浙江师范大学
滑靴—斜盘摩擦副试验台
说明书

新欧机械
XINOU MACHINERY CO.,LTD
电话：020-82333916 / 62953696
网址：www.xinoujixie.com

型号：YYZSFSYT-01

地址：广州市萝岗区云庆路 11 号 电话：020-82333916 /66636068 传真：020-62614381

目 录

1.1 滑靴副运动学动力学分析 3
1.1.1 滑靴副运动学分析 3
1.1.2 滑靴副基本受力分析 3
1.1.3 简化模型 4
1.2 滑靴副数学模型结果分析 6
2.1 试验台方案概述 7
2.2 斜盘轴承组件设计 7
2.2.1 斜盘轴组件概述 7
2.2.2 斜盘轴设计 8
2.2.3 轴承设计校核 8
2.3 滑靴传感器组件设计 10
2.3.1 测试滑靴设计 10
2.3.2 测试滑靴传感器的总安装位置 10
2.3.3 位移传感器的选型与安装 11
2.3.4 压力传感器的选型与安装 12
2.3.5 温度传感器的选型与安装 13
2.4 缸体组件设计 14
2.5 H 型压板设计 15
2.6 供油回路组件设计 17
2.6.1 测试柱塞供油 17
2.6.2 供油回路压力传感器选型 19
2.7 驱动组件选型 19
2.7.1 马达组件 19
2.7.2 联轴器 22
2.8 密封辅件选型 23
2.8.1 轴向密封 23
2.8.2 径向密封 23
2.8.3 油封密封 24
3. 高压高速试验台构造 24
4.采集软件使用 26
4.1 采集主界面 26
4.2 登录界面 27
4.3 添加设备界面 28
4.4 数据组合界面 29
4.5 参数设置界面 30
4.6 测试电压图 31
4.7 高速数据回看 32

新欧机械 XINOU MACHINERY CO.,LTD 电话：020-82333916 / 62953696 http://www.xinoujixie.com

1.1 滑靴副运动学动力学分析

1.1.1 滑靴副运动学分析

在柱塞泵的工作过程中，滑靴即随柱塞沿柱塞孔方向做直线往复运动，又沿斜盘表面做轨迹为椭圆的旋转运动。柱塞球头与滑靴球窝为球面接触，柱塞腔压力油直接作用于滑靴，滑靴的受力取决于柱塞。因此分析滑靴的受力与运动时，应将柱塞和滑靴作为组件分析。柱塞泵的吸油和排油过程通过以下两种运动实现，旋转主轴带动缸体绕轴线旋转，缸体中滑靴柱塞组件也随着缸体旋转，由于斜盘的倾斜角作用使得滑靴柱塞组件同时在缸体柱塞孔往复直线运动，由此改变柱塞腔容积，完成吸排油。

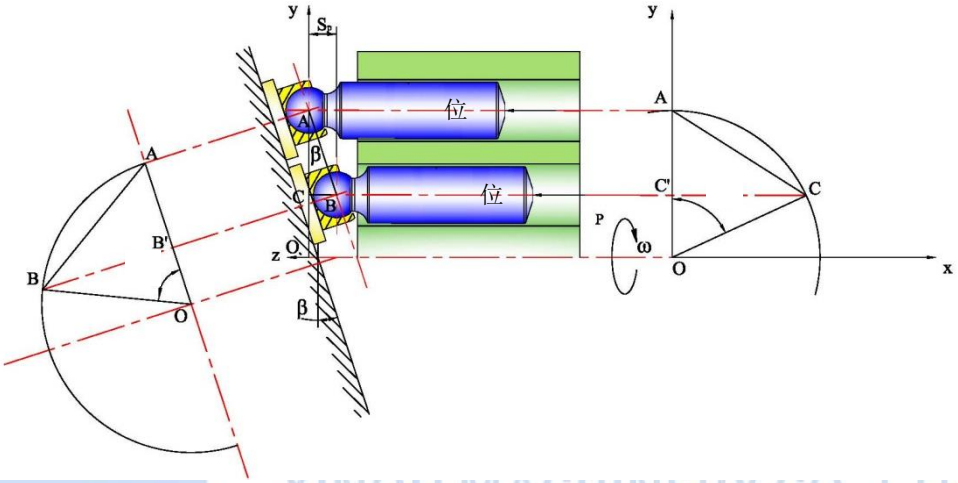


图 1.1 圆柱柱塞的运动关系图

缸体主轴的转速等于柱塞泵的动力元件驱动转速，驱动元件一般为匀速运动。本文首先分析滑靴柱塞组件在腔内的往复直线运动。如图 2.1 所示，根据滑靴柱塞运动规律和图中的几何结构可知，滑靴柱塞组件沿缸体柱塞腔中心线的位移方程为：

$$S_p = R\tan\beta(1-\cos\varphi) \tag{2.1}$$

由此可得柱塞泵的排量 V_p 为：

$$V_p = \frac{\pi z R d^2 \tan\beta}{2} \tag{2.2}$$

根据式(2.1)可求滑靴柱塞组件往复运动速度 v_p 和加速度 a_p 分别为：

$$v_p = \frac{dS_p}{dt} = R\omega\tan\beta\sin\varphi \tag{2.3}$$

$$\alpha_p = \frac{dv_p}{dt} = R\omega^2\tan\beta\cos\varphi \tag{2.4}$$

1.1.2 滑靴副基本受力分析

运动学分析：柱塞随着缸体绕中心旋转，同时在斜盘倾角 γ 的作用下，在缸体柱塞腔中作直线往复运动。收到油液油膜粘性摩擦的影响，柱塞会绕柱塞轴心线做自旋转动。柱塞副存在一定的配合间隙，在柱塞往复运动过程中，柱塞可能还会在腔内有轻微摆动。

动力学分析：在柱塞泵吸排油行程中，柱塞受到柱塞底部压力油作用面积上液压力、斜盘通过滑靴组

件传递给柱塞的力、柱塞与缸孔之间的油膜压力、柱塞与缸孔间摩擦力、柱塞随着缸体绕主轴旋转产生的离心力和自身所受重力等。

假设柱塞与缸孔间的相互作用力以一种线性分布的形式存在着，如图 2-2 所示，为一柱塞滑靴组件处于空间某一位置（相对于外死点 ODC 角度 φ 处）时的受力示意图，斜盘面对滑靴的反推力 F_n 的作用方向始终保持着垂直于斜盘面斜向上，斜盘面与总体坐标系 *oxyz* 的 *y* 轴间的夹角为斜盘倾角 γ，F_n 可沿着 *y* 轴方向和 *z* 轴方向分解为 F_{ny} 和 F_{nz}。柱塞滑靴组件的离心力 F_e 作用点在质心，并沿着质心分布圆径向指向外侧。

柱塞腔内油液作用在柱塞底部的液压作用力 F_p 可由下式（2-5）计算，

$$F_p = \pi/4\, d^2 p_s \tag{2-5}$$

式（2-5）中，d 为柱塞的直径，p_s 为柱塞腔里的油压。柱塞滑靴组件的重力 F_g 及惯性力 F_a 由下式（2-6）和式（2-7）计算。

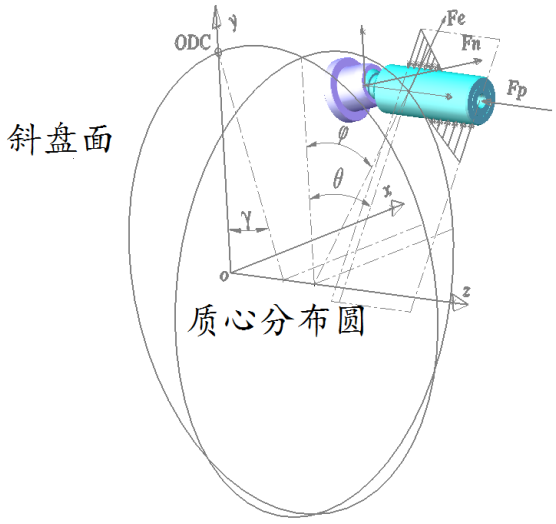


图 1-2 柱塞滑靴组件空间受力分析

网址：www.xinoujixie.com

$$F_g = mg \tag{2-6}$$

$$F_a = mR\omega^2 \tan\gamma \cos\varphi \tag{2-7}$$

式中，m 为柱塞滑靴组件的质量，R 为柱塞滑靴组件质心分布圆半径，φ 为柱塞相对于外死点 ODC 的转角，ω 为泵的工作转速。

柱塞滑靴组件的离心力 F_e 由下式（2-8）计算，

$$F_e = mR\omega^2 \tag{2-8}$$

1.1.3 简化模型

在简化模型中，忽略了柱塞滑靴组件的离心力及作用在滑靴底部的由斜盘施加的摩擦力作用，在这种近似情况下，柱塞与缸孔间相互作用的接触位置在 F_{ny} 力的作用下，一直处于竖直方向上。通过分析对比，如图 2 所示为压油时滑靴柱塞组件的受力情况。

柱塞与缸孔间接触力分布长度设为 l_o 和 l_i，并以等效集中力 F_o 和 F_i 代替，满足如下关系式。

$$F_o l_i^2 = F_i l_o^2 \tag{2-9}$$

$$l_o + l_i = l_f \tag{2-10}$$

式中，l_f为柱塞与缸孔间的接触长度，随着柱塞的运动而相应变化。

对于有铜套的柱塞副，即所谓的“短接触柱塞”，l_f由下式（2-11）分段函数计算得到。

$$\left.\begin{aligned} &l_{ong} > l_{cnd} : l_f = l_b - \left(l_{ong} - l_{cnd}\right) \\ &l_{ong} \le l_{cnd}, l_{sht} \ge l_{cp} : l_f = l_b \\ &l_{ong} \le l_{cnd}, l_{sht} < l_{cp} : l_f = l_b - \left(l_{cp} - l_{sht}\right) \end{aligned}\right\} \tag{2-11}$$

式（2-7）中，l_b为铜套的长度，l_{cnd}为柱塞球头中心到柱塞末端端面的长度，l_{cp}为柱塞球头中心距离柱塞颈部端面的长度，l_{ong}和 l_{sht}分别由式（2-12）和式（2-13）计算得到，其中 γ_{max}为最大斜盘倾角，l_{cbv}为柱塞球头中心到靠近配流盘一侧的铜套端面的长度，l_{cbs}为由柱塞球头中心到靠近滑靴一侧的铜套端面的长度，dp为柱塞的位移，可由式（2-10）计算得到。

$$l_{ong} = l_{cbv} - R\left(\tan\left(\gamma_{max}\right) - \tan\left(\gamma\right)\right) + dp \tag{2-12}$$

$$l_{sht} = l_{cbs} - R\left(\tan\left(\gamma_{max}\right) - \tan\left(\gamma\right)\right) + dp \tag{2-13}$$

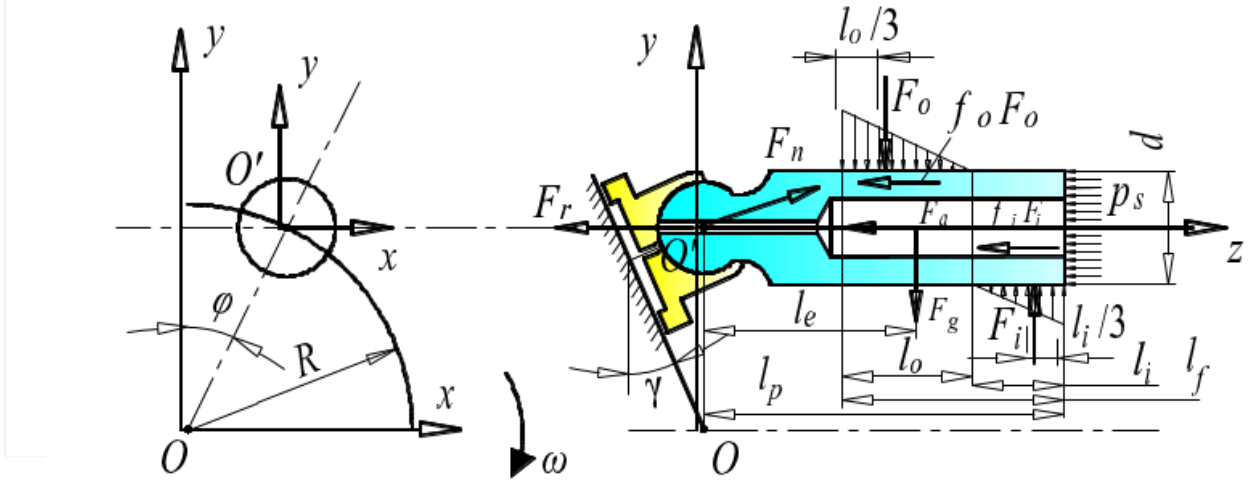


图 1-3　简化模型中压油区柱塞滑靴组件受力分析

$$dp = R\tan\left(\gamma\right)\left(\cos\left(\varphi\right) - 1\right) \tag{2-14}$$

