

重庆作为长江上游经济中心和西部大开发战略重镇的结合点,经济的高速发展和房地产行业的兴起,必将带动全市个人住房贷款业务的不断发展;同时,我们也必须认识到其中出现的各种问题,怎样真正地解决这些问题,对与此项业务息息相关的许多方面都将产生重要影响。

### 参考文献:

- [1] 王洪卫,等.中国住房金融:资金筹集与风险防范机制[M].上海:上海财经大学出版社,2001.
- [2] 常永胜.中国房地产金融体系研究[M].北京:经济科学出版社,2001.
- [3] 尹伯成,华伟,尹其振.房地产金融学概论[M].上海:复旦大学出版社,2000.
- [4] 郑斌.个人住房贷款风险极其防范[J].中国房地产金融,2001,(5):17-18.

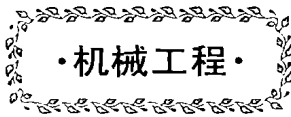
## Analysis on Current Situation, Issues and Solutions of Residential Mortgage in Chongqing

SUN Bo, WANG Jian - hong

(Faculty of Construction Management and Real Estate, Chongqing University, Chongqing 400045, China)

**Abstract:** With the rapid development of residential consumption credit, the banks are facing fierce competition. How to support the individual residential consumption becomes an important problem. This paper firstly presents an analysis of present situation of residential mortgage in Chongqing. Then, it focuses on discussion of the issues about business on residential mortgage in Chongqing and comes up with some relative suggestions and solutions.

**Keywords:** residential mortgage; bank; developer; borrower; lender; issue; solution



文章编号:1006-7329(2002)06-0092-04

## 恒功率轴向柱塞变量泵柱塞的运动学分析\*

张红伟, 陈世教

(重庆大学 机械学院, 重庆 400044)

**摘要:**在分析了柴油发动机和恒功率变量泵联合工作性能以及恒功率变量泵的几种典型工况的基础上,得到了恒功率变量泵柱塞的两种运动学分析工况,并以这两种工况为基础,对轴向柱塞泵的斜盘和缸体的运动作了相应的假定,从而推导出了恒功率变量泵的运动学公式。在随后对柱塞进行的动力学分析和有限元分析中发现,外负载的变化引起的柱塞泵运动关系的变化对柱塞的应力分析是不能忽略的。由此为所推导的恒功率变量泵的运动学公式为轴向柱塞泵的设计以及动力学分析奠定了一定的理论基础,本文所推导的柱塞的运动学公式可作为一般的公式供参考。

**关键词:**轴向柱塞泵; 运动学分析; 运动学公式

**中图分类号:** TU113.2

**文献标识码:** A

轴向柱塞泵在实际工作时,通过传动轴和发动机相连,将发动机的机械能转化成液压能。在对柱塞泵的柱塞进行运动学分析时有必要研究发动机和柱塞泵的工作特性以及它们的联合工作特性,以便全面分析柱塞在各种工况下的运动学关系。图1给出了柴油发动机输出扭矩、功率和转速的关系,图2给出了恒功率变量泵的特性曲线。从图1和图2中可以看出:发动机在输出最大扭矩时其转速比较低,而在额定功率处,发动机的转速比较高,由于发动机通过传动轴和柱塞泵相连,泵的外负载的变化,将影响发动机的转速,从而导致柱塞泵的转速发生变化;由于外负载的变化,泵的斜盘倾角也将变化,其排量随之发生变化。液压泵中的柱塞运动有如下几种典型的工况。

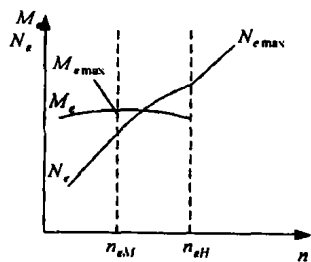


图1 发动机的输出扭矩和功率与转速的关系图

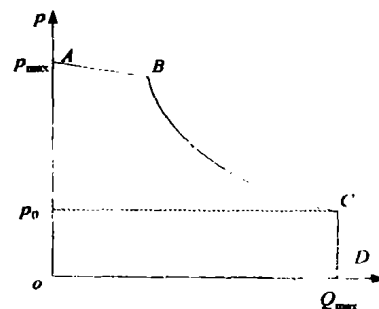


图2 恒功率变量泵的特性曲线

1) 发动机工作在额定功率点时,柱塞泵斜盘的倾角最大,即输出流量最大时的工况。

2) 柱塞泵的外负载急剧增加,发动机在其调速特性的作用下转速将下降,当下降到能输出最大输出扭矩时,发动机的转速为 $n_{eM}$ ,与发动机相连的柱塞泵的缸体转速也将发生变化。另一方面,恒功率变量泵的工作压力升高时,当其压力超过起始变量压力 $p_0$ 时,斜盘倾角也将最大倾角

