

轴向柱塞泵平面配流副润滑特征参数实时测量^{*}

王彬 周华 杨华勇

(浙江大学流体传动及控制国家重点实验室, 杭州 310027)

【摘要】 为研究轴向柱塞泵配流副的摩擦学特性,建立了模拟配流机构的润滑特性试验系统,以实测润滑特征参数,对工况进行实时调节与控制,寻求良好的润滑状态。论述了配流副润滑特性试验研究的优点,根据润滑理论模型分析了供油压力和油膜厚度等主要特征参数,提出了膜厚反馈的电液控制配流副油膜动态试验装置的结构及关键技术。通过平面配流密封带多点实测膜厚、泄漏流量、摩擦转矩的试验数据表明,供油压力对密封带润滑油膜厚度、形态等的影响较大。局部油膜破坏是导致缸体面磨损的主因,试验测得的膜厚分布与其磨损分布有直接关系。

关键词: 轴向柱塞泵 配流副 润滑特性

中图分类号: TP271⁺.4; TH137.51

文献标识码: A

Real-time Measurement on Lubrication Characteristic Parameters of Plane Port Pair in Axial Piston Pumps

Wang Bin Zhou Hua Yang Huayong

(State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract

To study the tribological properties of port pairs in axial piston pump, the model test system was built to measure the lubrication characteristic parameters. And the operation condition was regulated and controlled to find port pairs in good condition. Advantages of model tests for lubrication properties of port pairs were presented, and according to the theoretical lubricating model, the main tested items such as supply pressure and film height were listed. In addition, the structure and key technological problems for the dynamic test device, with the film height feedback by electrohydraulic control, were introduced. Test results of film height at several points on sealing area of plane pairs, leakage flow, and frictional torque and so on, show that supply pressure greatly affects lubricating the height and its figuration of film, and that the cylinder block surface wear mainly resulted from destruction of film.

Key words Axial piston pump, Port pair, Lubrication characteristics

引言

随着各种行业对液压动力基础件性能要求的不断提高,高压、高速、先进的变量方式成为轴向柱塞液压泵的主要发展方向。而这类柱塞机械的配流盘、滑靴、缸体等摩擦副零件的短期非正常失效制约了其性能。配流副作为关键摩擦副之一,特殊工况使其寿命长期受制约,而它又影响泵的工作性能,因此配流副的润滑特性是国内外学者的研究热点。轴

向柱塞泵配流副滑动面应形成适当的润滑膜以保证必要的润滑,但滑动面间由于存在润滑介质的泄漏,因此密封间隙不宜过大。工程中为保证配流副良好的润滑状态,一般平均油膜厚度控制在 $5\sim 20\ \mu\text{m}$,泄漏量应小于各密封面总泄漏量的3%。

国内外对此设计的相关试验系统大多为基于推力轴承的静态缝隙流试验或内嵌式整机试验^[1~3],无法对油膜动态形成过程中的主要信号进行大量高频的动态获取,也未在试验中对油膜厚度值进行主

收稿日期: 2008-08-27 修回日期: 2008-09-10

^{*}“十一五”国家科技支撑计划资助项目(2006BAF01B03-02)和高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20070335143)

作者简介: 王彬, 博士生, 主要从事电液元件及其控制技术研究, E-mail: wb3581@163.com

动控制,从而无法获得更多准确的适合于现行柱塞泵工作的润滑试验数据或结论。本文针对浙江大学研制的轴向柱塞泵中平面配流副润滑特性试验系统,分析平面配流机构润滑特性试验系统的技术特点及润滑特性试验结果,以研究柱塞泵摩擦副工作特性。

1 试验设计

为全面考察润滑油膜的形成规律及变化特点,在复合工况下实时采集供油压力、泄漏流量、油温、摩擦转矩等参数,并针对某些参数的多变性进行多点采集,以确保能够反映实际润滑密封区的物理特征。

