著作不够，这本汇编资料肯定存在缺点和错误。遵循伟大领袖毛主席“认真作好出版工作”的教导，敬请广大读者批评指正。

目 录

第一部分 旋转活塞发动机工作原理

§ 1 旋转活塞发动机工作过程.....	(3)
§ 2 旋转活塞发动机的几何关系.....	(5)
一、缸体曲线.....	(5)
二、转子曲线.....	(8)
三、发动机工作容积的计算.....	(11)
四、发动机最大压缩比的计算.....	(15)
五、发动机工作室冷却面积的计算.....	(17)
§ 3 旋转活塞发动机动力学.....	(19)
一、密封刮片沿缸体曲线运动的速度和加速度.....	(19)
二、发动机的动力学.....	(22)
三、发动机的平衡.....	(23)
四、轴颈和轴承负荷的计算.....	(24)
五、密封刮片的受力计算.....	(29)
六、行星齿轮的受力情况.....	(30)

第二部分 旋转活塞发动机转子内啮合齿轮计算

一、渐开线干涉.....	(33)
二、渐开线过渡干涉.....	(34)
三、齿顶干涉.....	(37)
四、结论.....	(38)

第三部分 旋转活塞发动机转子轴承计算分析

§ 1 转子轴承的工作条件.....	(39)
一、转子在主轴偏心轮上的运动.....	(39)
二、转子轴承的受力情况.....	(40)
三、655 毫升旋转活塞发动机主轴偏心轴颈和转子轴承孔的负荷图.....	(41)
四、转子轴承的润滑冷却情况.....	(47)
§ 2 用滚动轴承做为转子轴承.....	(47)
一、四列两排 $\phi 5.5 \times 7.5$ 圆柱滚子轴承的结构设计.....	(47)

二、四列双排 $\phi 7 \times 7$ 短圆柱滚子轴承的结构设计	(49)
§ 3 核算所采用的滚动轴承	(49)
一、滚动轴承的弹性变形、接触应力及其基准计算寿命	(49)
二、径向游隙对轴承负荷容量及寿命的影响	(54)
§ 4 滑动转子轴承的计算	(60)

第四部分 旋转活塞发动机转子机油密封

§ 1 转子机油密封结构试验情况	(64)
一、圆环式封油环	(64)
二、圆环下加装“0”型橡胶圈	(66)
三、装有抽油泵的封油结构	(67)
四、装有薄片式密封环的结构	(68)
§ 2 影响机油密封的因素	(71)
§ 3 结语	(73)

第五部分 旋转活塞发动机的材料

§ 1 旋转活塞发动机基本零件目前的材料情况	(73)
§ 2 主要零件的工作情况	(74)
一、壳体和密封元件	(74)
二、密封弹簧	(77)
三、转子	(79)
四、转子轴承	(80)
§ 3 今后的方案	(81)
§ 4 结语	(82)

第六部分 旋转活塞发动机的综合情况

§ 1 第一型样机情况	(83)
§ 2 第二型样机情况	(84)
§ 3 第三型样机情况	(87)
一、空心铝转子阶段	(88)
二、实心铝转子阶段	(96)
§ 4 加工情况	(101)
一、缸体曲面的加工	(102)
二、转子的加工	(104)
三、密封零件的加工	(105)
附录 旋转活塞发动机国外试验样机一览表	(115)

第一部分 旋转活塞发动机工作原理

§ 1 旋转活塞发动机工作过程

本文所探讨的旋转活塞发动机，属于正三角形转子（活塞）、8字形缸体的类型，如图1所示。转子以轴承装置在主轴的偏心轴颈上，该轴中心和缸体中心的偏心距为 e ，内、外齿轮的半径比为3:2。

当主轴旋转时：

$$\frac{\omega_1 - \omega_0}{\omega_2 - \omega_0} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (1)$$

式中： ω_0 、 ω_1 及 ω_2 分别表示主轴、转子和外齿轮的绝对角速度

Z_1 和 Z_2 分别为内、外齿轮的齿数

由于外齿轮是固定在端盖上的，故 $\omega_2 = 0$ ，代入(1)式得：

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_0} = 1 - \frac{Z_2}{Z_1} \quad i \text{ 为主轴和转子的速比}$$

$$\text{因 } \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{2}{3}, \text{ 代入上式则得:}$$

$$i = 1 - \frac{2}{3} = \frac{1}{3}, \text{ 即当主轴转三转, 转子转一转。}$$

$$\text{由于 } R_1 = R_2 + e, \quad R_2 = \frac{2}{3}R_1, \text{ 则}$$

$$R_1 = 3e, \quad R_2 = 2e$$

式中： R_1 ——内齿轮节圆半径

R_2 ——外齿轮节圆半径

缸体的8字形，实际是三角形转子尖点A的运动轨迹。当转子在缸体内运动时，转子的三个边与缸体的8字形之间形成三个空间，该空间即为发动机的工作室。当转子处于不同位置时，工作室的大小和形状是在变化的，如图2所示。