\* 收稿日期:2002-10-18

作者简介:张红伟(1977-),男,山东单县人,硕士生,主要从事工程机械现代设计方法研究。

向最小倾角变化,直至斜盘倾角转到最小倾角位置,最终过渡到柱塞泵输出流量最小时的稳定工作状态。

3) 柱塞泵在最大工作压力下,发动机的输出扭矩最大,斜盘处于倾角最小的工况。

4) 柱塞泵在工作压力最高时,由于外负载的急剧降低,柱塞泵工作压力也将随之降低,根据恒功率变量泵特性,其输出流量增大,斜盘倾角由最小倾角位置朝增大的方向转动,发动机输出轴所受的负载扭矩将降低。从而导致发动机的输出转速增加,直到发动机达到额定输出功率的转速  $n_{eH}$ 。此时柱塞泵将过渡到输出流量最大时的稳定工作状态,即回到 1) 的工作状态。

由于上述工况 1)、3) 的柱塞运动情况是相同的,只是斜盘倾角不同而已;而对工况 2)、4) 而言,柱塞运动情况是一样的,只是柱塞的轴向加速度和牵连运动产生的切向加速度不同。因此可对以上几种工况下柱塞的运动学关系分两种情况进行推导。

### 1 柱塞的运动学分析

图 3 为柱塞机构的运动简图,坐标原点取在斜盘平面中心和液压泵缸体中心轴线的交点上,柱塞滑靴中心上下止点的连线在垂直于缸体中心轴线的平面上的投影为  $y$  轴,缸体中心轴线即柱塞的轴向运动方向为  $z$  轴,和  $z$ 、 $y$  轴垂直的方向为  $x$  轴建立如图 3 的直角坐标系。

斜盘平面在未绕  $x$  轴旋转以前,斜盘平面的法向量为:  $n = [0 \ 0 \ 1]$ ,斜盘在绕  $x$  轴旋转以后的方向余弦为:

$$n = [\cos\theta_x \ \cos\theta_y \ \cos\theta_z] = [0 \ 0 \ 1] \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\gamma & -\sin\gamma \\ 0 & \sin\gamma & \cos\gamma \end{bmatrix} = [0 \ \sin\gamma \ \cos\gamma] \quad (1)$$

式中:  $\cos\theta_x, \cos\theta_y, \cos\theta_z$ ——斜盘平面法向量的方向余弦。

$\gamma$ ——斜盘倾角。

以柱塞处于上止点时的位置作为柱塞运动的起点以分布圆半径为  $R_f$  的圆柱的方程为:

$$\begin{cases} x = R_f \sin\alpha \\ y = R_f \cos\alpha \end{cases} \quad (2)$$

式中:  $\alpha$ ——从上止点开始柱塞随缸体转过的角度。

由式(1)、式(2)及平面的点法式方程可得到斜盘平面的方程为:

$$R_f \sin\gamma \cos\alpha + z \cos\gamma = 0 \quad (3)$$

即: 
$$z = -R_f \tan\gamma \cos\alpha \quad (4)$$

缸体由  $\alpha = 0$  转过  $\alpha$  角度后柱塞相对缸体的轴向位移为:

$$s = -R_f \tan\gamma (\cos\alpha - \cos 0) = R_f \tan\gamma (1 - \cos\alpha) = 2R_f \tan\gamma \sin^2 \frac{\alpha}{2} \quad (5)$$

1) 液压泵工作稳定,斜盘倾角处于最大(或最小)位置时柱塞的运动分析

由于斜盘不发生转动,缸体的角速度不变,因此柱塞相对缸体轴向运动的速度可由下式求得,即:

$$v_r = \frac{ds}{dt} = R_f \omega \tan\gamma \sin\alpha \quad (6)$$

式中:  $\omega$ ——缸体转动的角速度,此时  $\omega = \omega_0$ 。

柱塞相对缸体运动的加速度可由下式求得:

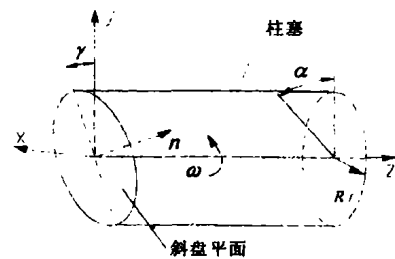


图 3 柱塞机构的运动简图

$$a_r = \frac{dv_r}{dt} = R_f \omega^2 \operatorname{tg} \gamma \cos \alpha \quad (7)$$