图1为该试验系统组成及原理示意图。

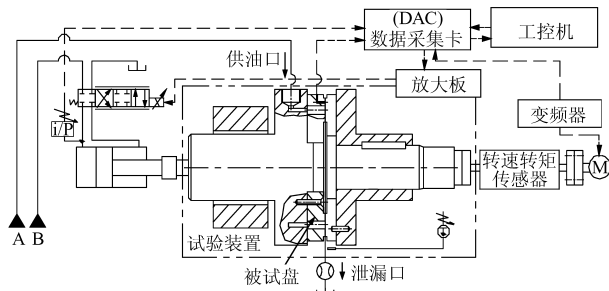


图1 系统组成及原理示意图

Fig.1 Schematic diagram of the test rig

如图1所示,A、B为整个试验的液压动力系统的主油路和加载油路,回路原理与组成参见文献[4],本文不再赘述。

配流副润滑特性测试平台可用于试验研究多工况下配流副的润滑特性。监控系统实时监测试验状态,采集多个工况参数,实时分析、处理测试数据,同时对因其他工况参数干扰引起的膜厚变化进行微米级反馈控制。为减小主供油路对加载油路的干扰及便于实现过程控制,将供油压力、流量等输入量与加载腔压力等控制量分离。

1.1 试验方法

为测试密封带中不同位置的润滑膜厚度,模拟装置端盖上安装3只电涡流微位移传感器。若假设油膜体上端面为平面,则3只位移传感器测量的数值就可确定某瞬时的油膜面,既可获得润滑膜厚度的平均值,又可确定润滑膜形态。与其他液体润滑摩擦副相同,配流副密封缝隙间压差流动和剪切流动使润滑介质产生大量热量^[5],从而导致油液温度较测试装置容腔内的温度上升快,而粘温性的存在又会影响配流副润滑膜形成^[6],故应测量配流副间隙泄漏油的温度以研究随其他工况参数的变化关系,即在试验中测量配流副间润滑介质的温度可考

察流体粘温性对配流副润滑油膜的影响。

1.2 试验内容

基于该试验系统开展的平面配流副润滑特性研究,主要针对其油膜的形成及变化和对整泵效率的贡献,确定的试验内容为:供油压力、流量一定时,油膜形成过程中的膜厚;转速一定,不同压力、供油温度时的润滑膜厚度和泄漏量;转速、油温一定,供油压力变化时的润滑膜厚度和泄漏量;油温一定,不同供油压力、转速下的润滑膜厚度和泄漏量、配流副摩擦转矩等。

2 配流副润滑模型

配流副流体力学润滑模型如图2所示。可将其简化为两摩擦面间形成的动态润滑膜问题。

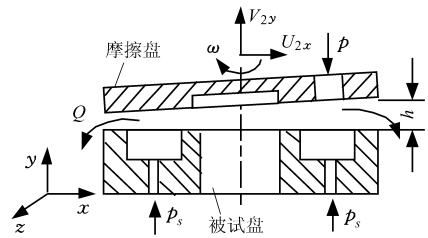


图2 平面配流副流动模型

Fig.2 Hydrodynamic model of plane port pair

设被试盘为摩擦件1,摩擦盘为摩擦件2。图中 h 为油膜厚度, p 为供油口压力, p_s 为腰形油槽压力, ω 为缸体转动角速度, U_{2x} 和 V_{2y} 为摩擦件2中心绝对速度的分量。基于普适正交直角坐标系的雷诺润滑方程为^[7]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 6 \frac{\partial}{\partial x} [\rho h (U_{2x} + U_1)] + 6 \frac{\partial}{\partial z} [\rho h (W_{2z} + W_1)] - 12\rho \left(U_{2x} \frac{\partial h}{\partial x} + W_{2z} \frac{\partial h}{\partial z} \right) + 12\rho (V_{2y} - V_1) \quad (1)$$

式中 μ ——流体动力粘度

ρ ——流体密度

U_1, V_1, W_1 ——摩擦件1中心绝对速度的径向、膜厚方向和切向速度

U_2, V_2, W_2 ——摩擦件2中心绝对速度的径向、膜厚方向和切向速度

U_{2x}, V_{2y}, W_{2z} ——摩擦件2中心绝对速度的径向、膜厚方向、切向速度在 x, y, z 方向的分量

配流副类似于止推轴承,工作时随缸体中心旋转,其径向速度 U_2 与 U_1 同向,又图中看出 $U_{2x} = U_2, V_{2y} = V_2$,则式(1)可表示为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\rho \frac{\partial}{\partial x} [(U_1 + U_2)h] - 12\rho U_2 \frac{\partial h}{\partial x} + 12\rho(V_2 - V_1) = 6\rho(U_2 + U_1) \frac{\partial h}{\partial x} + 6\rho h \frac{\partial(U_2 + U_1)}{\partial x} - 12\rho U_2 \frac{\partial h}{\partial x} + 12\rho(V_2 - V_1) \quad (2)$$