当转子处于图2a的位置时，I室处于排气终了状况，进气即将开始；II室处于压缩过程；III室处于膨胀过程。

当主轴旋转270°（如图2xoy座标所示），转子旋转90°时，处于图2b的位置。此时I室

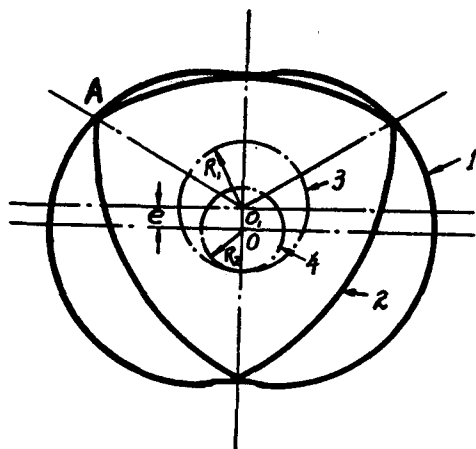


图1 旋转活塞发动机简图
1-缸体；2-转子；3-内齿轮；4-外齿轮

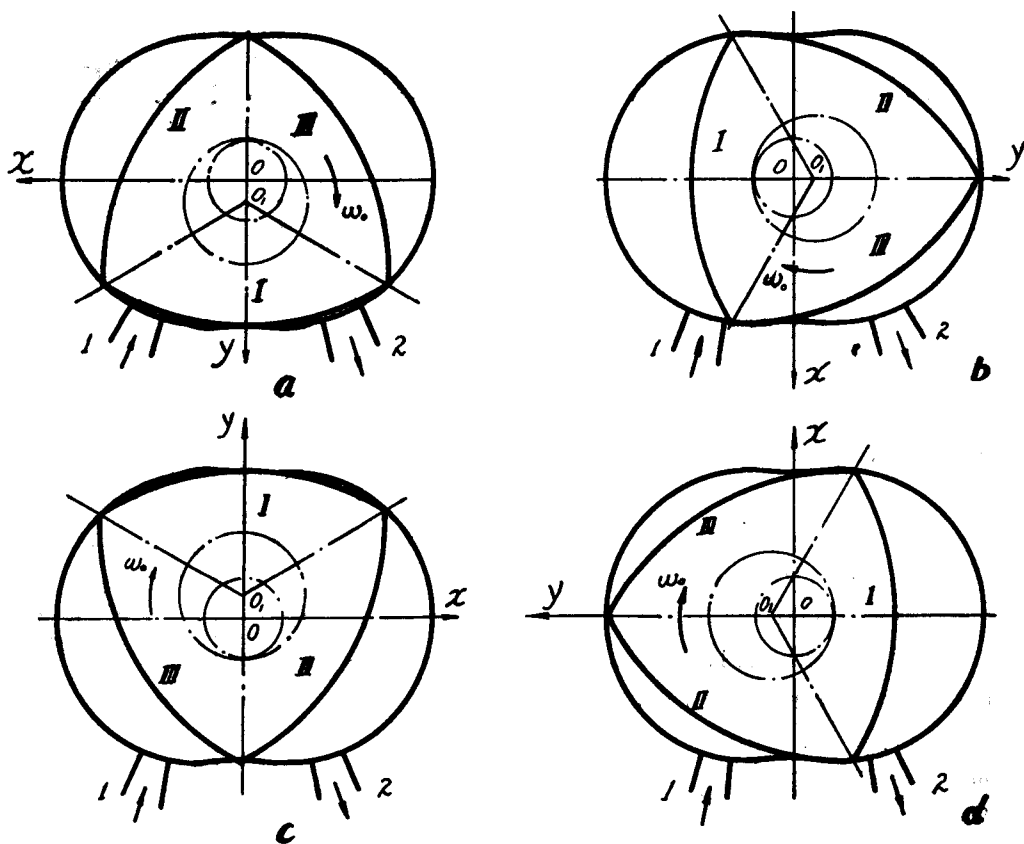


图2 工作过程简图

1-进气口, 2-排气口

处于进气終了状况, 即将开始压缩过程; II室处于膨胀过程; III室处于排气过程。

当主轴旋转 540° , 转子旋转 180° 时, 处于图2c的位置。I室处于压缩終了状况, 正进行燃烧过程; II室处于排气过程; III室处于进气过程。

当主轴旋转 810° , 转子旋转 270° 时, 处于图2d的位置。I室处于膨胀終了状况, 并开始排气; II室处于进气过程; III室处于压缩过程。

当主轴旋转 1080° , 转子旋转一周时, 此时转子又恢复到图2a的位置。

由此可见, 当主轴旋转三转, 则转子旋转一周, 而转子每面的工作室正好完成一个工作循环。因此, 平均主轴一转就有一个工作循环产生, 相当于一个二冲程往复式单缸发动机的工作能力。