对于无铜套的柱塞副，即所谓的“长接触柱塞”，l_f由下式（2-11）计算得到。

$$l_f = l_{cnd}/2 + dp \tag{2-15}$$

由图 2，在 y 方向和 z 方向列力平衡方程可得式（2-12）和式（2-13），式中 F_r为柱塞滑靴组件受到的回程力，f_i和 f_o分别为柱塞两端的库伦摩擦系数，μ为油液的粘度，v_p为柱塞往复运动的轴向速度，h_p为柱塞副油膜厚度。

$$F_n \sin\gamma - F_o - F_g + F_i = 0 \tag{2-16}$$

$$F_n\cos\gamma - f_oF_o - f_iF_i - \pi dl_f\mu v_p/h_p - F_p - F_r - F_a = 0 \tag{2-17}$$

$$v_p = -R\omega\tan\gamma\sin\varphi \tag{2-18}$$

在式（2-17）中同时考虑了柱塞副处的库伦摩擦和粘性摩擦，在实际计算中可以根据柱塞副处的润滑情况选择采用库伦摩擦或者粘性摩擦，但在大部分工况下，柱塞副都处于一种混合润滑的工况，因此采用混合摩擦系数对应的库伦摩擦更接近实际情况，对于滑靴副处的摩擦计算也与此类似。

选柱塞球头中心为参考点，由力矩平衡可得关系式（2-19），式中 l_e 为柱塞球头中心到柱塞滑靴组件质心的距离。

$$F_o\left(l_p - l_f + l_o/3\right) + F_gl_e - F_i\left(l_p - l_i/3\right) - f_oF_o\,d/2 + f_iF_i\,d/2 = 0 \tag{2-19}$$

对于吸油区时柱塞滑靴组件的受力分析，需要对式（2-19）和式（2-20）进行调整，如式（2-20）和式（2-21）所示。

$$F_n\cos\gamma + f_oF_o + f_iF_i + \pi dl_f\mu v_p/h_p - F_p - F_r - F_a = 0 \tag{2-20}$$

$$F_o\left(l_p - l_f + l_o/3\right) - F_i\left(l_p - l_i/3\right) + f_oF_o\,d/2 + F_gl_e - f_iF_i\,d/2 = 0 \tag{2-21}$$

基于方程（2-5）~（2-21），可以求得柱塞滑靴组件的受力情况在运转周期内任意位置处的解析解。若假设柱塞副处主要摩擦为库伦摩擦，且 f_i=f_o=f，则在排油区和吸油区通过消元法可以推导得到式（2-22）和式（2-23），在式（2-22）和式（2-23）的基础上分别求得 l_i 和 l_o 之后通过逐步反求可得到相应的其它变量值。

$$\left(l_f/l_i - 1\right)^2\left(l_f - l_p - \left(l_f - l_i\right)/3 + \left(df\right)/2\right)\sum F\sin\gamma - \sum F\sin\gamma\left(\left(df\right)/2 + l_i/2 - l_p\right) = 0 \tag{2-22}$$

$$l_1 = \left(l_f\left(6l_p + 3fd - 2l_f\right)\right)/\left(12l_p + 6fd - 6l_f\right) \tag{2-23}$$

式中：$\sum F = F_p + F_a + F_r$ （2-24）

新欧机械 XINOU MACHINERY CO.,LTD 电话：020-82333916/62953696 网址：www.xinoujixie.com

1.2 滑靴副数学模型结果分析

通过 1.1 对滑靴副运动学动力学的分析。运用 matlab 软件对滑靴副对建立数学建模[13]。当给定输入参数如转速 压力，滑靴柱塞数目等，按照计算精度要求就可以得到相应的输出参数。具体参数说明见附件 matlab 程序说明。由于本实验测试高压高速（压力为 35MPa 转速 6000r/min）工况条件下滑靴副的受力情况，当滑靴与斜盘之间的油膜形成足够好的时候，滑靴副的润滑是完全液体润滑[14]，滑靴与斜盘之间只有油液之间的粘性摩擦力，此时摩擦系数低，摩擦力较小；但是由于滑靴受到一个摩擦力使得滑靴在斜盘发生自旋，此时很容易使得油膜破裂，滑靴与斜盘之间变成直接的金属接触，摩擦系数变大，摩擦力也变大。通常滑靴副摩擦系数范围为 0.008~0.08 因此，预先通过数学模型计算出不同摩擦系数情况下的滑靴副受力对于后续研究具有重要意义。本文分析计算了摩擦系数为 0.01,0.06 以及 0.1 三种情况下的滑靴副受力以及功率损失情况，方便后面试验台的设计。

2.1 试验台方案概述

如图 3-1 所示，滑靴—斜盘摩擦副试验台由驱动部分，滑靴斜盘测试部分，压力油供油管路等几部分构成。马达通过联轴器带动斜盘轴旋转，实现柱塞的往复运动。位移、压力、温度传感器采集运动过程中数据，压力油管路为柱塞腔提供压力油。该柱塞副试验台设计转速为 6000r/min 设计压力为 38MPa 能够适用于液压元件高压高速实验条件，对于滑靴副的结构优化具有重要意义。

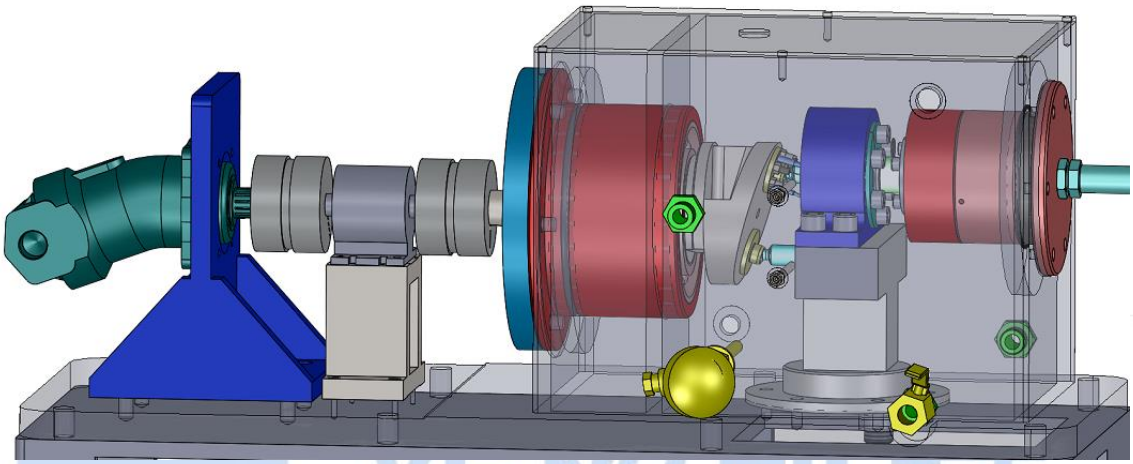


图 2-1 滑靴—斜盘摩擦副试验台主体

新欧机械 XINOU MACHINERY CO.,LTD 电话：020-82333916 / 62953696

2.2 斜盘轴承组件设计

2.2.1 斜盘轴组件概述

整体结构采用轴承套结构[15],悬臂较短，支撑刚性较好；在轴承运转时发热变形方面，由于轴上温度通常高于箱体温度，轴在轴向和径向的热膨胀变形大于箱体的膨胀变形，图示结构增加了轴端的预调间距，有效避免了轴承受热变形卡死情况。斜盘轴承组件，由一对串联配置日本 NSK 角接触球轴承和单列角接触球轴承支撑，如图 3-2 所示。两组轴承之间通过轴上小轴承套定位内圈，外圈通过大轴承套上的台阶孔实现定位，外端单列角接触球轴承通过圆螺母拧紧实现轴向固定。

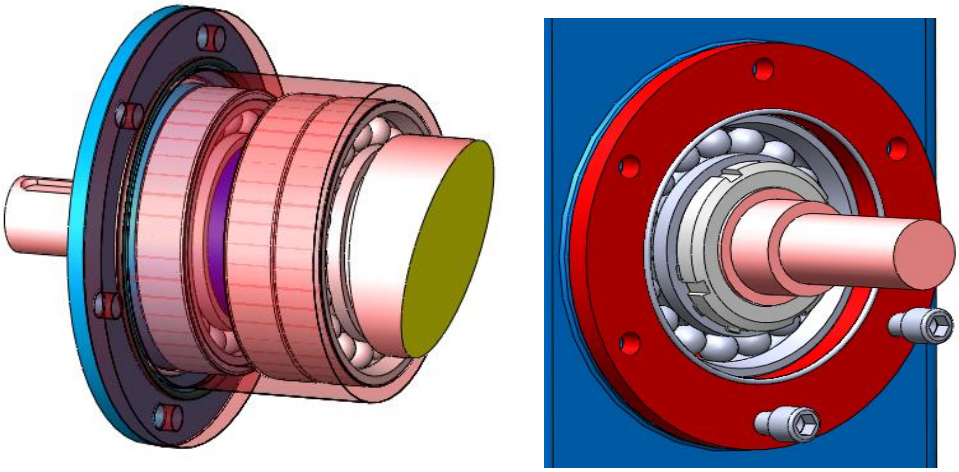


图 2-2 斜盘轴组件

2.2.2 斜盘轴设计

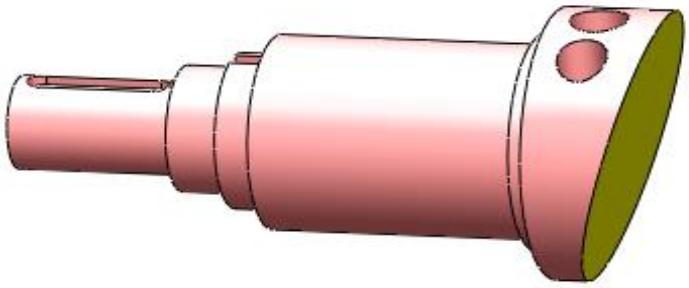


图 2-3 斜盘轴主体

由于试验台采用的是缸体不动，斜盘旋转来实现柱塞副的往复运动。实验装置采用的是斜盘和主轴一体式结构。轴上开有半圆键槽，用于连接联轴器。轴端开有圆螺母安装槽来实现轴承的预紧。由于斜盘面与滑靴底部为油液静压支撑，因此对斜盘表面的加工精度要求很高，如果滑靴与斜盘之间的油膜被破坏，将发生二者金属面直接接触摩擦，产生滑靴损坏，斜盘挂铜现象[16]。由于斜盘倾角不同，柱塞的行程会相应的改变，从而泵的排量会改变，试验台采用的斜盘倾角为 16 度斜盘倾角。

由于主轴转速很高，最高转速可达 6000 转/分，旋转过程中斜盘轴的动不平衡量很大，容易造成振动过大引起试验台结构损坏，该斜盘轴需要进行动平衡计算与配平。采用现场整体平衡（在现场安装使用状态下对装配好的旋转元件或组件进行动平衡分析）的方法对斜盘主轴进行动平衡校核。将整个四轴力测试试验台作为动平衡校核基座，采用传感器测量旋转组件相关位置的振动信息，对每个位置的振动信息对比数据处理，从而确定旋转件在在所需平衡校正面额不平衡位置与不平衡量，然后通过在斜盘轴上钻孔去除材料的方式减少不平衡量，达到动平衡精度要求。如图 2-3 所示，通过在斜盘轴上方去除材料实现斜盘轴的动平衡。

新欧机械 XINOUJIXIE.COM 电话：020-82333916 / 62953696 网址：www.xinoujixie.com

2.2.3 轴承设计校核

由于斜盘所受轴向力比较大，初步选用成对串联的角接触球轴承。如图 2-4 所示，背对背轴承配置(DB)作用距离 a_0 较大，适用于力矩载荷较大的情况，可以承受径向载荷和轴向正反方向的轴向载荷；面对面配置轴承(DF)相对于背对背成对双联型轴承力的作用点距离 a_0 较短，所受力矩载荷差，可以承受径向载荷以及正反方向的轴向载荷；串联轴承配置(DF)可以同时承受一个径向载荷和单方向的轴向载荷，由于是两个同向轴承串联配置，所以该轴承配置方式适用于单方向轴向载荷较大的情况下使用。

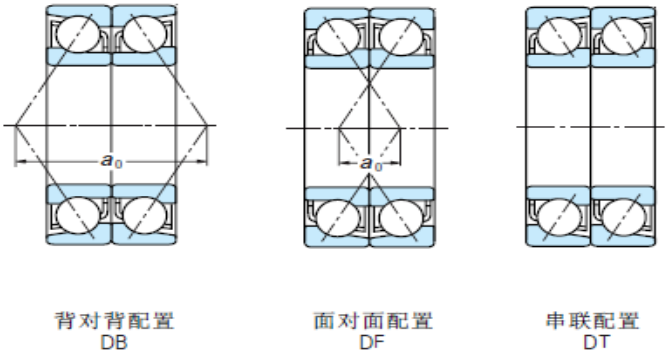


图 2-4 成对双联轴承的结构特性

轴承选型：初选 7220C DT 定动载荷 Cr=242000N 额定静载荷 Cor=254000N 系数 f0=14.5

已知 $F_X = 1500N$

$F_y = 4134.5N$

$F_Z = 14418.93N$

$$F_r = \sqrt{F_X^2 + F_y^2} \tag{3-1}$$

$$F_r = \sqrt{F_X^2 + F_y^2} = \sqrt{1500^2 + 4134^2} = 4398.2\text{N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{14418.93}{4398} = 3.279 > e \tag{3-2}$$

$$\frac{i \times f_0 \times F_a}{C_{or}} = \frac{1 \times 14.5 \times 14418.93}{254000} = 0.823 \in (0.714 \sim 1.07)\ \text{Y} \in (1.23 \sim 1.30) \tag{3-3}$$