式中 η ——运动粘度

$\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial z}$ ——偏微分算子

考虑实际柱塞泵和润滑特性的试验模型,将缸体、配流盘简化为一个固定、一个浮动。本试验设定摩擦件2为活动件,摩擦件1为固定件,又 $\frac{\partial(U_2 + U_1)}{\partial x} = 0$, 于是 $U_1 = V_1 = 0$, 得到

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U_2 \frac{\partial \rho h}{\partial x} - 12\rho U_2 \frac{\partial h}{\partial x} + 12\rho V_2 \quad (3)$$

式(3)即为由雷诺(Reynolds)方程推导的适合于配流副润滑特性的微分方程。当然,其形式取决于对各速度、位移等矢量的命名。

在密封带的不同位置,反映润滑特性的油膜厚度不同,通过数值解析可以得到其油膜形态。同时从流动角度分析,由于密封带间隙相当于一流动阻尼器,因此润滑介质通过后会引起发热而导致油液粘度的变化。同时,密封带各点压力也随时变化,加之多元二阶偏微分方程的解析困难,使得从其入手分析润滑油膜的特性非常困难,尤其是初始启动,很难反映油膜的形成过程及特点。

3 试验研究

由以上分析获得了配流副润滑特性参数及相互关系,同时阐述了直接求解的不足。为了准确获得油膜成型及稳态时的分布特征,对以下特定工况下的配流副润滑参数进行实测。试验采用CY160型配流盘为配流试件。由于各型号的平面配流副结构差别不大,仅在腰槽形状、盘面及其密封带大小略有不同^[8]。试验装置及被试件实物照片如图3所示。

3.1 润滑油膜监测

常温下,配流副电动机转速为600、900 r/min,供油压力15、20 MPa,其他工况不变时,润滑油膜形成及平衡过程中膜厚随时间的变化关系曲线如图4所示。

比较两种供油压力,15 MPa时油膜约在3.5 s后基本达到平衡位置23 μm 附近,20 MPa时油膜约

在3.8 s后基本达到平衡位置23 μm 附近,且振荡较大,试验发现,20 MPa以上也表现为振荡逐渐加大。

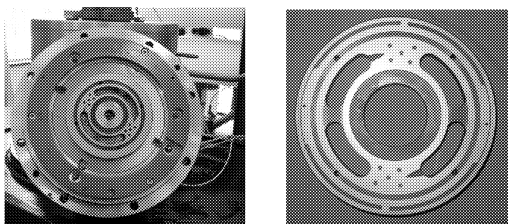


图3 试验装置及被试件

Fig.3 Model components and tested piece of the test rig

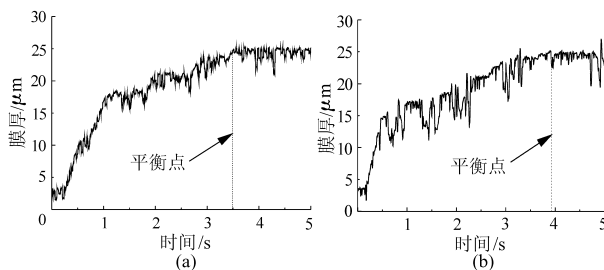


图4 中压下的油膜形成试验曲线

Fig.4 Film forming under middle moderate pressure

(a) $p = 15 \text{ MPa}, n = 600 \text{ r/min}$ (b) $p = 20 \text{ MPa}, n = 900 \text{ r/min}$

供油压力都在25 μm 膜厚附近振荡。可见中高压下,不同启动状态油膜形成时间不一,有随着供油压力提高而增加的趋势,表明此时油膜不易形成,且高的供油压力平衡油膜的稳定性稍差,即油膜刚度稍小,但差异不显著。