§ 2 旋转活塞发动机的几何关系

一、缸体曲线

在图 3 中, 当圆周 3 沿着 4 无滑动地滚动时, 圆周 3 以外的一点 A 所走的轨迹, 即为旋转活塞发动机的缸体理论曲线。

当 $\frac{R_1}{R_2} = \frac{3}{2}$ 时, 转子与主轴的速比 $i = \frac{1}{3}$ 。

因此设 OO_1 及 OA 之起始位置为 OY , 则当转子旋转 θ 角时, 主轴旋转 3θ 角, 则 A 点所走轨迹的参数方程为:

$$\left. \begin{aligned} x &= R \sin \theta + e \sin 3\theta = R \sin \theta + \frac{R_1}{3} \sin 3\theta \\ y &= R \cos \theta + e \cos 3\theta = R \cos \theta + \frac{R_1}{3} \cos 3\theta \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: R ——转子中心 O_1 至尖点 A 的距离
 e —— OO_1 之长度

$$\text{令} \quad \frac{R}{R_1} = C \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} x &= R_1 \left(C \sin \theta + \frac{1}{3} \sin 3\theta \right) \\ y &= R_1 \left(C \cos \theta + \frac{1}{3} \cos 3\theta \right) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

A 点的极坐标方程为:

$$\left. \begin{aligned} \rho &= \sqrt{x^2 + y^2} = R_1 \sqrt{\frac{1}{9} + C^2 + \frac{2}{3} C \cos 2\theta} \\ \operatorname{tg} \beta &= \frac{3C \sin \theta + \sin 3\theta}{3C \cos \theta + \cos 3\theta} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

缸体理论曲线的曲率半径为:

$$P = \frac{(x'^2 + y'^2)^{\frac{3}{2}}}{\begin{vmatrix} x' & y' \\ x'' & y'' \end{vmatrix}}$$

将 (4) 式微分并代入上式则得:

$$P = \frac{(1 + C^2 + 2C \cos 2\theta)^{\frac{3}{2}}}{3 + C^2 + 4C \cos 2\theta} R_1 \quad (6)$$

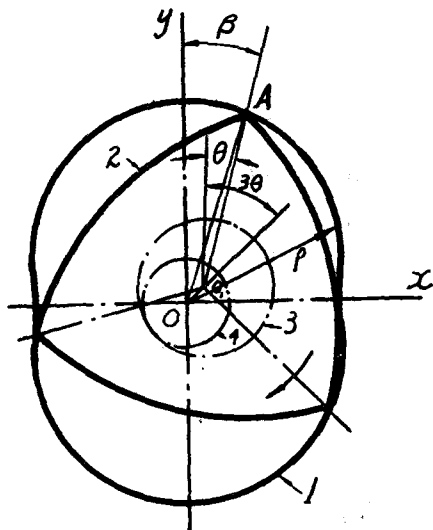


图 3 缸体曲线形成图

$$\text{当 } \theta = 0^\circ \text{ 时, } \cos 2\theta = 1, \rho = \rho_{\max} = R_1 \left(C + \frac{1}{3} \right) \quad (5)'$$

則
$$P = R_1 \frac{(C+1)^2}{C+3}$$

$$\text{当 } \theta = 90^\circ \text{ 时, } \cos 2\theta = -1, \rho = \rho_{\min} = R_1 \left(C - \frac{1}{3} \right) \quad (5)''$$

則
$$P = R_1 \frac{(C-1)^2}{C-3}$$

当 $C \rightarrow \infty$ 时, 則 $\lim_{C \rightarrow \infty} \rho = R_1 C$, 即8字形曲线近似于半径为 R 的圆周。

在 $\theta = 0^\circ$ 之处, P 总是大于零, 此时图形总是外凸的。

在 $\theta = 90^\circ$ 之处, 曲线的形状由 C 的大小决定:

当 $C > 3$ 时, $P > 0$, 曲线外凸;

$C = 3$ 时, $P = \infty$, 曲线在此处为直线;

$C < 3$ 时, $P < 0$, 曲线内凹;

$C = 1$ 时, $P = 0$, 曲线在此处为节点。

从图4可以看出 C 的大小对缸体曲线形状的影响。

为了使内齿轮能在缸体内按指定的运动规律运动, 必须满足下列条件:

$$\rho_{\min} > R_1 + e = R_1 \left(1 + \frac{1}{3} \right)$$

代入方程式(5)'可得:

$$C > \frac{5}{3} \quad (7)$$

实际上 $C \geq 2$ 以上才有意义。

由式(6)可以求出缸体曲线最小曲率半径。

令 $P'(\theta) = 0$, 即

$$\frac{-\frac{2}{3}4C \sin 2\theta (C^2 + 3 + 4C \cos 2\theta) (1 + C^2 + 2C \cos 2\theta)^{\frac{1}{2}} + 8C \sin 2\theta (1 + C^2 + 2C \cos 2\theta)^{\frac{3}{2}}}{(C^2 + 3 + 4C \cos 2\theta)^2} = 0$$