查表 3-1 可得：X=0.44

$$\text{由插值法得：Y} = 1.30 - \frac{(1.30-1.23)\times(0.823-0.712)}{(1.07-0.714)} = 1.279 \tag{3-4}$$

（1） 当量动载荷计算校核：

$$\begin{aligned} \text{P} &= f_p \times (\text{X} \times F_r + \text{Y} \times F_a) \\ &= 1.3 \times (0.44 \times 4398.2 + 1.279 \times 14418.93) = 26490.13N \end{aligned} \tag{3-5}$$

表 2-1 成对双联轴承的动载荷设计系数表

当量动载荷 $P = XF_r + YF_a$

公称接触角	$if_0F_a^*/C_{0r}$	e	单列、串联配置				背对背配置、面对面配置			
			$F_a/F_r \leqq e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leqq e$		$F_a/F_r > e$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
15°	0.178	0.38	1	0	0.44	1.47	1	1.65	0.72	2.39
	0.357	0.40	1	0	0.44	1.40	1	1.57	0.72	2.28
	0.714	0.43	1	0	0.44	1.30	1	1.46	0.72	2.11
	1.07	0.46	1	0	0.44	1.23	1	1.38	0.72	2.00
	1.43	0.47	1	0	0.44	1.19	1	1.34	0.72	1.93
	2.14	0.50	1	0	0.44	1.12	1	1.26	0.72	1.82
	3.57	0.55	1	0	0.44	1.02	1	1.14	0.72	1.66
	5.35	0.56	1	0	0.44	1.00	1	1.12	0.72	1.63
25°	—	0.68	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.41
30°	—	0.80	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24
40°	—	1.14	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93

*i在背对背配置、面对面配置时为2、串联配置时为1。

$$\text{使用寿命} L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^{\varepsilon} = \frac{10^6}{60 \times 6000} \times \left(\frac{242000}{26490.13}\right)^3 = 2117.8h \approx 88day \tag{3-6}$$

满足实验室使用寿命要求。

（2）当量静载荷计算校核：

表 2-2 成对双联轴承的静载荷设计系数表

当量静载荷 $P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$

公称接触角	单列、串联配置		背对背配置、面对面配置	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
15°	0.5	0.46	1	0.92
25°	0.5	0.38	1	0.76
30°	0.5	0.33	1	0.66
40°	0.5	0.26	1	0.52

但单列或串联配置 $F_r > 0.5 \quad F_r + Y_0 F_a$ 时 则为 $P_0 = F_r$

查表 2-2 成对双联轴承的静载荷设计系数表可得:

X_0=1，Y_0=0.92

$$P_0 = X_0 \times F_r + Y_0 \times F_a = 1 \times 4398.2 + 0.92 \times 14418.93 = 17663.6156\text{N} \quad (3\text{-}7)$$

$$S_0 \times P_0 = 1.2 \times 17663.6156 = 21196.338N \square \ 2540000N = C_0 \quad (3\text{-}8)$$

静载荷满足条件

2.3 滑靴传感器组件设计

2.3.1 测试滑靴设计

为方便传感器的安装，试验台所采取的滑靴直径为柱塞直径的 1.5 倍，该尺寸大于通用滑靴的尺寸。在测试滑靴的外延面上加工传感器的安装孔。

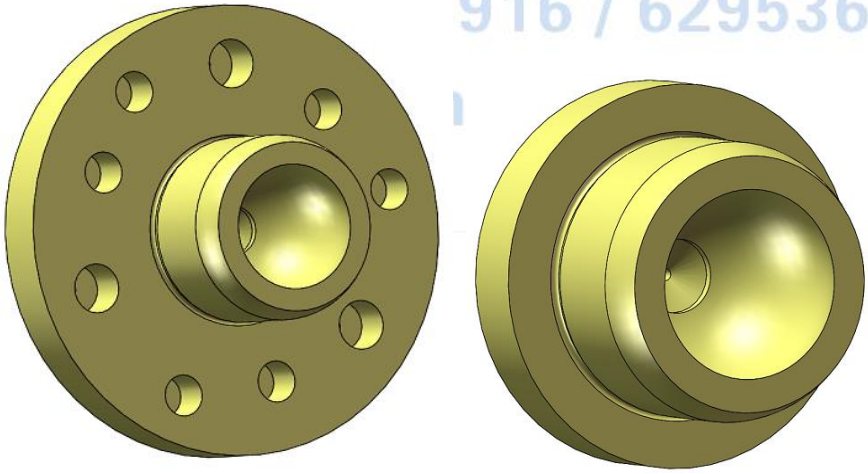


图 2-5 测试滑靴(左)和通用滑靴(右)

2.3.2 测试滑靴传感器的总安装位置

本测试方案将位移传感器、压力传感器、位移传感器安装在测试滑靴的外延面上从而测定滑靴副油膜厚度、压力、温度的油膜特性。安装图如下

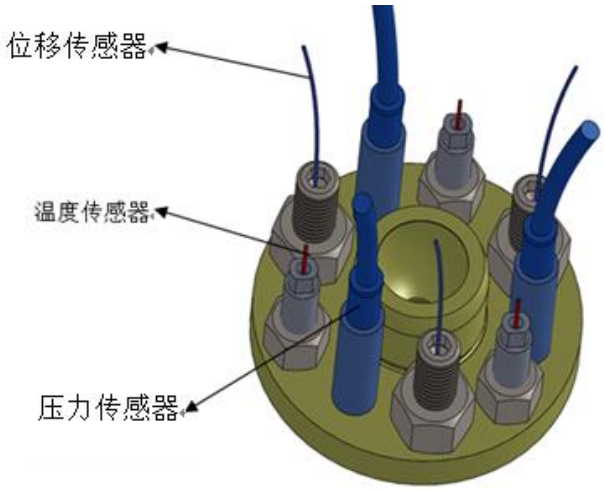


图 2-6 测试滑靴传感器安装

2.3.3 位移传感器的选型与安装

因为滑靴的安装空间狭小，传感器的尺寸应尽可能的小。本测试台选取德国米铱 eddyNCDT3300 EU05(93)电涡流位移传感器，其外形尺寸如图所示，其性能如下表所示：

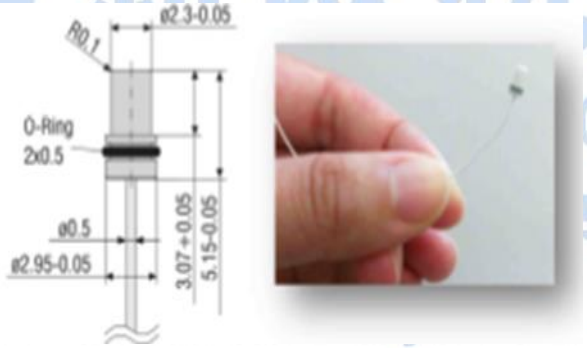


图 2-7 电涡流位移传感器外形

表 2-3 电涡流位移传感器性能参数表

量程	温度稳定性	连接	抗压性（静态）	最高工作温度
0.4mm	≤ ±0.025%FSO /℃	集成同轴电缆直径 0.5mm	前端 2000bar/后端防溅水	150℃

为了便于传感器的拆卸，电涡流位移传感器采用螺纹安装的形式。如果传感器探头与斜盘平齐安装，当滑靴副的磨损严重时，很可能会损坏传感器探头，因此在传感器的安装过程应按照如下图所示，在传感器探头平面与斜盘平面留一段安全距离。此处应注意，传感器安装时预留的安全距离应尽可能的小，过大将破坏滑靴与斜盘间的油膜支撑带，导致测试结果存在较大的误差。

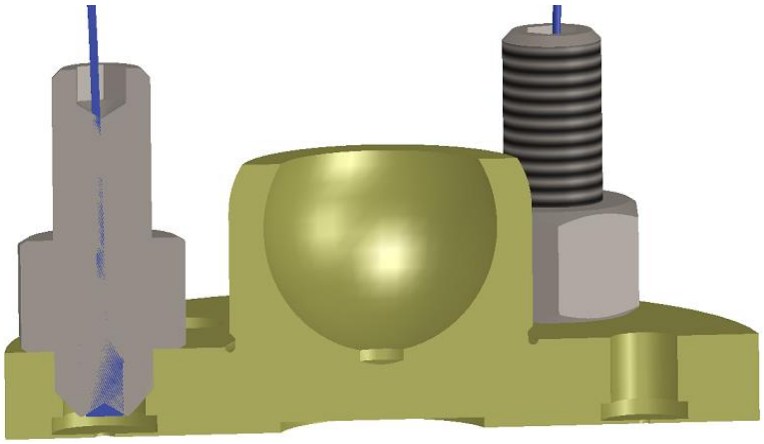


图 2-8 电涡流位移传感器安装示意图

2.3.4 压力传感器的选型与安装

因为滑靴的安装空间狭小，传感器的尺寸应尽可能的小。本测试台选取瑞士 Kistler 公司型号为 4007C 的压力传感器。其外形尺寸如图所示，其性能如下表所示：

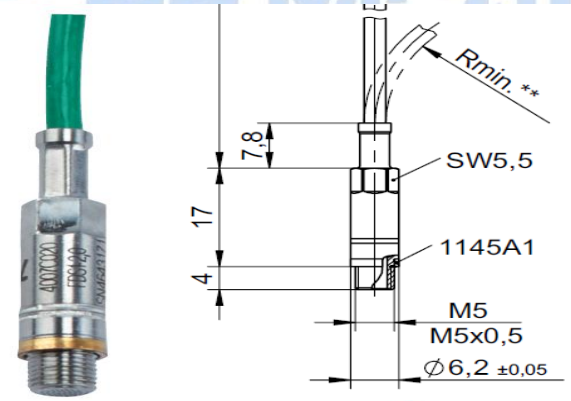


图 2-9 压力传感器外形尺寸

表 2-3 电涡流位移传感器性能参数表

型号	测试范围	测试精度	响应频率
4007C	0—250bar	0.2bar	>100KHz

为了便于传感器的拆卸，压力传感器也采用螺纹安装的形式。如果传感器探头与斜盘平齐安装，当滑靴副的磨损严重时，很可能会损坏传感器探头，因此在传感器的安装过程应按照如下图所示，在传感器探头平面与斜盘平面留一段安全距离。

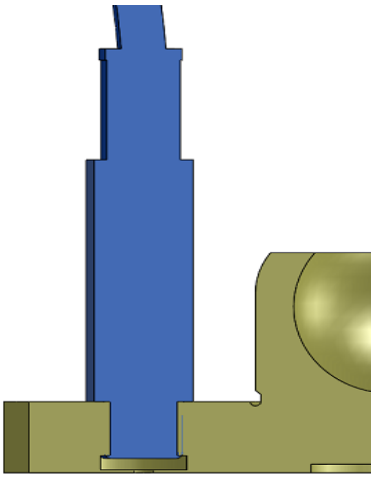


图 2-8 压力传感器安装示意图

2.3.5 温度传感器的选型与安装

本实验台的温度传感器选取法国热缆公司(THERMOCOAX)Type K 铠装热电偶，具有能弯曲、耐高压、热响应时间快和坚固耐用等许多优点,它和工业用装配式热电偶一样,作为测量温度的传感器,通常和显示仪表、记录仪表和电子调节器配套使用,同时,亦可以作为装配式热电偶的感温元件。它可以直接测量各种生产过程中从 0℃一 800℃范围内的液体、蒸汽和气体介质以及固体表面的温度。其外形尺寸如图所示，参数表如下表。

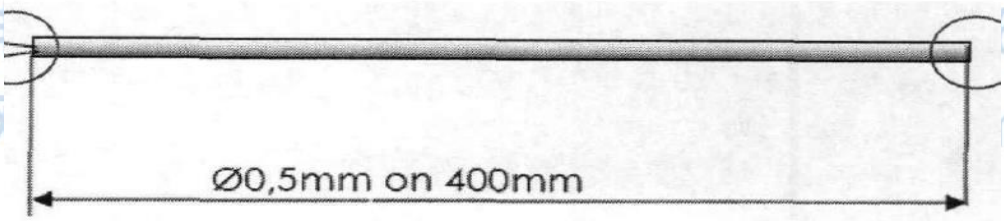


图 2-10 热电偶外形尺寸

表 2-铠装热电偶性能参数表

材料	平均灵敏度	工作温度范围	外径	总长
镍铬--铜镍	41 $\mu V/°C$	-200°C ~900°C	0.5 mm	800mm

由于热电偶几何尺寸比较小，为了便于安装和拆卸，使用固定螺丝进行固定。如果传感器探头与斜盘平齐安装，当滑靴副的磨损严重时，很可能会损坏传感器探头，因此在传感器探头平面与斜盘平面留一段安全距离如图所示。