牵连运动的加速度是由于缸体旋转而使柱塞产生的法向加速度,方向指向轴线  $oz$ ,其值为:

$$a_e = R_f \omega^2 \quad (8)$$

由于缸体作匀速运动,缸体的旋转的角加速度为零,因此不产生切向加速度。

牵连运动为转动时要产生科氏加速度  $a_c$ ,则:

$$a_c = 2\omega \times v_r \quad (9)$$

根据矢积运算规则,  $a_c$  的大小为:

$$a_c = 2\omega v_r \sin \theta \quad (10)$$

其中  $\theta$  为  $\omega$  和  $v_r$  两矢量间的最小夹角。矢  $a_c$  垂直于  $\omega$  与  $v_r$  所确定的平面,指向按右手法则确定。由于此时的  $\omega$  和  $v_r$  平行 ( $\theta = 0$  或  $\theta = 180^\circ$ ),  $a_c = 0$ ,即在这种情况下不产生科氏加速度。

2) 由于外负载的变化,斜盘倾角和缸体转速发生变化时柱塞的运动学分析

根据发动机和泵联合工作的特性,当外负载发生变化时,斜盘倾角和缸体的转速都要发生变化,为简化问题,假设缸体的转速从  $\omega_0$  经过时间  $t_c$  变到  $\omega_{t_c}$  过程中,缸体作匀加速运动,则缸体绕其中心轴线旋转的角加速度大小为:

$$\beta_c = \frac{\omega_{t_c} - \omega_0}{t_c} \quad (11)$$

式中:  $\omega_{t_c}$  为缸体的最终转速;  $\omega_0$  为缸体的初始转速;  $t_c$  为缸体角速度从  $\omega_0$  变化到  $\omega_{t_c}$  所需要的时间。

假设斜盘倾角从  $\gamma_0$  经过时间  $t_d$  变化到  $\gamma_{t_d}$  的过程中,斜盘作匀角加速运动,角加速度的大小为:

$$\beta_d = \frac{2(\gamma_{t_d} - \gamma_0)}{t_d^2} \quad (12)$$

式中:  $\gamma_0$  为斜盘的初始倾斜角;  $\gamma_{t_d}$  为斜盘的终了倾斜角;  $t_d$  为斜盘的倾角从  $\gamma_0$  转到  $\gamma_{t_d}$  所需的时间。

根据上述假设则缸体绕其中心轴线旋转的角位移  $\alpha$ 、角速度  $\omega$ 、斜盘转动的角位移  $\gamma$ 、平均角速度  $\omega_d$  为:

$$\alpha = \omega_0 t + \frac{1}{2} \beta_c t^2 \quad (13)$$

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} = \omega_0 + \beta_c t \quad (14)$$

$$\gamma = \gamma_0 + \frac{1}{2} \beta_d t^2 \quad (15)$$

$$\omega_d = \frac{d\gamma}{dt} = \beta_d t \quad (16)$$

由式(5)对时间求一阶、二阶导数可得在此工况下柱塞相对缸体的速度、加速度,将式(13)~(16)代入得到如下的表达式:

$$V_r = R_f(\beta_d t) \left[ 1 - \cos\left(\omega_0 t + \frac{1}{2} \beta_c t^2\right) \right] \sec^2\left(\gamma_0 + \frac{1}{2} \beta_d t^2\right) + R_f(\omega_0 + \beta_c t) \operatorname{tg}\left(\gamma_0 + \frac{1}{2} \beta_d t^2\right) \sin\left(\omega_0 t + \frac{1}{2} \beta_c t^2\right) \quad (17)$$

$$a_r = R_f \sec^2\left(\gamma_0 + \frac{1}{2} \beta_d t^2\right) \left[ 4 \operatorname{tg}\left(\gamma_0 + \frac{1}{2} \beta_d t^2\right) (\beta_d t)^2 \sin^2 \frac{\omega_0 t + \frac{1}{2} \beta_c t^2}{2} \right]$$

$$\begin{aligned}
 & + 2\beta_d \sin^2 \frac{\omega_0 t + \frac{1}{2}\beta_c t^2}{2} + 2(\beta_d t)(\omega_0 + \beta_c t) \sin\left(\omega_0 t + \frac{1}{2}\beta_c t^2\right) \Big] \\
 & + R_f \operatorname{tg}\left(\gamma_0 + \frac{1}{2}\beta_d t^2\right) \left[ (\omega_0 + \beta_c t)^2 \cos\left(\omega_0 t + \frac{1}{2}\beta_c t^2\right) + \beta_c \sin\left(\omega_0 t + \frac{1}{2}\beta_c t^2\right) \right] \quad (18)
 \end{aligned}$$