简化后得 $\cos 2\theta = \frac{C^2 - 5}{4C}$, 即在 $\theta = \frac{1}{2} \cos^{-1} \frac{C^2 - 5}{4C}$ 时, P 有极小值。代入(6)式可得:

$$P_{\min} = R_1 \sqrt{\frac{27}{32} (C^2 - 1)} \quad (8)$$

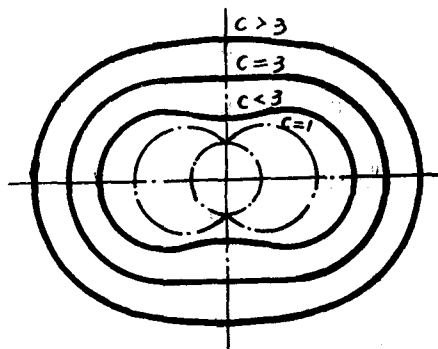


图4 缸体曲线变化示意图

对缸体曲线形状进行磨削加工时, 砂轮或靠模滚轮的半径不可大于上式所示数值。

若以上述的外旋轮线做为旋转活塞发动机缸体的实际工作曲线, 则转子密封刮片顶端必须为锐边, 才能保证刮片和缸体内曲面永远接触, 而同时又不使刮片与转子之间发生径向相对运动。由于磨损的原因, 在实际发动机中, 刮片的顶端必须为圆弧形的, 故实际的缸体曲线应为该外旋轮线的等距曲线, 此等距曲线与上述外旋轮线的距离应等于密封刮片顶端圆弧的半径。

如图 5 所示, 外旋轮线的等距曲线的参数方程如下:

$$\left. \begin{aligned} x_Z &= x_A + r \sin \varphi \\ y_Z &= y_A + r \cos \varphi \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式中: r 为密封刮片顶端的圆弧半径

φ 为等距曲线与圆弧刮片公法线与 OY 轴的夹角

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{dx_A}{dy_A} = \frac{C \sin \theta + \sin 3\theta}{C \cos \theta + \cos 3\theta} \quad (10)$$

$$\sin \varphi = \frac{C \sin \theta + \sin 3\theta}{\sqrt{1 + C^2 + 2C \cos 2\theta}} \quad \cos \varphi = \frac{C \cos \theta + \cos 3\theta}{\sqrt{1 + C^2 + 2C \cos 2\theta}}$$

则

$$\left. \begin{aligned} X_2 &= R_1 \left(C \sin \theta + \frac{1}{3} \sin 3\theta \right) + \frac{r(C \sin \theta + \sin 3\theta)}{\sqrt{1 + C^2 + 2C \cos 2\theta}} \\ Y_2 &= R_1 \left(C \cos \theta + \frac{1}{3} \cos 3\theta \right) + \frac{r(C \cos \theta + \cos 3\theta)}{\sqrt{1 + C^2 + 2C \cos 2\theta}} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

极坐标的参数方程为:

$$\left. \begin{aligned} \rho_0 &= \sqrt{X_2^2 + Y_2^2} \\ &= R_1 \left[\frac{1}{9} + C^2 + r^2 + \frac{2}{3} C \cos 2\theta + \frac{2r(\frac{1}{3} + C^2 + \frac{4}{3} C \cos 2\theta)}{\sqrt{1 + C^2 + 2C \cos 2\theta}} \right]^{\frac{1}{2}} \\ \operatorname{tg} \beta_0 &= \frac{(C \sin \theta + \frac{1}{3} \sin 3\theta) \frac{r(C \sin \theta + \sin 3\theta)}{\sqrt{1 + C^2 + 2C \cos 2\theta}}}{(C \cos \theta + \frac{1}{3} \cos 3\theta) \frac{r(C \cos \theta + \cos 3\theta)}{\sqrt{1 + C^2 + 2C \cos 2\theta}}} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

公法线与刮片圆弧中心到转子中心 O_1 的连线的夹角 δ , 称为摇摆角, 由图 5 可以看出:

$$\delta = \varphi - \theta$$

$$\sin \delta = \sin(\varphi - \theta) = \sin \varphi \cos \theta - \cos \varphi \sin \theta$$

将 $\sin \varphi$ 与 $\cos \varphi$ 的表达式代入上式可得:

$$\sin \delta = \frac{\sin 2\theta}{\sqrt{1 + C^2 + 2C \cos 2\theta}} \quad (13)$$

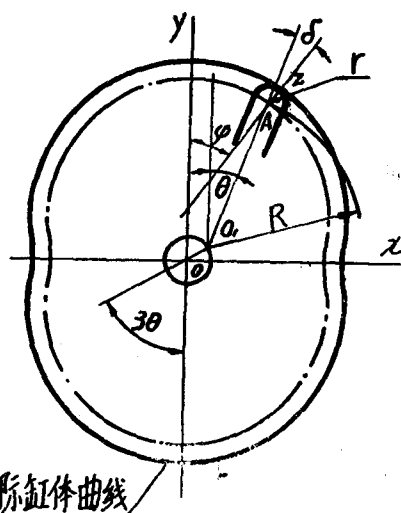


图 5 缸体实际曲线形成图

或

$$\delta = \sin^{-1} \frac{\sin 2\theta}{\sqrt{1+C^2+2C \cos 2\theta}}$$

$$\text{令 } \frac{d\delta}{d\theta} = 0,$$

$$\text{则 } \sin 2\theta = \pm \sqrt{\frac{C^2-1}{C}} \quad \cos 2\theta = \frac{-1}{C}$$