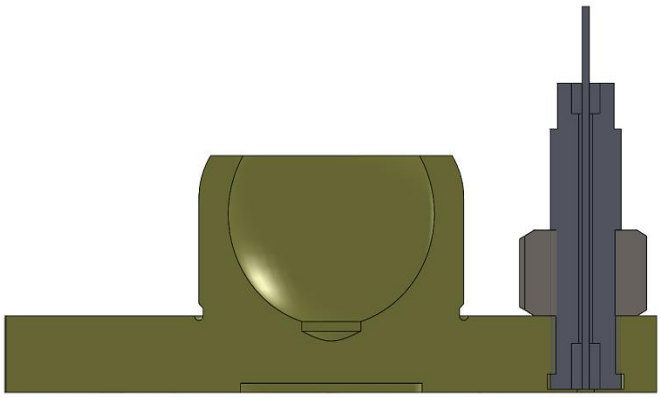


图 2-10 热电偶安装图

2.4 缸体组件设计

试验台采用的是单柱塞副测试，采用缸体如图 2-5 所示。缸体内部的台阶孔为安装缸套的定位孔，后面部分为引油管孔。缸体后面的卡槽通过两片半月板将缸体固定连接在底座上。缸体的壁厚选型参考柱塞泵缸体的最小壁厚选型要求，下面进行缸体的强度校核[17]。

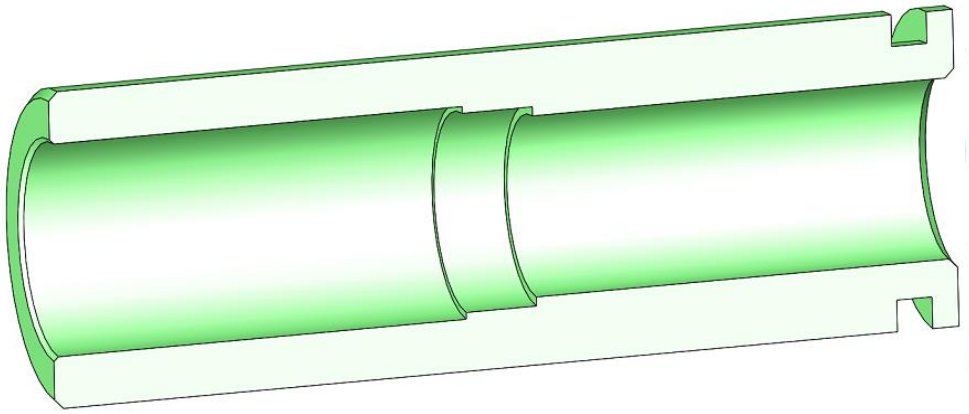


图 2-11 柱塞缸体结构图

（1）缸体强度条件：

缸体为壁厚为 δ 等壁厚圆筒，材料为塑性材料，按照第四强度计算理论，其强度条件为：

已知：缸体壁厚为δ=8mm 内径为 d=20mm 额定最大排油压力 P_S=38MPa

σ	缸体壁厚内应力
δ	缸体壁厚（m）
P_S	泵额定排油压力
$[\sigma]$	缸体材料许用应力

$$\sigma = \frac{\sqrt{3(d+2\delta)^4 + d^4}}{(d+2\delta)^2 - d^2} P_S$$
$$= \frac{\sqrt{3\times(0.02+2\times0.008)^4 + 0.02^4}}{(0.02+2\times0.008)^2 - 0.02^2} \times 38MPa = 0.22MPa \square [\sigma] \quad (3\text{-}9)$$

计算分析缸体满足强度条件要求

（2）缸体刚度要求校核：

缸孔内部受压后，缸体最大形变量不应超过柱塞与缸孔额最小间隙值

式中 E — 缸体材料弹性系数 $E = 110\times10^9 N/m^2$；

μ — 材料泊松比系数，对青铜材料 $\mu = 0.32 \sim 0.35$；

$[\Delta\delta]$ — 允许变形量，

一般钢质缸体取 $[\Delta\delta] \le 0.0065mm$，

青铜则取 $[\Delta\delta] \le 0.0048mm$。

$$\Delta\delta = \frac{d_z}{2E}(\sigma + \mu p_b) = \frac{20\times10^{-3}}{2\times110\times10^9}(0.22\times10^6 + 0.32\times38\times10^6)$$
$$= 0.0011mm \le [\Delta\delta] = 0.0048mm \quad (3\text{-}10)$$

缸体满足刚度条件要求

2.5 H 型压板设计

为防止传感器导线的缠绕，便于信号采集，本实验台利用H型压板限制了滑靴的自转。通过 matlab 程序分析柱塞副惯性力大小如图所示；如下图所示

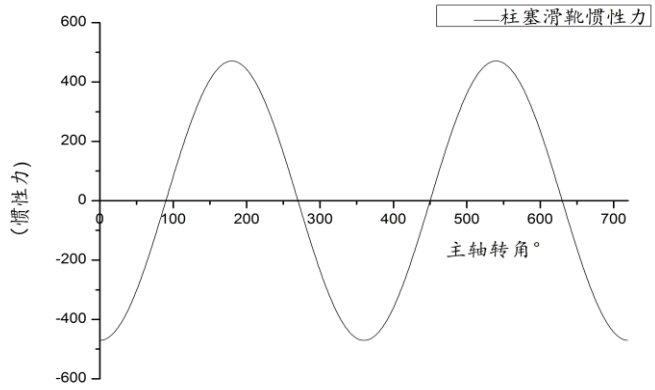


图 2-12 柱塞滑靴惯性力

如上图所示，在上方柱塞处于排油行程时，惯性力向右，辅助柱塞处于吸油行程，惯性力向左，将 H 型压板简化为一根梁的受力情况校核其强度和刚度[18]，压板两端收到两个滑靴的支撑力。

新欧机械 XINOU MACHINERY CO.,LTD 电话：020-82333916 / 62953696 http://www.xinoujixie.com

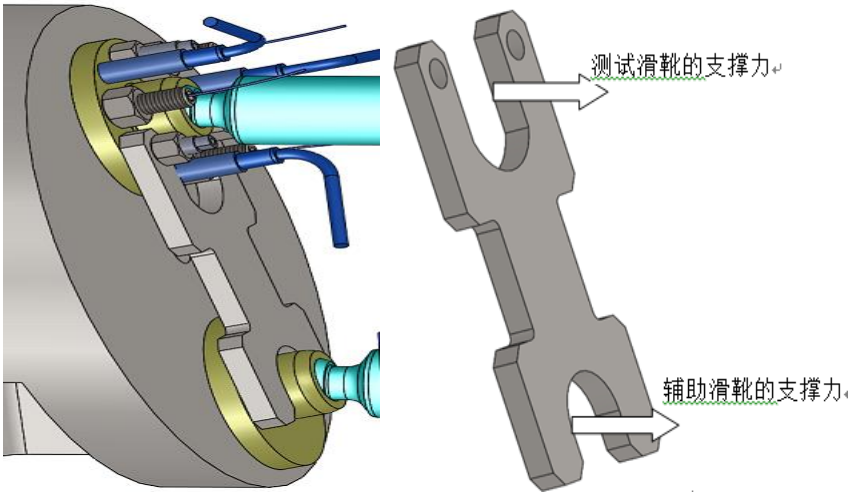


图 2-13 H 型压板受力示意图

（1） 压板强度校核：

将压板简化为如下图所示力学模型，A,B,两端的滑靴支撑点，中点 C，D 点为滑靴滑槽的末端位置。结合回程盘结构分析，由于各处抗弯截面系数不一致，下面分析最大弯矩 C 处和滑靴滑槽末端 D 处（最小抗弯截面系数处）这两个危险位置的强度。

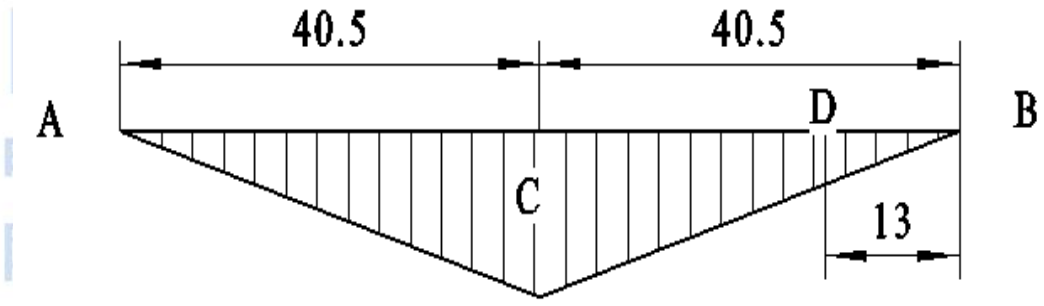


图 2-14 回程盘力学模型简化

对 C 点：参考 3.4.2 节中预紧弹簧力为$601.5N$：

$$\text{弯矩}\quad M_C=\frac{1}{2}\times F_{\text{预紧力}}\times 40.5=0.5\times 601.5\times 40.5=12.18\text{N}\bullet m \qquad (3\text{-}11)$$

弯曲应力计算：

$$\text{抗弯截面系数}W_C=\frac{1}{6}\times b_c\times h_c^{\,2}=\frac{1}{6}\times 0.06\times 0.006^2=3.6\times 10^{-7}m^3 \qquad (3\text{-}12)$$

$$\text{弯曲应力}\quad \sigma_C=\frac{M_C}{W_C}=\frac{12.18}{3.6\times 10^{-7}}=33.83MPa\ \square\ [\sigma]_{\text{许用}} \qquad (3\text{-}13)$$

对 D 点：

弯矩 $M_D=\frac{1}{2}\times F_{预紧力}\times 0.013=0.5\times 601.5\times 0.013=3.91\mathrm{N}\bullet m$ （3-14）

抗弯截面系数 $W_D=\frac{1}{6}\times b_D\times {h_D}^2=\frac{1}{6}\times 0.038\times 0.006^2=2.28\times 10^{-7}m^3$ （3-15）

弯曲应力 $\sigma_D=\frac{M_D}{W_D}=\frac{3.91}{2.28\times 10^{-7}}=17.15MPa\square [\sigma]_{许用}$ （3-16）

（1） 刚度校核：

将压板简化为矩形截面，柱塞顶柱作用点 C 处挠度最大。

惯性矩$I=\frac{\mathrm{b}\times h^3}{12}=\frac{60\times 6^3}{12}=1080mm^4$ （3-17）

最大挠度 $\mathrm{y}=\frac{FL^3}{48EI}=\frac{601.5\times 81^3}{48\times 2.1\times 10^6\times 1080}=0.00293mm\square [y]$ （3-18）

2.6 供油回路组件设计

2.6.1 测试柱塞供油

试验台采用的是单柱塞副测试结构，为了模拟柱塞实际工况下的柱塞腔的油压情况，采用如图所示的供油管路，外接油源提供压力油。在引油管与柱塞缸体之间，为了避免引油管路对缸体的受力产生影响，引油管一头采用球面和缸体内壁接触避免对缸体的轴向和径向受力产生影响，最大直径处采用一个 O 密封圈密封，防止漏油。引油管另一头采用球铰结构 通过上下两片压板固定引油管，可以允许然铰接点有一定的摆动，如图 2-17 所示，两片压板通过六个螺钉固定连接在箱体上，因为管路油压较大，下面通过计算校核压板螺钉的强度[19]。螺钉采用内六角圆柱头螺钉 GB_T70.1-2008_M12X35 性能等级为 3.6 屈服极限为 180MPa 六个螺钉沿着圆周分布。