3.2 膜厚分布

同一工况下,3只精密位移传感器测得的油膜厚度大小变化曲线表现出较好的一致性。图5给出了其中位于密封带高、低压区的2只位移传感器测得的膜厚曲线。位移传感器的布置应准确测得配流副中活动支撑面的相对位置,以确定配流副两平面之间润滑膜厚度大小及变化关系。

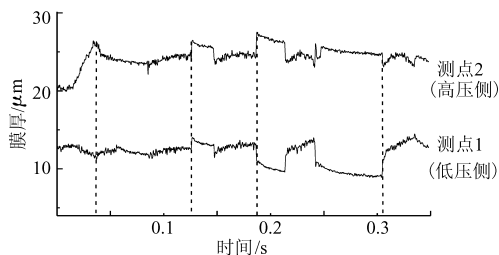


图5 密封带内两处油膜厚度试验曲线

Fig.5 Film height at two point on sealing area

由于靠近供油油管处的两只位移传感器(如图5中的测点2)位于高压区,另外一只传感器位于低压区(如图5中的测点1),故平衡后测点2的间隙值总大于测点1的间隙值,实际膜厚总在这一关系下窄幅振荡。两只位移传感器测得的相对位移随配流副转速也呈现一定的周期性,如图5中虚线所

示。由于被试配流盘固定,由这3处油膜厚度数值可确定加载摩擦面的相对倾斜角度,这与泵中缸体倾侧一致,也可通过该装置运动微分方程来间接确定偏载大小及分布。

测得的油膜厚度存在一定波动,是由于缸体受倾侧力矩和试验装置中配合面或运动副间存在间隙所致,加之膜厚为微米级,其他干扰因素也难以完全排除。从试验曲线来看,转速一定、油膜平衡后呈现近似的周期性,说明配流副工作稳定,润滑介质在密封间隙内流动状态稳定,润滑良好。

3.3 泄漏流量

对于平行缝隙的圆盘缝隙流动,泄漏量随膜厚变化的函数关系式^[1]为

$$Q = \frac{\pi h^3 p}{6\mu c_e \ln(r_4/r_3)} + \frac{\pi h^3 p}{6\mu c_e \ln(r_2/r_1)} \quad (4)$$

式中 r_1 、 r_2 、 r_3 、 r_4 ——试验用半周槽双油腔配流盘内、外及密封带的内、外圆周半径

c_e ——配流副间隙中层流起始段流量修正系数

由于实际油膜形态为非平行缝隙内的流动,且存在动压效应,因此实际的泄漏量与平均膜厚的三次方关系有一定偏离。

图6为稳态下泄漏量随时间变化曲线。被试件为阻尼槽型连续供油平面配流盘^[9],供油压力为20 MPa,油温约35℃,平均膜厚35 μm,配流副转速约650 r/min。从配流副密封带径向泄漏的润滑油流量周期为100 ms左右,即每转周期变化一次。变化幅度最高达200 mL,这与楔形油膜体随缸体(摩擦盘)旋转,引起密封间隙前后的压差周期变化有关。同时,试验装置中运动部件振动引起的管路流体振动也会使测出的流量信号波动放大。另外,密封带前后压差越大,泄漏流量波动越剧烈。

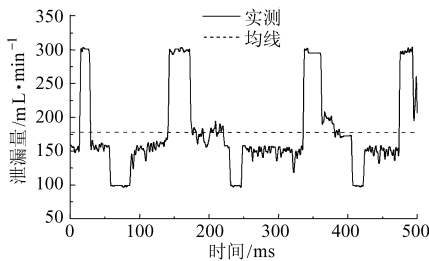


图6 泄漏量随时间变化曲线

Fig. 6 Curve of leakage vs time

图7是稳态泄漏量随油膜厚度变化关系试验曲线。由试验曲线分析,5~18 MPa的试验曲线存在指数增长趋势,但并不与三次函数曲线完全吻合。在膜厚大于15 μm后,供油压力从5 MPa到10 MPa和从10 MPa到12、18 MPa时,配流副都出现了较