由缸体牵连运动产生的法向加速度为:

$$a_e = R_f(\omega_0 + \beta_c t)^2 \quad (19)$$

方向指向缸体的中心轴线。

由于缸体作变速运动,缸体的旋转的角加速度不为零,由此产生切向加速度,其大小为:

$$a_r = \beta_c R_f \quad (20)$$

方向由角加速度和矢径的方向决定。

在这种工况下,柱塞的  $\omega$  和  $v_r$  仍平行 ( $\theta = 0$  或  $\theta = 180^\circ$ ),  $a_c = 0$ , 即在这种情况下仍不产生科氏加速度。

3) 上述两种工况的对比

将式(13)~(15)相应地代入(6)~(8)可得到:

$$v_r = R_f(\omega_0 + \beta_c t) \operatorname{tg}\left(\gamma_0 + \frac{1}{2}\beta_d t^2\right) \sin\left(\omega_0 t + \frac{1}{2}\beta_c t^2\right) \quad (21)$$

$$a_r = R_f(\omega_0 + \beta_c t)^2 \operatorname{tg}\left(\gamma_0 + \frac{1}{2}\beta_d t^2\right) \cos\left(\omega_0 t + \frac{1}{2}\beta_c t^2\right) \quad (22)$$

$$a_e = R_f(\omega_0 + \beta_c t)^2 \quad (23)$$

在以上三式中  $\beta_c = \beta_d = 0$ 。

从式(21)~(23)和式(17)~(19)的对比中可知:外负载的变化,要引起柱塞相对缸体的速度、加速度以及牵连运动产生的法向加速度的变化,它们的变化情况可由式(17)~(19)以及(21)~(23)得知,当缸体的旋转速度相同时,外负载变化引起的加速度要比泵在稳定工况下的加速度要大;另外由式(20)知,牵连运动还要产生切向加速度。

## 2 结束语

本文根据柱塞泵和发动机的联合工作特性对柱塞泵的柱塞进行了运动学分析,推导出了相关的公式,以供同行参考。作者在随后进行的柱塞的动力分析研究时发现外负载的变化引起的加速度是不能忽略的,限于篇幅本文不进行讨论。

## 参考文献:

- [1] 闻德生.斜盘型开路式轴向柱塞泵[M].北京:机械工业出版社,1993.
- [2] 刘峥,王建昕.汽车发动机原理教程[M].北京:清华大学出版社,2001.
- [3] 王瑞江.A<sub>4</sub>V 液压泵结构简介及运动分析[J].液压工业,1991,(2).
- [4] 翟培祥.斜盘式轴向柱塞泵设计[M].北京:煤炭工业出版社,1978.

[3] GB/T1375-92,塔式起重机设计规范[S].

## The Internal Force Calculation of the Whole - Raising - Scaffold

CHEN Shi - jiao, ZHANG Hong - wei, LI Zhi - qiang

(College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

**Abstract:** Because of the different configurations of buildings to be constructed, the arrangement of the whole - raising - scaffold used for practical construction is not always the same, which results in difference of the internal force of the whole - raising - scaffold in application. Based on the abovementioned, in this paper, the design method of the whole - raising - scaffold is investigated, a mechanical model based on the three - span continuous beam is set up, the mechanical characteristics due to the action of various load of the whole - raising - scaffold under the worst working condition is analyzed. Then the calculating method for the internal force of its main structure can be found. Combining the internal force calculated by this method, the security of the scaffold can be verified. The method introduced by this paper can be used as a general method for the scaffold design.

**Keywords:** the whole - raising - scaffold; mechanical model; internal force calculation

---

(上接第 95 页)

## Kinematic Analysis for the Piston of the Constant - Power - Control Axial Variable Displacement Hydraulic Pump

ZHANG Hong - wei, CHEN Shi - jiao

(College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400045, China)

**Abstract:** In this paper, based on analysis for the typical work conditions of the constant - power - control variable displacement hydraulic pump when it works with diesel engine, two types of kinematic analysis work conditions are obtained. Based on the work conditions, the corresponding suppositions of movement of the oblique disk and cylinder are made with, and all the kinematic formula for the piston in the axial - piston hydraulic pump is deduced. Subsequently, the author analyzed the kinetics and finite element of the piston and found that the effect of the relation of the piston pump movement caused by the change of the outer load couldn't be neglected, when its strain is analyzed. So the kinematic formula given in this paper can serve as the basis for design and kinematic analysis of axial piston pump. The formula given in this paper can be used as general formula.

**Keywords:** axial piston pump; kinematic analysis; kinematic formula