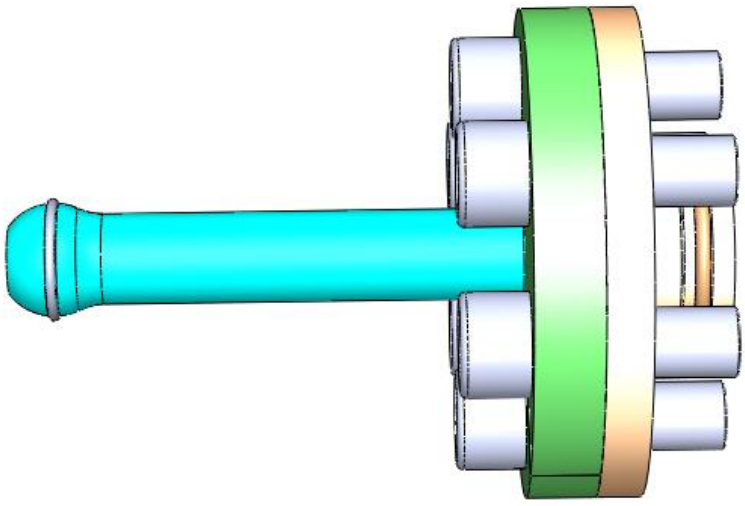


图 2-15 测试柱塞引油管路

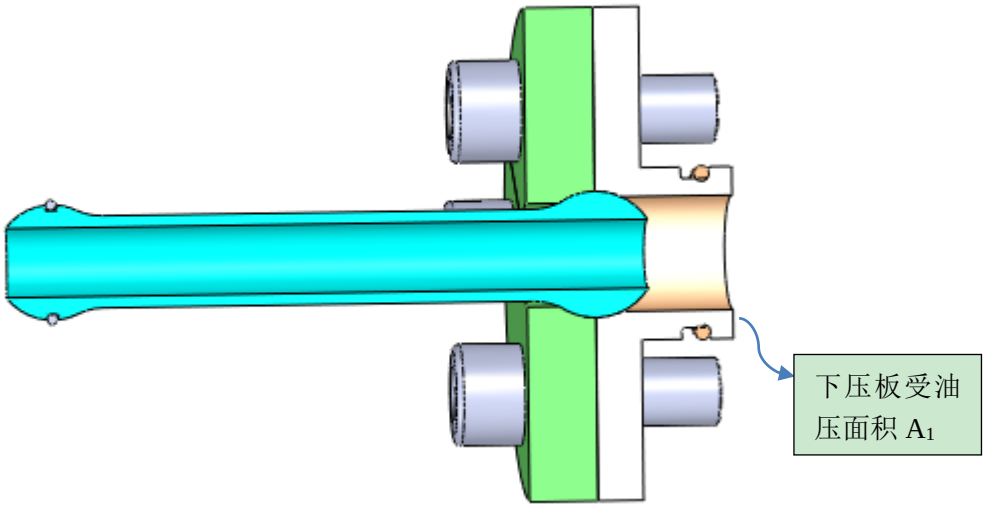


图 2-16 引油管剖面图

引油管螺钉强度校核：

已知:

下压板收到油压面积 $A_1 = 157.0796mm^2$

z 为螺钉个数，z=6

压力 p 变化幅度为 0~40MPa

屈服极限 $[\sigma_s] = 180MPa$

螺距 p 取 1.75

管路受到油压的总面积：

$$A = A_1 + \frac{\pi \times (20^2 - 12^2)}{4} = 357.96(mm^2) \quad (3\text{-}22)$$

$$F = \frac{pA}{z} = \frac{40 \times 10^6 \times 357.96 \times 10^{-6}}{6} = 2386.4N \quad (3\text{-}23)$$

参考螺纹连接方式的预紧设计要求，为了保证螺纹连接的紧密性，防止连接承受载荷后两连接表面脱离，接合面应该预先加载一个大于零的残余预紧力。推荐使用的预紧力范围：

对有密封要求螺纹连接，$F_1 = (1.5\sim1.8) \times F$；对于通用连接，载荷稳定条件下，$F_1 = (0.2\sim0.6) \times F$；工作载荷不稳定时，$F_1 = (0.6\sim1.0) \times F$；

因为试验台工作载荷不稳定，依据手册推荐，取螺钉所受的残余预紧力 $F_1=F$

总拉力 F_2:

$$F_2 = F_1 + F = 4772.8N \quad (3\text{-}24)$$

则螺钉最危险截面直径 d1

$$d_1 \geqslant \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times F_2}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 4772.8}{\pi \times 180 \times 10^6}} = 6.6265 \text{（mm）} \quad \text{（3-25）}$$

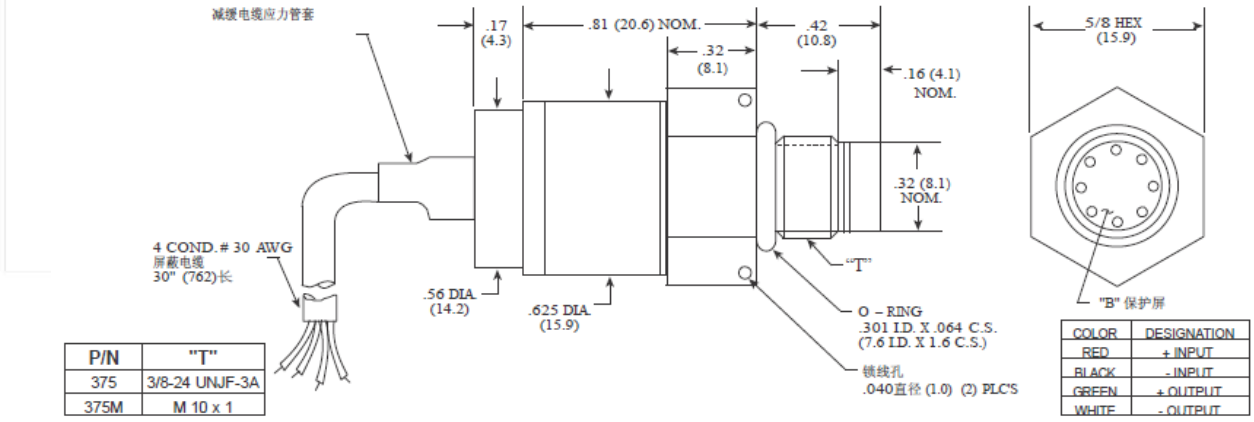
$$d \geqslant d_1 + 1.0825 \times p = 6.6265 + 1.0825 \times 1.75 = 8.520 mm \quad \text{（3-26）}$$

螺钉采用内六角圆柱头螺钉 GB_T70.1-2008_M12X35 $d = 12$满足条件。

2.6.2 供油回路压力传感器选型

如图所示为美国科莱特 ETM-375M 压力传感器，该传感器为小螺纹、金属齐平膜压力传感器，内置信号放大器，灵敏度和测量精度较高，使用寿命长。试验台最大油压为 38MPa 测试所用传感器型号为 ETM-375M-350BARSG 压力量程为 350BAR 由于压力传感器允许有 1.5 倍的过载压力，可以满足要求。

图 2-17 ETM-375M 压力传感器



P/N	"T"
375	3/8-24 UNJF-3A
375M	M 10 x 1

COLOR	DESIGNATION
RED	+ INPUT
BLACK	- INPUT
GREEN	+ OUTPUT
WHITE	- OUTPUT

图 2-18 ETM-375M 压力传感器结构尺寸

2.7 驱动组件选型

2.7.1 马达组件

由于柱塞泵的摩擦副摩擦系数对功率有着重要影响。由第二章分析通过 matlab 编程分析几种工况下，系统的总功率进行驱动组件选型。由于最大摩擦系数时，系统功率较大，采用电机可能无法满足要求，故

试验台采用马达驱动的方式，马达通过外部油源供油[20]，采用油源的调速机构调节马达转速。

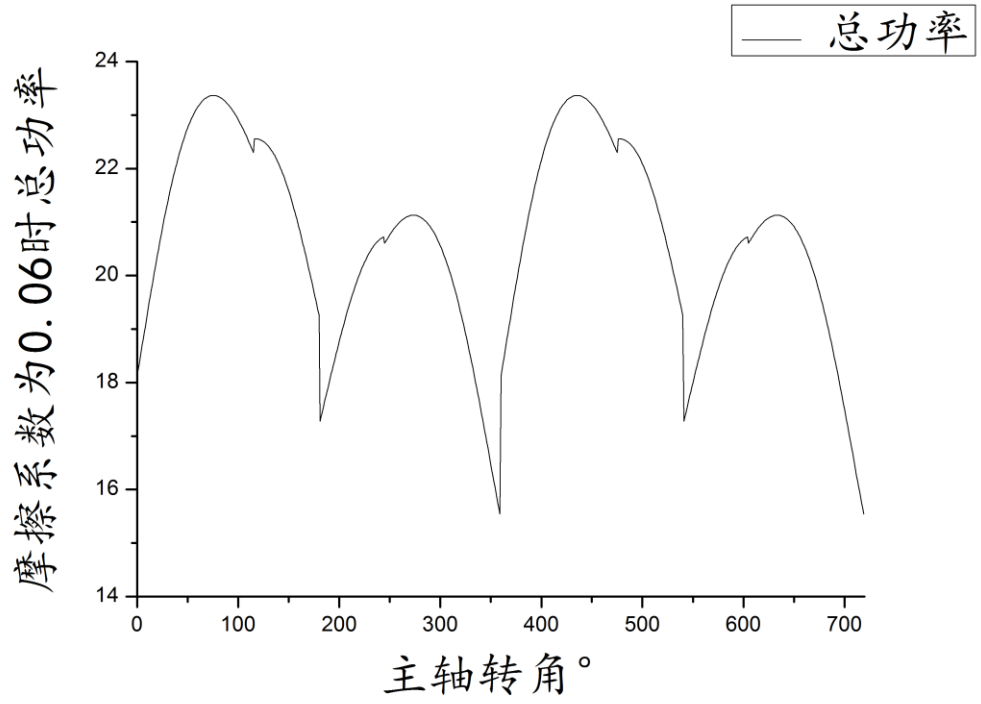


图 2-19 摩擦副摩擦系数为 0.06 时试验台总功率

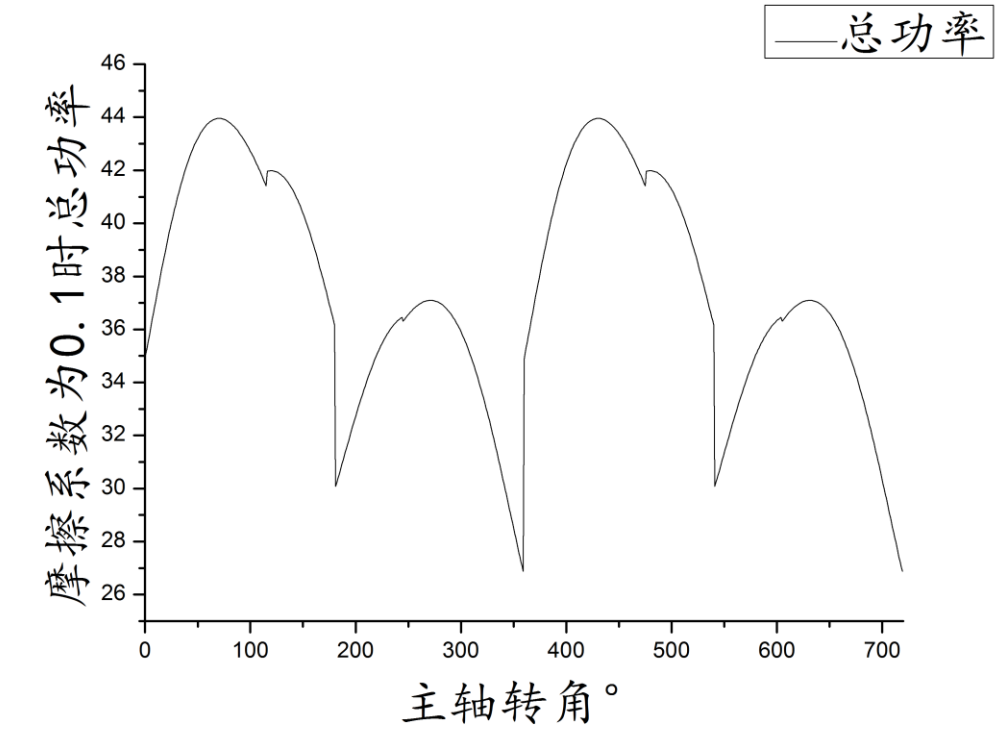


图 2-20 摩擦副摩擦系数为 0.1 时试验台总功率

选用马达型号：德国力士乐牌 A2FM23-61W-VBB030D 柱塞马达。下面通过编程计算马达的流量，转速，扭矩和功率等参数，验证马达选型是否满足要求。

$$流量q_v = \frac{V_g \times n}{1000 \times \eta_v} \quad (3\text{-}27)$$

$$转速n=\frac{q_v \times 1000 \times \eta_v}{V_g} \quad (3\text{-}28)$$

$$功率P=\frac{2\pi \bullet T \bullet n}{60000}=\frac{T \bullet n}{9549} \quad (3\text{-}29)$$

$$扭矩T=\frac{V_g \times \Delta P \times \eta_{mb}}{20 \times \pi} \quad (3\text{-}30)$$

V_g=每转体积排量

T=扭矩

ΔP=压差

η_{mb}=机械液压效率

η_v = 容积效率

通过 matlab 编程分析计算力士乐 A2FM23-61W-VBB030D 相关参数如下。

n_need =6000

p_need =380

Qv_need_motor =153.3333

Qv_need_piston =54.0502

Qv_need =207.3836

Qv_max =200

n_max =7.8261e+03

T =118.2362

Power =74.2900

通过计算可知该马达最大功率为 74.29KW 满足最大摩擦系数的功率要求

以下程序用于马达选型

```
clear
clc
Vg=23;%每转体积排量，cm^3
n_need=6000 %需求的输出转速，r/min
p_need=380 %需求的压差，bar
emh=0.85;%机械-液压效率
ev=0.9;%容积效率
et=0.765;%总效率
Qv_need_motor=Vg*n_need/(1000*ev)     %流量，L/min
dpt=20;
z=1;
R=50;
gammal=16*pi/180;
Qv_need_piston=60000*0.5*pi*dpt^2*z*R*tan(gammal)*0.001^3*n_need/60 %m^3/s    *60000=L/min
Qv_need=Qv_need_piston+Qv_need_motor
Qv_max=200     %实验平台最大能提供的流量，L/min
n_max=Qv_max*1000*ev/(Vg)    %马达最大能输出的转速,r/min
T=Vg*p_need*emh/(20*pi)    %输出扭矩，Nm
```