当 $\theta = \frac{1}{2} \cos^{-1} \frac{-1}{C}$ 时, δ 有极大和极小值存在:

$$\delta_{\max} = \sin^{-1} \frac{1}{C} \quad \delta_{\min} = -\sin^{-1} \frac{1}{C}$$

因此, 在实际工作的发动机上, 为了保证密封刮片与缸壁保持经常接触, 同时其本身与转子无相对径向移动, 密封刮片的厚度 b 应满足下式要求:

$$b \geq 2r \sin \delta_{\max}$$

二、转子曲线

为了保证转子处于图2c所示位置时, I 边和缸体曲面所包容的体积尽可能小, 也就是使发动机获得最大的压缩比, 转子的侧边形状不应当是直线或简单的圆弧线, 应当是等距曲线的内包络线, 即转子侧边曲线是缸体曲线的共轭曲线。曲线方程式可由几何关系确定, 也可以认为转子曲线是缸体理论曲线(外旋轮线)内包络线的等距曲线。

当转子固定不动时, 外齿轮(即缸体)

与主轴的速比为 $-\frac{1}{2}$ 。令 O_n 为转子中心, O_1 为缸体中心, 以偏心距 e 绕原点 O_n 旋转。当 O_1 绕 O_n 旋转 2α 时, 则缸体曲线绕其本身的原点反转一个 α 角。缸体曲线方程转换到 x_n, y_n 坐标上即为:

$$\left. \begin{aligned} x_n &= x_z \cos \alpha + y_z \sin \alpha - e \sin 2\alpha \\ y_n &= y_z \cos \alpha - x_z \sin \alpha + e \cos 2\alpha \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

而外旋轮线方程转换到 x_n, y_n 坐标上的方程为:

$$\left. \begin{aligned} x'_n &= x \cos \alpha + y \sin \alpha - e \sin 2\alpha \\ y'_n &= y \cos \alpha - x \sin \alpha + e \cos 2\alpha \end{aligned} \right\} \quad (14)'$$

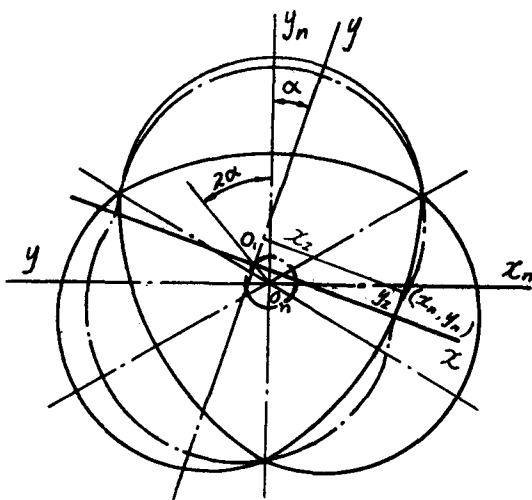


图6 转子曲线形成示意图

因上述两曲线是共法线的, 故共轭的转子曲线应满足下列判别式:

$$\frac{\partial x'_n}{\partial \theta} \times \frac{\partial y'_n}{\partial \alpha} - \frac{\partial y'_n}{\partial \theta} \times \frac{\partial x'_n}{\partial \alpha} = 0 \quad (15)$$

将(14)'式微分后代入上式得:

$$\frac{\partial x'_n}{\partial \theta} = \frac{\partial x}{\partial \theta} \cos \alpha + \frac{\partial y}{\partial \theta} \sin \alpha$$

$$\frac{\partial y'_n}{\partial \alpha} = -x \sin \alpha + y \cos \alpha - 2e \cos 2\alpha$$

$$\frac{\partial y'_n}{\partial \theta} = \frac{\partial y}{\partial \theta} \cos \alpha - \frac{\partial x}{\partial \theta} \sin \alpha$$

$$\frac{\partial x'_n}{\partial \alpha} = -y \sin \alpha - x \cos \alpha - 2e \sin 2\alpha$$

代入(15)式并简化后得:

$$y \frac{\partial y}{\partial \theta} + x \frac{\partial x}{\partial \theta} + 2e \left(\frac{\partial y}{\partial \theta} \cos 3\alpha + \frac{\partial x}{\partial \theta} \sin 3\alpha \right) = 0$$

进一步简化得:

$$\frac{\partial y}{\partial \theta} = -R_1 (C \sin \theta + \sin 3\theta)$$

$$\frac{\partial x}{\partial \theta} = R_1 (C \cos \theta + \cos 3\theta)$$

$$y \frac{\partial y}{\partial \theta} + x \frac{\partial x}{\partial \theta} = -\frac{2}{3} R_1^2 C \sin 2\theta$$