大的泄漏。但不同的供油压力,初始泄漏不一,这是由于难以准确获得零缝隙,导致其对应的实际泄漏不为零,即此时实际的密封间隙虽小但仍存在,故泄漏也必定存在。另外,式(4)的理论模型是基于圆盘中心供油、平行密封缝隙和摩擦盘不旋转的情况下获得的,存在一定误差。尤其当供油压力增加,腰形槽偏载供油的配流副形成楔形油膜,其中一摩擦盘旋转必然使密封间隙间的一部分油液随其转动且不断发生压力重新平衡的交变过程,这在很大程度上降低了径向端面间的压差,最终使油液流动减缓,泄漏量降低。但目前无法对这些物理因素统一建模,因此尚无法获得准确的定量结果,但由以上对试验数据与理论计算结果误差原因的分析可知试验结果的正确性。

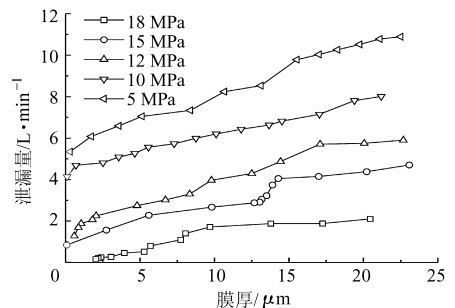


图7 泄漏量随膜厚变化曲线

Fig. 7 Curve of leakage vs film height

3.4 摩擦转矩

摩擦转矩是检验该摩擦副是否已建立起稳定液体润滑的重要指标。图8为试验测得的阻尼槽型配流副摩擦转矩特性曲线。测试转速600 r/min、油温45℃、油膜厚7 μm。配流副摩擦转矩变化范围为20~65 N·m,认为此时为固体摩擦或液-固润滑状态,虽膜厚为7 μm左右,然而由于存在缸体倾侧等诸多因素,仅三点膜厚值并不能完全断定已建立起良好的油膜润滑,应结合摩擦转矩综合评判实际润滑状态,这是研究复杂流动圆盘间隙的有效试验手段^[10]。

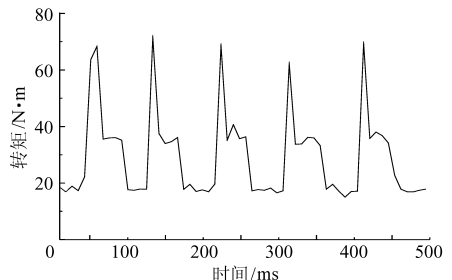


图8 摩擦转矩-时间曲线

Fig. 8 Curve of torque vs time

图8中配流副摩擦盘(即缸体)每转即一个周期约需100 ms,大致分5个阶段。0~100 ms内,转矩

有低位小平台、急升、急降、中位小平台及二次急降5个阶段。其中,转矩平稳时,缸体转动时密封带压力分布基本不变,这是缸体吸油与压油孔处在与配流盘的吸、压油腰形槽脱离阶段;上升阶段表明密封带总压力减小,为吸、压油缸孔完全处于配流盘吸、压油腰形槽内,缸体内弹簧力大于密封间隙内的液体分离力而压向配流盘,减小了油膜厚度而使摩擦转矩显著增加;反之,则使摩擦转矩下降。缸体每一转过程中,有两个阶段为吸油与压油孔处于与配流盘的吸、压油腰形槽脱离状态,因此一周期最后阶段转矩仍为相对平稳,但也仅在膜厚较小时表现为摩擦转矩变化幅度较大,引起的机械功率损失较大。实测的配流副摩擦转矩输出按周期性变化,这对研究整泵机械功率有一定参考价值。

图9为1000 r/min内配流副摩擦转矩随膜厚变化特性曲线,可补充文献[10]中的理论结果。约750 r/min时转矩随油膜厚度下降较快,表明在动压效应和离心力的作用下外密封带储存润滑油稳定,油膜形态良好。当外界压力干扰而油膜强制变薄时,由于抑制了润滑介质微观粒子运动而表现为某些位置油液分布不足或形成空点(在膜厚试验曲线中可看出),即由于介质变化使位移传感器的变送输出为负。试验结果表明,增加膜厚对摩擦转矩的削弱程度非常有效,可通过设定摩擦转矩和相应的膜厚值来划定摩擦副的摩擦与润滑状态,建立有效的试验机制与设计准则。