新欧机械 XINOU MACHINERY CO.,LTD 电话：020-82333916 / 62953696 网址：www.xinoujixie.com

Power=2*pi*T*n_need/60000 %功率，kW

%Power=Qv*p/600*et %功率，kW

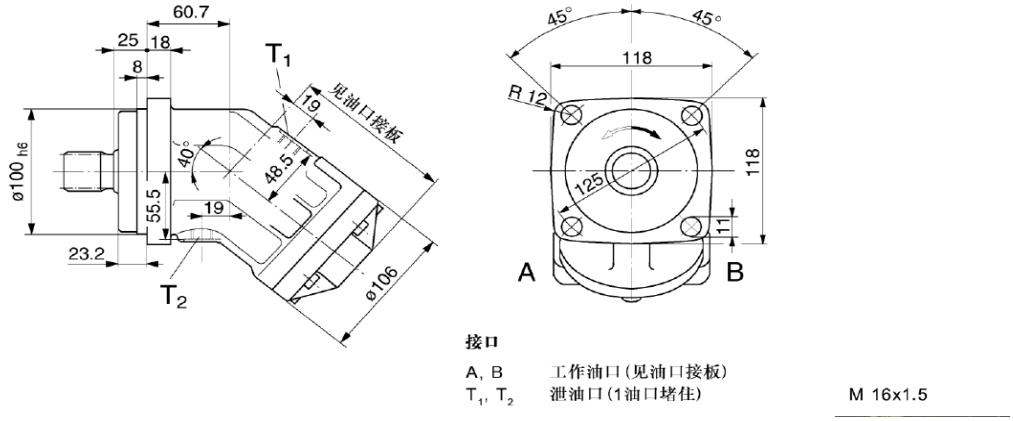


图 2-21 A2FM 马达外形及安装尺寸

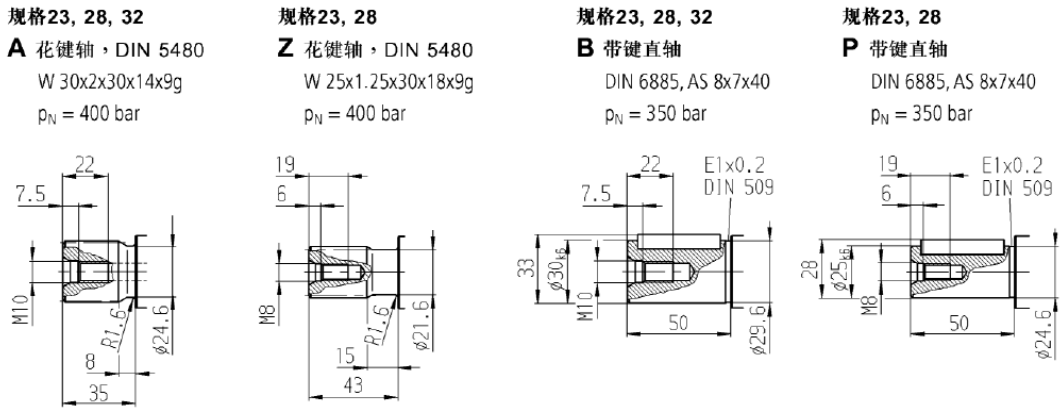


图 2-22 A2FM 马达主轴连接类型及键槽

2.7.2 联轴器

由于试验台转速高，具有一定的冲击。参考机械设计手册[19]，对比各种联轴器类型及特点，选用梅花形联轴器。可以减振缓冲，径向尺寸小。不需润滑，维护方便，适用于启动频繁，正反转的工况条件。联轴器型号 ML5-30X82-J48X84-ML5a 其中 ML5 表示梅花形联轴器，30 为主动端轴径长度为 82.从动端内径为 48 长度为 84.许用转速 6100r/min，满足试验台条件要求。

联轴器与主轴和驱动马达之间均采用普通平键连接，由于力士乐 A2FM 马达选型时轴上为带键直轴，键的型号已经确定。下面对于与主轴连接的普通平键进行校核计算：

普通平键的强度条件：

已知参数：

$$d = 48mm$$

$$l = 70 - 14 = 56mm$$

$$k = 5mm$$

$$T = 118.2362N \bullet m$$

$$\sigma_p = \frac{2T\times10^3}{kld} = \frac{2\times118.2362\times10^3}{5\times56\times48} = 17.60MPa \le \left[\sigma_p\right] = 60MPa \qquad (3\text{-}31)$$

满足强度条件要求

注：T 为传递的扭矩

K 为键连接接触高度，k=0.5×h

l 是键的工作长度，选用的圆头平键的工作长度 l-b

d 为轴的直径

冲击条件下，材料为钢，静连接许用应力 $\left[\sigma_p\right] = 60MPa$

2.8　密封辅件选型

2.8.1　轴向密封

O 型圈装在轴上、孔内的沟槽中,被轴向压缩的密封定义为轴向密封。试验台采用轴向密封的结构主要由轴承套与箱体之间，传感器底座与箱体之间，轴承端盖与轴承套，各处密封圈机构尺寸根据机械设计手册轴向密封参数表选取。

O 型密封圈　大轴承套用 GB_T3452.1-1992_206X5.3

O 型密封圈　轴承盖用 GB_T3452.1-1992_180X3.55

O 型密封圈　传感器安装座用 GB_T3452.1-1992_136X3.55

2.8.2　径向密封

O 型圈装在轴上、孔内的沟槽中,被径向压缩的密封定义为径向密封。引油管外端与缸体之间，引油管球铰下压板与传感器底座之间采用径向密封。

缸体：O 形圈_通用型 GB_T3452.1-1992_18X1.8

下压板：O 形圈_通用型 GB_T3452.1-1992_25X2.65

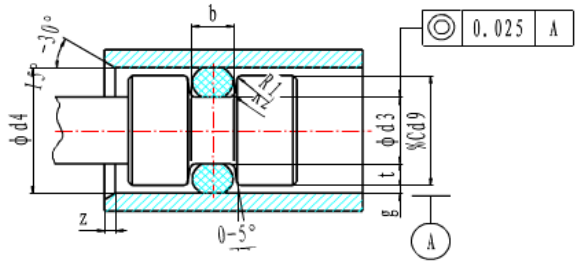
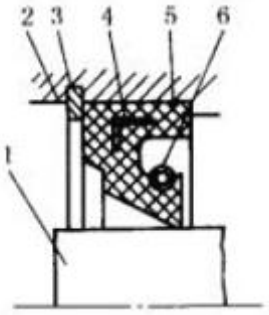


图 2-23　径向密封示意图

新欧机械 XINOU MACHINERY CO.,LTD 电话：020-82333916 / 62953696 http://www.xinoujixie.com

2.8.3 油封密封

如图所示在自由状态下，油封的内径相比轴的内径小，两者之间有一定过盈量。将油封装到轴上以后，由刃口的压力和弹簧的收缩力产生径向抱紧力，达到密封效果。油封安装位置小，轴向尺寸小密封效果好。广泛用于旋转密封中。试验台轴端油封采用唇形密封圈_内包骨架型 GB_T13871-1992_FB65X90 材料为氟橡胶（FPM）温度范围为-25~300℃。



1- 轴；2-壳体；2 轴上挡圈；4-骨架；5-橡胶皮碗；6-弹簧

图 2-24 油封密封示意图

3. 高压高速试验台构造

如同 3-1 所示，为装配后的试验台主体结构。图左边为 A2FM 驱动马达与联轴器组件，通过马达底座与试验台箱体用四个螺栓连接。马达通过外部油源供油。图右方管路为柱塞供油管路，通过外接油管提供压力油，压力油压力可由溢流阀控制。中间部分为柱塞测试主体。由于实验过程中箱体内有一定的油液厚度，箱体上盖上开有注油孔。同时为了避免对四轴力传感器的长时间油液浸泡，试验台底部装有排油截止阀。