代入上式简化后得:

$$(C \cos \theta + \cos 3\theta) \sin 3\alpha - C \sin 2\theta = (C \sin \theta + \sin 3\theta) C \cos 3\alpha$$

即 $(C \cos \theta + \cos 3\theta) \sin 3\alpha - C \sin 2\theta = (C \sin \theta + \sin 3\theta) \sqrt{1 - \sin^2 3\alpha}$

$$[(C \cos \theta + \cos 3\theta) \sin 3\alpha - C \sin 2\theta]^2 = (C \sin \theta + \sin 3\theta)^2 (1 - \sin^2 3\alpha)$$

$$[(C \cos \theta + \cos 3\theta)^2 + (C \sin \theta + \sin 3\theta)^2] \sin^2 3\alpha - 2C(C \cos \theta + \cos 3\theta) \sin 2\theta$$

$$\sin 3\alpha + C^2 \sin^2 2\theta - (C \sin \theta + \sin 3\theta)^2 = 0$$

解上式得:

$$\sin 3\alpha = \frac{C(C \cos \theta + \cos 3\theta) \sin 2\theta \pm (C \sin \theta + \sin 3\theta)(1 + C \cos 2\theta)}{1 + C^2 + 2C \cos 2\theta}$$

取负号得:

$$\sin 3\alpha = \frac{(C^2 - 2C) \sin \theta + \sin 3\theta}{1 + C^2 + 2C \cos 2\theta} \quad (16)'$$

$$P_n = \frac{R_1 \left(C^2 - \frac{2}{3}C + \frac{4}{9} \right)}{C - \frac{4}{3}} \quad (19)'$$

由(19)'式可以看出, 转子的形状随 C 值变化而变化。

当 $C > \frac{4}{3}$ 时, $P_n > 0$, $\Delta > 0$, 转子为外凸三角形;

$C = \frac{4}{3}$ 时, $P_n = \infty$, $\Delta = 0$, 转子为等边三角形;

$C < \frac{4}{3}$ 时, $P_n < 0$, $\Delta < 0$, 转子为内凹三角形。

转子形状的变化如图 8 所示。

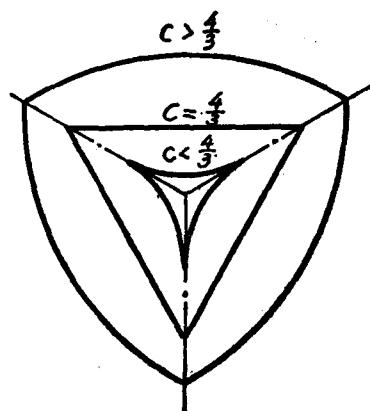


图 8 转子形状变化简图

三、发动机工作容积的计算

如前所述, 若将转子固定不动, 则缸体 (外齿轮) 与主轴的速比为 $-\frac{1}{2}$, 即中心 O 绕

偏心 O_n 向左转动 2α 角, 则缸体绕 O 向右转一个 α 角, 缸体曲线以 x_n, y_n 为座标, 如图 9 所示。

曲线方程为:

$$\begin{cases} x_n = x \cos \alpha + y \sin \alpha - e \sin 2\alpha \\ y_n = y \cos \alpha - x \sin \alpha + e \cos 2\alpha \end{cases} \quad (20)$$

发动机的冲积可用下式求出:

$$F_1 = F_3 - F_2$$

式中: $F_1 = \cap A2B1A$, 为发动机冲程面积

$$F_2 = \nabla AO_n B2A = \frac{1}{3} F_n, F_n \text{ 为转子}$$

端面积, 对已知发动机为定值

$F_3 = \nabla AO_n B1A$, F_3 为变值, 对某 α 值时, 此面积可用下式积分求得:

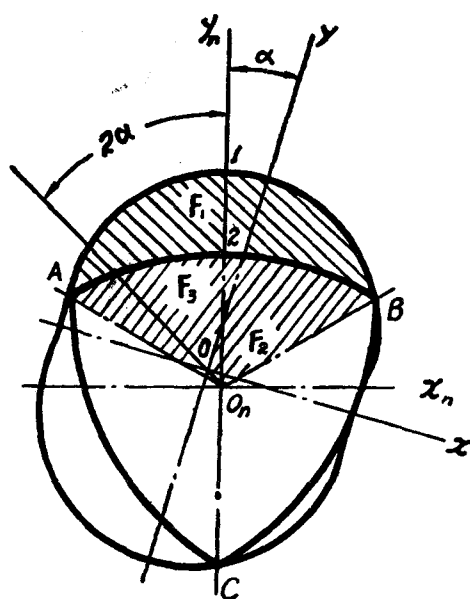


图 9 发动机冲程面积示意图

$$F_3 = \frac{1}{2} \int \rho^2 d\varphi = \frac{1}{2} \int_{-\alpha - \frac{\pi}{3}}^{-\alpha + \frac{\pi}{3}} (y_n x_n' - x_n y_n') d\theta$$