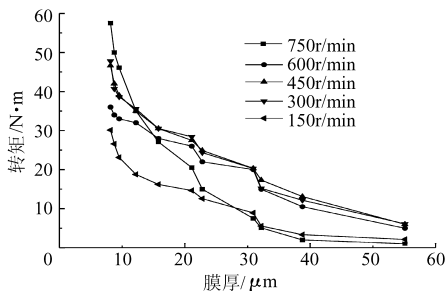


图9 摩擦转矩-膜厚曲线

Fig.9 Curve of torque vs film height

为说明试验结果的正确性及分析结构差异对摩擦面间转矩的影响,作了配流副与推力圆盘缝隙的比较。图10中看出,平面配流副在同样的油膜间隙

下测得的摩擦转矩较推力圆盘缝隙产生的大。主要由于相同压力下配流盘的有效密封承载面积较圆盘的小,因此切应力较大,由文献[11]知总摩擦转矩偏大。但由于圆盘静密封缝隙一般大于20 μm,因此无法比较更薄油膜下的转矩试验结果。从图10曲线看出,两类摩擦盘虽结构存在一定差异,但摩擦转矩对膜厚的变化关系基本一致,即随着膜厚的增加显著降低,但降低至一定值后,转矩下降幅度很小。

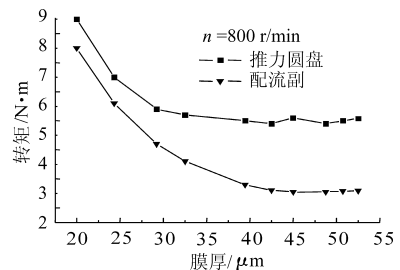


图10 配流副与静压圆盘支承摩擦转矩比较曲线

Fig.10 Torque comparison of port pair with hydrostatic disk bearing

4 结论

(1)作为一种圆盘类摩擦副试验,基于润滑特性参数的轴向柱塞泵平面配流副模拟有效地避免了整泵测试的难度,提高了参数的可调性,不仅为油或水介质下轴向柱塞泵关键摩擦副润滑特性提供了新的试验研究方法,也为其他领域的摩擦学试验提供了借鉴依据。

(2)根据三点实测动态膜厚,润滑膜形状在密封缝隙高度方向并非平行于密封面而呈楔形,其他工况参数不变时楔形油膜的开口方向不变。油膜厚度最大处位于进油口附近,而并非为高压区。

(3)配流副的泄漏量随配流副间隙变化显著,但由于实际油液中存在杂质和动态阻尼等诸多因素,削减了泄漏量,尤其在膜厚小时较为突出,一定程度缓解了容积效率的降低。

(4)平面配流副在油膜形成过程中,不同供油压力下建立稳定油膜所需的时间不同。为避免配流副在未建立稳定的润滑膜时受到较大的摩擦转矩阻力,泵宜低压启动,防止在启动阶段引起严重磨损。

参 考 文 献

- 1 许耀铭. 油膜理论与液压泵和马达的摩擦副设计[M]. 北京:机械工业出版社, 1987:305~310.
- 2 李元勋. 液压马达新型端面配流副理论、实验及CAD研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 1996.
Li Yuanxun. A study of theory, experiment & CAD of a new typed plain flow distribution pair in hydraulic motors[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 1996. (in Chinese)
- 3 Wang X, Yamaguchi A. Characteristics of hydrostatic bearing/seal parts for water hydraulic pumps and motors. Part 2: on eccentric loading and power losses[J]. Tribology International, 2002, 35(7): 435~442.