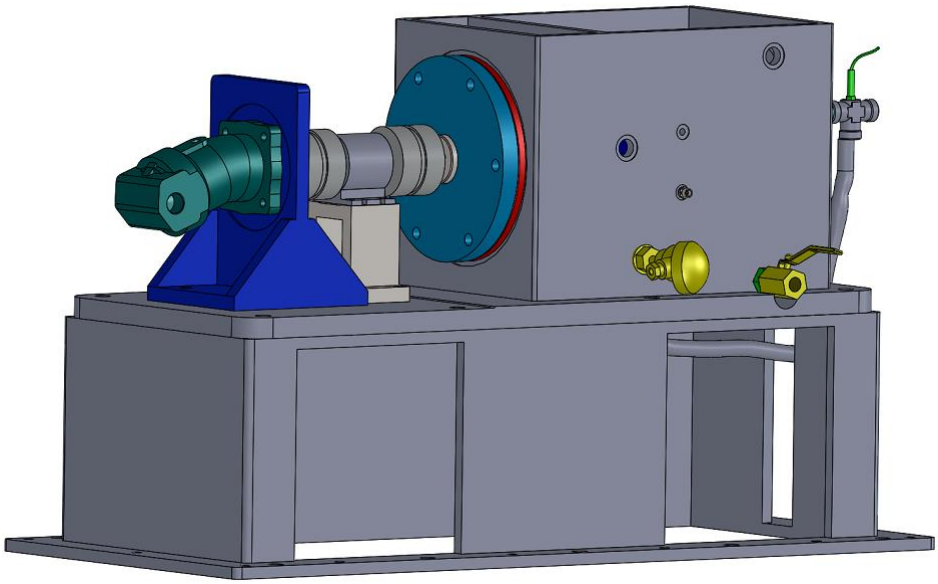


图 3-1 试验台主体结构

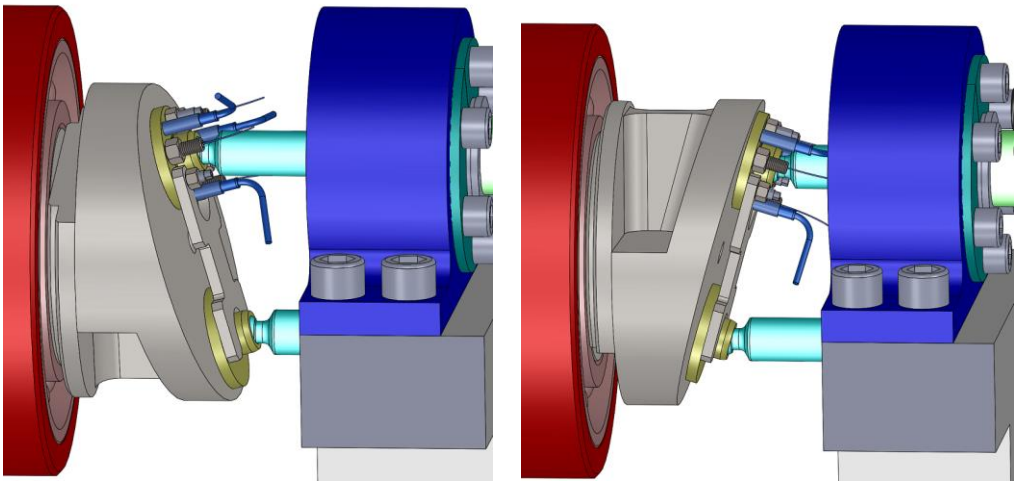


图 3-2 测试滑靴上下极限位置

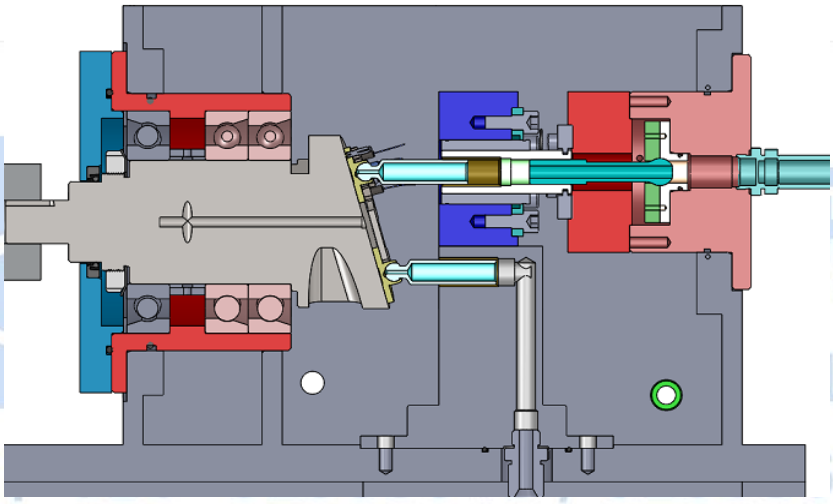
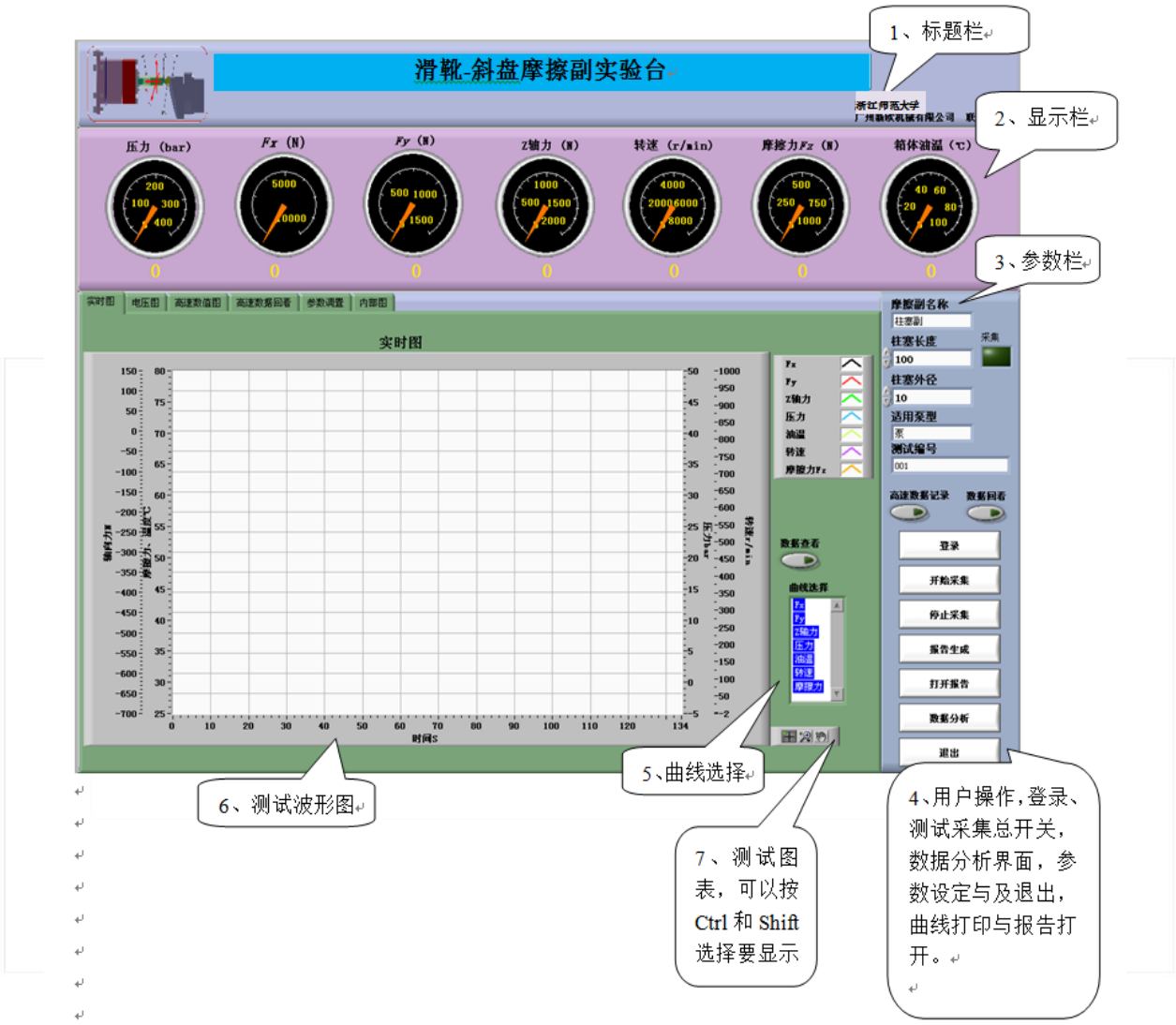