首先研究一下缸体曲线为外旋轮线的情况, 以(4)式代入上式可得:

$$F_8 = R_1^2 \left[\left(C^2 + \frac{1}{3} \right) \frac{\pi}{3} + \frac{\sqrt{3}}{2} C \cos 2\alpha \right]$$

当 $\alpha = 0^\circ$ 时:

$$\begin{aligned} F_8 &= F_{8\max} = R_1^2 \left[\left(C^2 + \frac{1}{3} \right) \frac{\pi}{3} + \frac{\sqrt{3}}{2} C \cos 0^\circ \right] \\ &= R_1^2 \left[\left(C^2 + \frac{1}{3} \right) \frac{\pi}{3} + \frac{\sqrt{3}}{2} C \right] \end{aligned}$$

当 $\alpha = 90^\circ$ 时:

$$\begin{aligned} F_8 &= F_{8\min} = R_1^2 \left[\left(C^2 + \frac{1}{3} \right) \frac{\pi}{3} + \frac{\sqrt{3}}{2} C \cos 180^\circ \right] \\ &= R_1^2 \left[\left(C^2 + \frac{1}{3} \right) \frac{\pi}{3} - \frac{\sqrt{3}}{2} C \right] \end{aligned}$$

发动机的工作面积 F_p 为:

$$F_p = F_{8\max} - F_{8\min} = \sqrt{3} R_1^2 C$$

则外旋轮线缸体的工作容积为:

$$(V_{\text{max}})_r = F_p H = \sqrt{3} R_1^2 C H \quad (21)$$

式中: H 为工作室高度

进而研究工作室为实际轮廓线(等距曲线)的情况。我们可求得介于实际轮廓和理论轮廓转子两相邻尖顶的面积 ΔF 的最大值和最小值(见图10)。

$$\Delta F_{\max} = 2r \int_0^{\frac{\pi}{3}} \frac{ds}{d\theta} d\theta$$

$$\Delta F_{\min} = 2r \int_{\frac{\pi}{6}}^{\frac{\pi}{3}} \frac{ds}{d\theta} d\theta$$

$$\begin{aligned} \text{而 } \frac{ds}{d\theta} &= \sqrt{x'^2(\theta) + y'^2(\theta)} \\ &= R_1 \sqrt{C^2 + 1 + 2C \cos 2\theta} \\ &= R_1 \sqrt{1 + \left(\frac{2\sqrt{C}}{C+1} \right)^2 \sin 2\theta (C+1)} \end{aligned}$$

代入上两式经交换后可得:

$$\left. \begin{aligned} \Delta F_{\max} &= 2r R_1 (C+1) E \left(\frac{2\sqrt{C}}{C+1}; \frac{\pi}{3} \right) \\ \Delta F_{\min} &= 2r R_1 (C+1) \left[E \left(\frac{2\sqrt{C}}{C+1} \right) - E \left(\frac{2\sqrt{C}}{C+1}; \frac{\pi}{6} \right) \right] \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

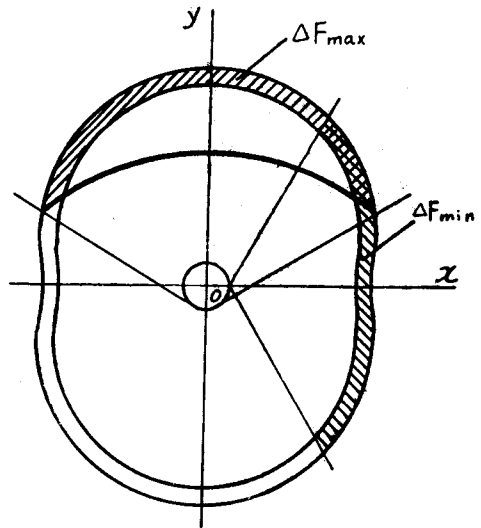


图 10

式中: $E(C)$ 为第二类全椭圆积分

$E(C; X)$ 为第二类完全椭圆积分

实际缸体曲线的发动机工作容积为:

$$V_{\pi\pi} = (V_{\pi\pi})_T + H(\Delta F_{\max} - \Delta F_{\min})$$

$$= (V_{\pi\pi})_T \left[1 + \frac{H(\Delta F_{\max} - \Delta F_{\min})}{(V_{\pi\pi})_T} \right]$$

$$\text{設 } t(C) = \frac{R_1 H(\Delta F_{\max} - \Delta F_{\min})}{r(V_{\pi\pi})_T}$$

$$= \frac{\Delta F_{\max} - \Delta F_{\min}}{\sqrt{3} r C R_1}$$

該数值与 $\frac{1}{C}$ 的差别是很小的 (見表 1)。

表 1

C	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
$\frac{1}{C}$	1.0000	0.6660	0.5000	0.4000	0.3333	0.2858	0.2500
$t(C)$	0.8453	0.6274	0.4841	0.3919	0.3286	0.2825	0.2488
$\frac{1}{rR_1} \Delta F_{\max}$	3.4641	4.3760	5.3416	6.3364	7.3472	8.3684	9.3948
$\frac{1}{rR_1} \Delta F_{\min}$	2.0000	2.7460	3.6648	4.6392	5.6396	6.6536	7.6707