- Mao Hanping, Zhang Xiaodong, Li Xue, et al. Establishment of grape leaf dry-basis moisture content models based on spectral signature[J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science*, 2008, 29(5):369~372. (in Chinese)
- 9 Carter G A. Primary and secondary effects of water content of the spectral reflectance of leaves[J]. *Am. J. Bot.*, 1996, 78(7):916~924.
- 10 Dobrowski S Z, Pushnik J C, Zarco-Tejada P J, et al. Simple reflectance indices track heat and water stress-induced changes in steady-state chlorophyll fluorescence at the canopy scale[J]. *Remote Sensing of Environment*, 2005, 97(3): 403~414.
- 11 Fitzgerald G J, Rodriguez D, Christensen L K, et al. Spectral and thermal sensing for nitrogen and water status in rained and irrigated wheat environments[J]. *Precision Agriculture*, 2006, 7(4): 233~248.
- 12 田永超,朱艳,曹卫星,等.小麦冠层反射光谱与植株水分状况的关系[J].*应用生态学报*, 2004, 15(11): 2 072~2 076.
- Tian Yongchao, Zhu Yan, Cao Weixing, et al. Relationship between canopy reflectance and plant water status of wheat [J]. *Chinese Journal of Applied Ecology*, 2004, 15(11):2 072~2 076. (in Chinese)
- 13 王福民,王渊,黄敬峰.不同氮素水平油菜冠层反射光谱特征研究[J].*遥感技术与应用*, 2004, 19(2): 80~84.
- Wang Fumin, Wang Yuan, Huang Jingfeng. Spectra characteristics of rape canopy at different nitrogen levels[J]. *Remote Sensing Technology and Application*, 2004, 19(2):80~84. (in Chinese)
- 14 Onisimo M, Skidmore A K. Red edge shift and biochemical content in grass canopies [J]. *ISPRS Journal of Photogrammetry & Remote Sensing*, 2007, 62(1):34~42.
- 15 张晓东,毛罕平.基于PCA-SVR算法的油菜氮素光谱特征定量分析模型的建立[J].*农业机械学报*, 2009, 40(4): 161~165.
- Zhang Xiaodong, Mao Hanping. Establishment of rape nitrogen content spectral character models based on PCA-SVR method[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2009, 40(4):161~165. (in Chinese)
- 16 张晓东,毛罕平.油菜氮素光谱定量分析中水分胁迫与光照影响及修正[J].*农业机械学报*, 2009, 40(2):164~169.
- Zhang Xiaodong, Mao Hanping. Effect and correction of water stress and lighting factor on rape nitrogen content spectral analysis[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2009, 40(2):164~169. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 213 页)

- 4 艾青林,周华,杨华勇.轴向柱塞泵配流副润滑特性试验系统的建立及仿真研究[J].*煤炭学报*, 2004, 29(6): 731~735.
- Ai Qinglin, Zhou Hua, Yang Huayong. Development and simulation of lubrication test system for port plate/cylinder block in axial piston pump[J]. *Journal of China Coal Society*, 2004, 29(6): 731~735. (in Chinese)
- 5 Koc E, Kurban A O, Hooke C J. An analysis of the lubrication mechanisms of the bush-type bearings in high pressure pumps [J]. *Tribology International*, 1997, 30(8): 553~560.
- 6 孟凡明,张优云.活塞裙润滑油膜温度场有限元分析[J].*内燃机学报*, 2004, 22(6): 543~548.
- Meng Fanming, Zhang Youyun. Analysis of temperature field of lubrication oil film of piston skirt by finite element method [J]. *Transactions of CSICE*, 2004, 22(6): 543~548. (in Chinese)
- 7 盛敬超. 液压流体力学[M]. 北京:机械工业出版社, 1980: 217~221.
- 8 翟培祥. 斜盘式轴向柱塞泵设计[M]. 北京:煤炭工业出版社, 1978: 137~170.
- 9 艾青林,计时鸣,杨华勇. 阻尼槽型连续供油配流副润滑机理的数值模拟[J]. *农业机械学报*, 2006, 37(12): 155~159, 163.
- Ai Qinglin, Ji Shiming, Yang Huayong. Numerical simulation on lubrication mechanism of damp groove type continuous oil supply port plate/cylinder block in axial piston pump[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2006, 37(12): 155~159, 163. (in Chinese)
- 10 Bergada J M, Watton J, Kumar S. Pressure, flow, force, and torque between the barrel and port plate in an axial piston pump[J]. *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, Transactions of the ASME*, 2008, 130(1): 011011-1-011011-16.
- 11 马文琦,姜继海,赵克定.基于变粘度条件的流体静压支承摩擦转矩的研究[J].*润滑与密封*, 2000(1): 9~10.
- Ma Wenqi, Jiang Jihai, Zhao Keding. Study on friction torque of hydrostatics bearing with variable viscosity [J]. *Lubrication Engineering*, 2000(1): 9~10. (in Chinese)