在乘以較小的数值 $\frac{r}{R_1}$ 以后, $\frac{r}{CR_1}$ 和 $\frac{r}{R_1} t(C)$ 之間的差异也就更小了。对于实际采用 $C > 2$ 的情况, 某一实际缸体曲线的发动机工作容积可认为等于:

$$V_{\pi\pi} = \sqrt{3} R_1^2 C H \left(1 + \frac{r}{CR_1} \right) \quad (23)$$

若以发动机的实际结构参数 R 和 e 代入,

$$\text{則 } V_{\pi\pi} = 5.196 e H (R + r) \quad (23)'$$

发动机的总工作容积为:

$$V_n = i V_{\pi\pi} \quad (24)$$

式中: i 为发动机工作室数

发动机冲程面积的变化情况由下式决定:

$$F_1 = F_3 - F_2 = R_1^2 \left[\left(C^2 + \frac{1}{3} \right) \frac{\pi}{3} + \frac{\sqrt{3}}{2} C \cos 2\alpha \right] - F_2 \quad (25)$$

F_2 不随 α 而变, 而是 R_1 和 C 的函数, 可用 $F_2(R_1, C)$ 表示, 对于某一已知参数的发动

机, $F_2(R_1, C)$ 为常数。同样对于某已知发动机, C 为已知常数, F_1 是 α 的函数, 关系式如(25)式所示。

一般往复活塞发动机冲程的变化情况如下:

$$S = r \left(1 + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha - \cos \alpha \right) \quad (26)$$

式中: S ——活塞行程

r ——曲轴的曲拐半径

α ——曲轴转角

$$\lambda = \frac{r}{L}, \quad L \text{ 为连杆长度}$$

由(25)式和(26)式的比较来看, 旋转活塞式发动机的冲程面积变化与往复活塞发动机的冲程变化相似, 如图11所示。

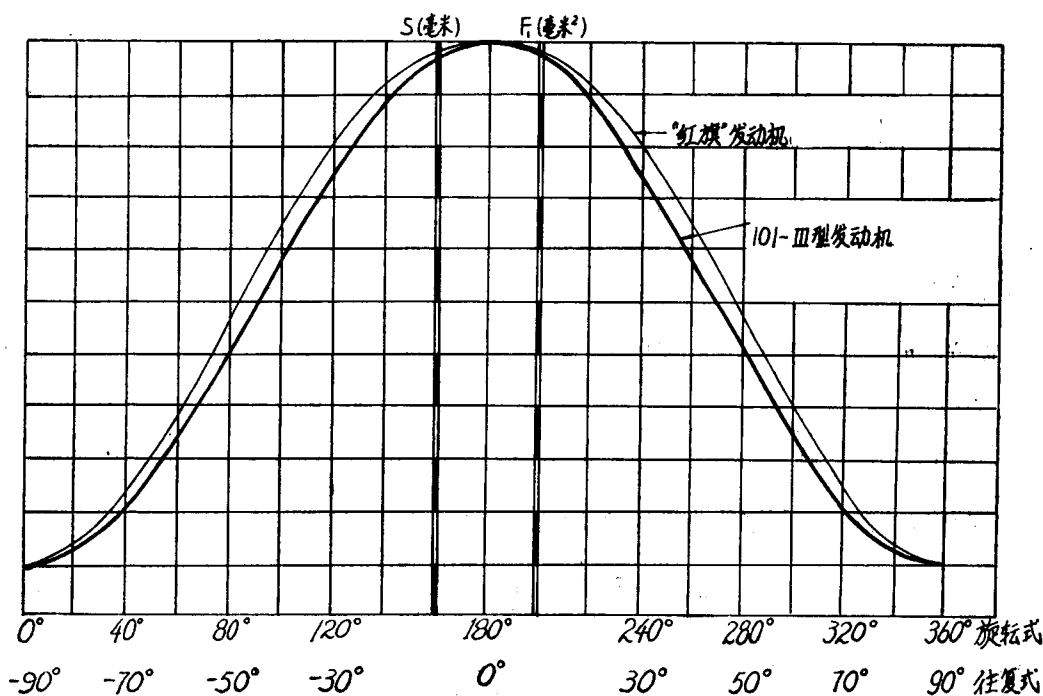


图11 旋转活塞式发动机冲程面积变化和往复活塞式发动机冲程变化情况

红旗发动机的参数如下:

$$r = 45 \text{ 毫米}, \quad L = 171 \text{ 毫米}, \quad D = 100 \text{ 毫米},$$

$$\lambda = \frac{r}{L} = 0.263, \quad V_{HK} = 706 \text{ 毫升}.$$

101-III型旋转活塞发动机参数如下:

$$R = 118 \text{ 毫米}, \quad e = 15 \text{ 毫米}, \quad R_1 = 45 \text{ 毫米},$$