图 3-3 滑靴副试验台截面图

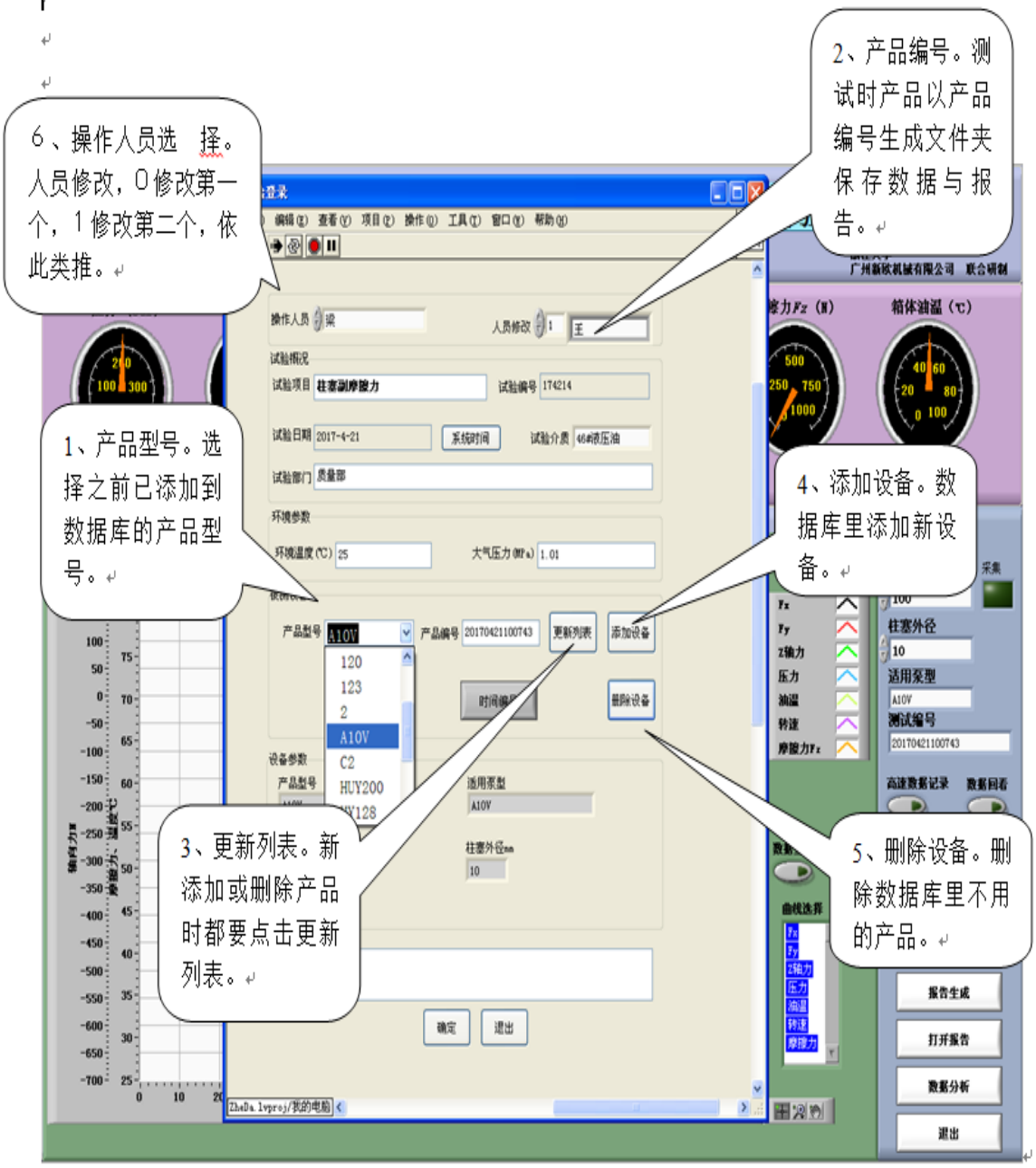
网址：www.xinoujixie.com

4.采集软件使用

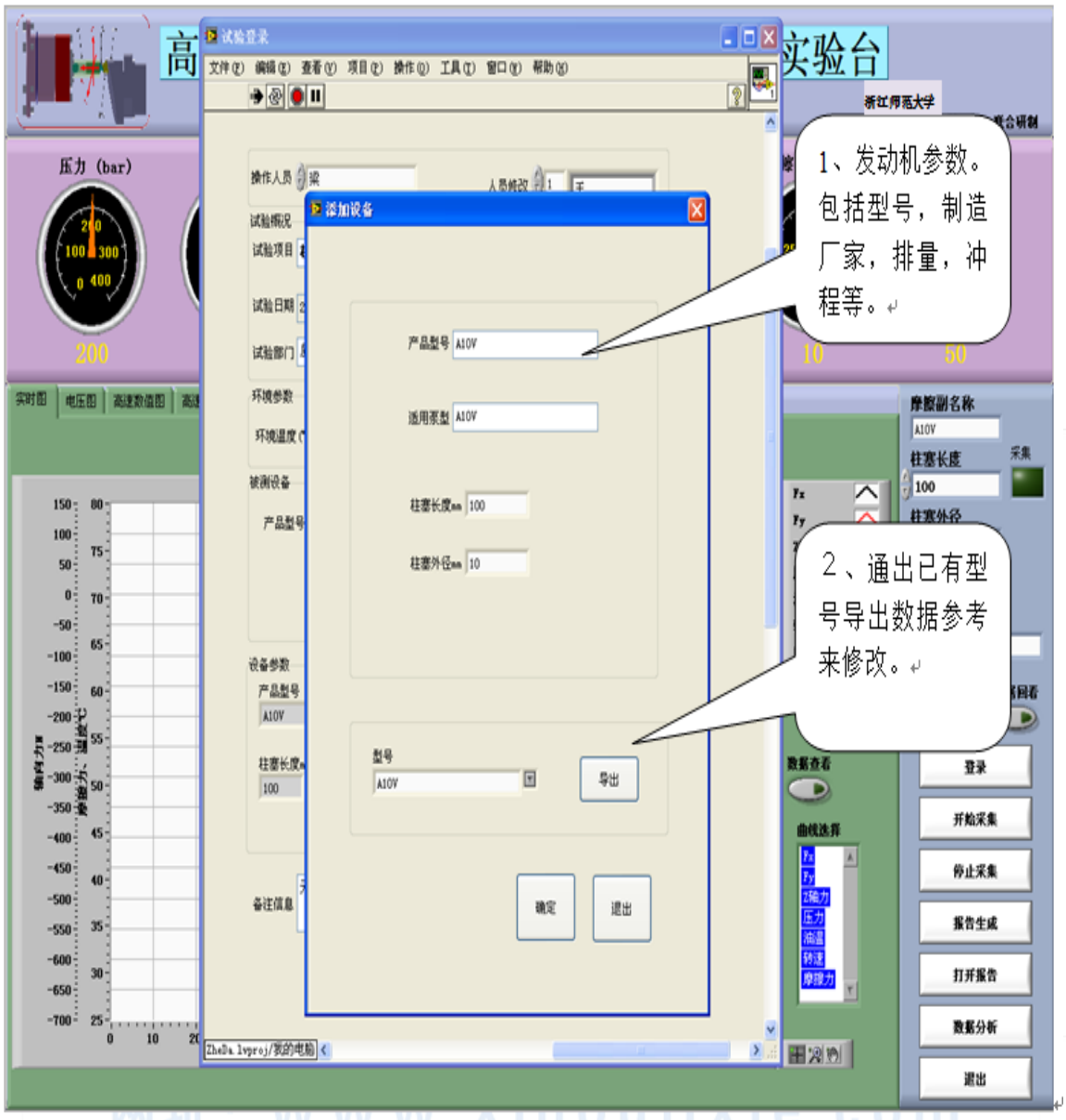
4.1 采集主界面



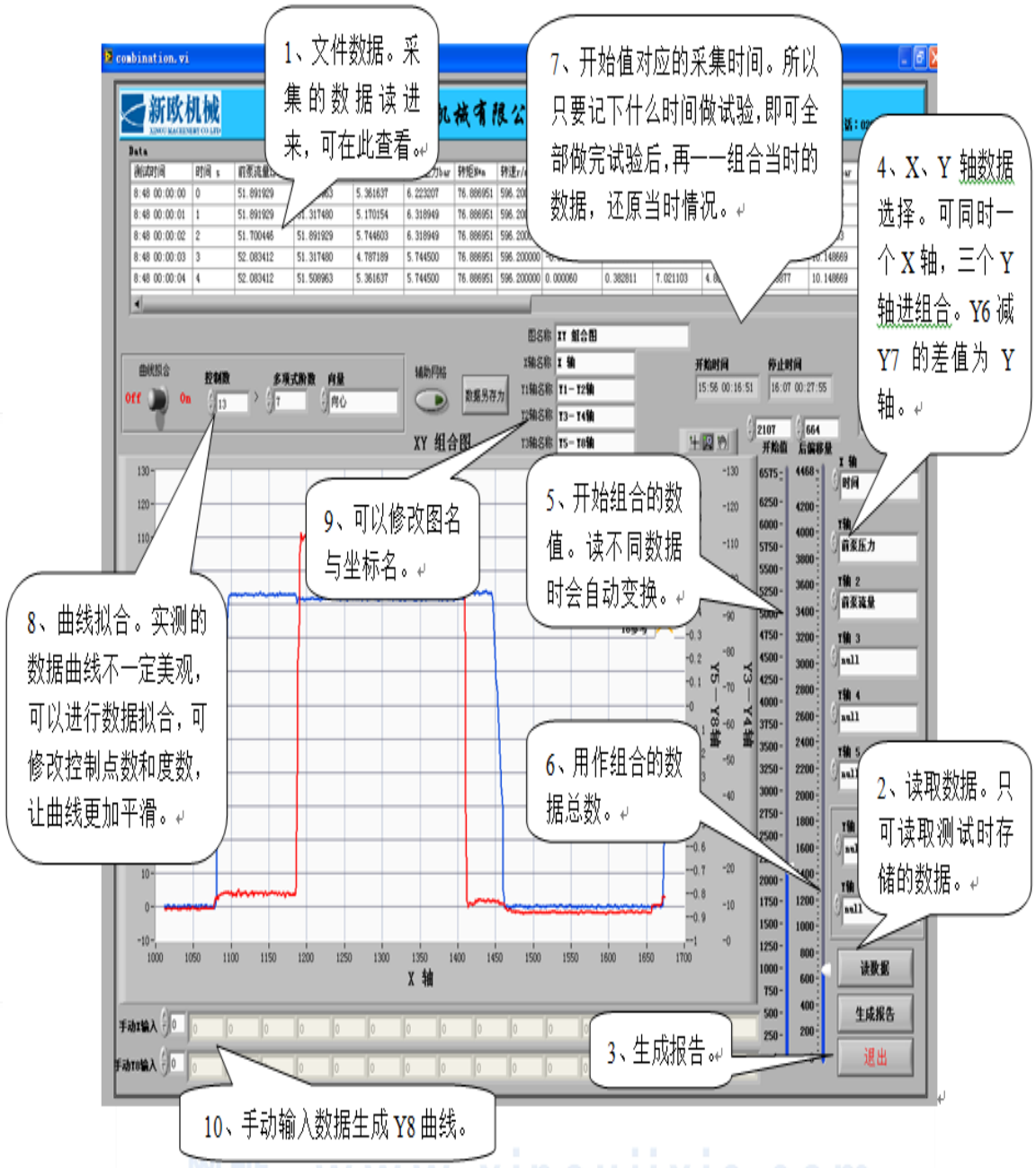
4.2 登录界面


6、操作人员选 择。人员修改，0修改第一个，1修改第二个，依此类推。
2、产品编号。测试时产品以产品编号生成文件夹保存数据与报告。
1、产品型号。选择之前已添加到数据库的产品型号。
4、添加设备。数据库里添加新设备。
3、更新列表。新添加或删除产品时都要点击更新列表。
5、删除设备。删除数据库里不用的产品。
登录
操作人员
人员修改
试验概况
试验项目
柱塞副摩擦力
试验编号
174214
试验日期
2017-4-21
系统时间
试验介质
46#液压油
试验部门
质量部
环境参数
环境温度(℃)
25
大气压力(MPa)
1.01
产品型号
A10V
产品编号
20170421100743
更新列表
添加设备
删除设备
120
123
2
A10V
C2
HUY200
设备参数
适用泵型
柱塞外径mm
10
确定
退出
箱体油温（℃）
柱塞外径
适用泵型
测试编号
报告生成
打开报告
数据分析
退出

4.3 添加设备界面

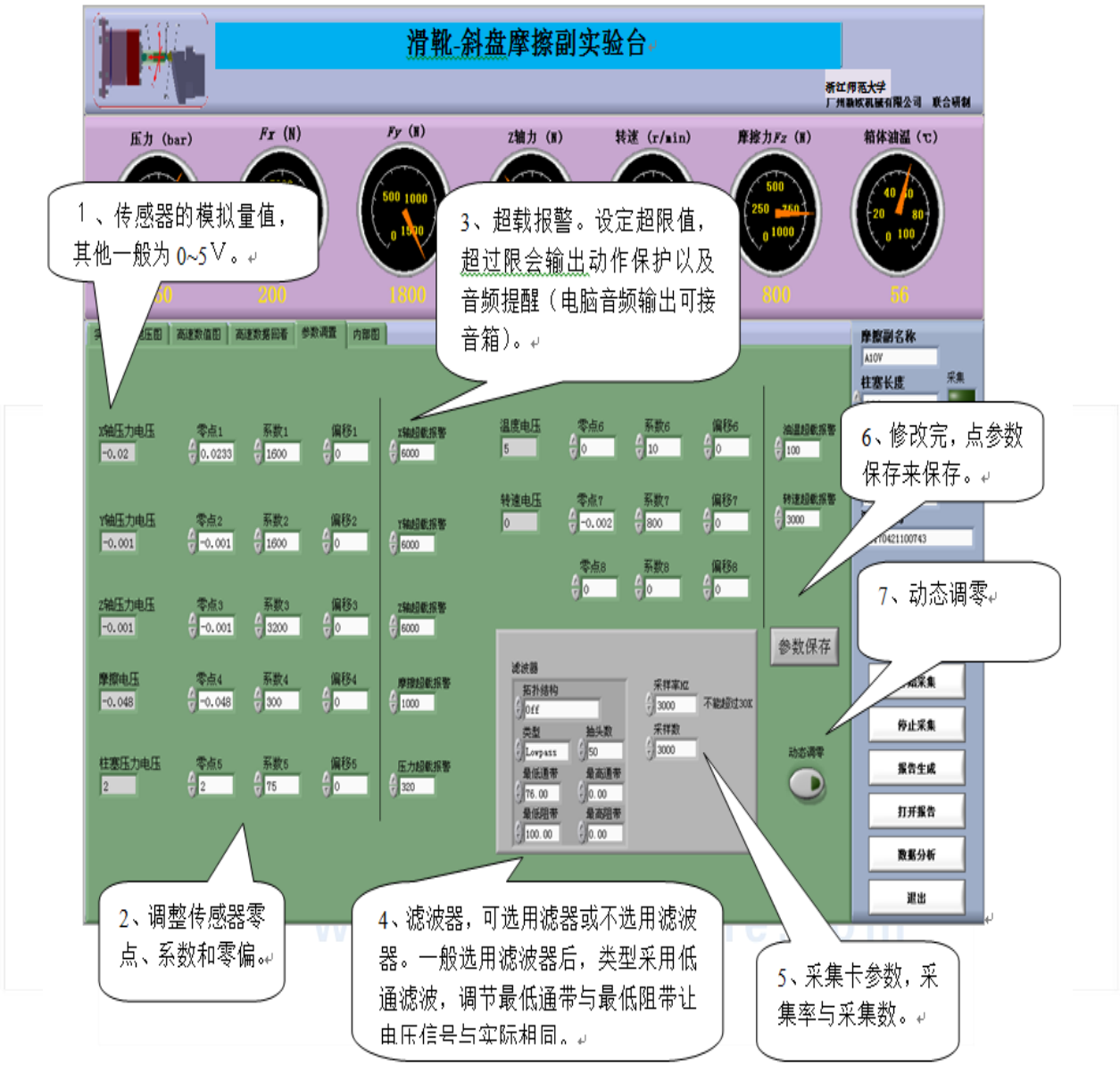

1、发动机参数。包括型号，制造厂家，排量，冲程等。
2、通出已有型号导出数据参考来修改。
添加设备
产品型号
适用泵型
柱塞长度mm
柱塞外径mm
型号
导出
确定
退出
登录
开始采集
停止采集
报告生成
打开报告
数据分析
退出

4.4 数据组合界面

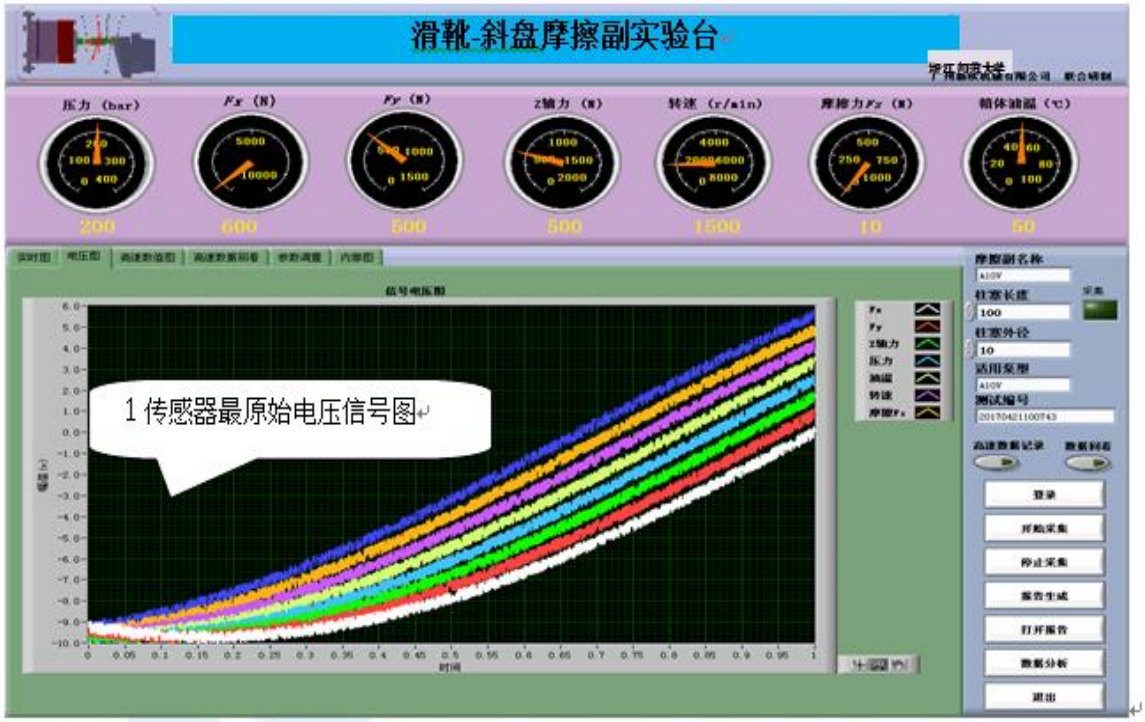


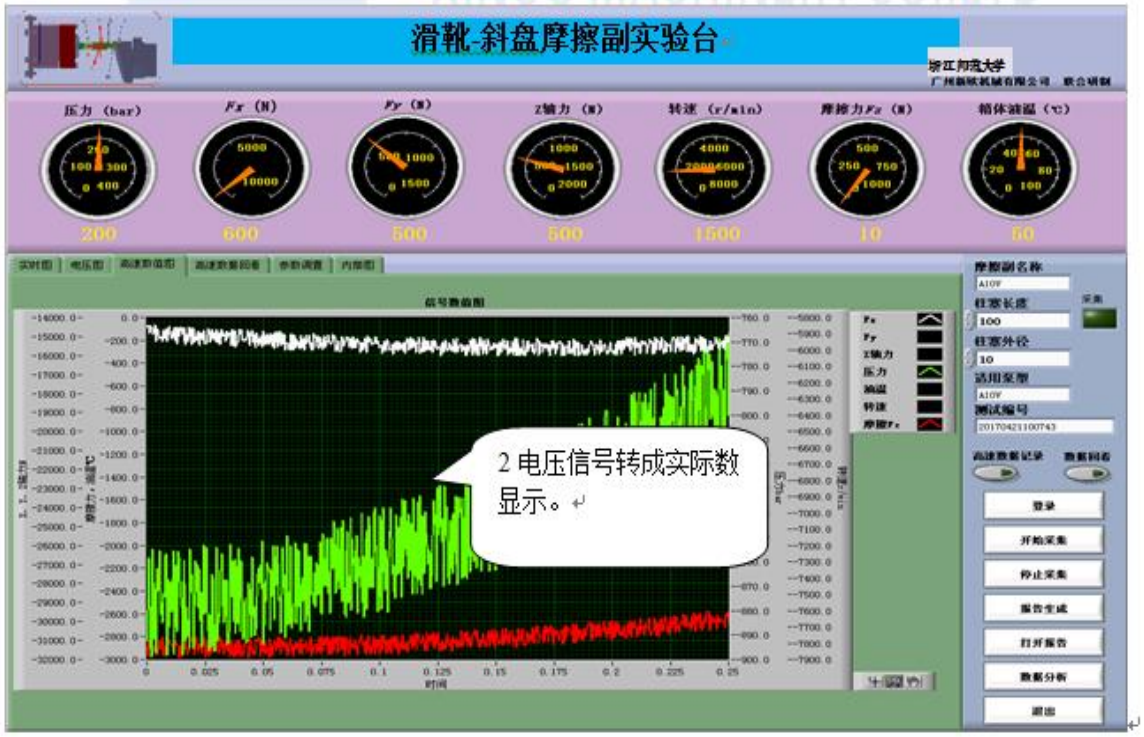
网址：www.xinouiixie.com

4.5 参数设置界面

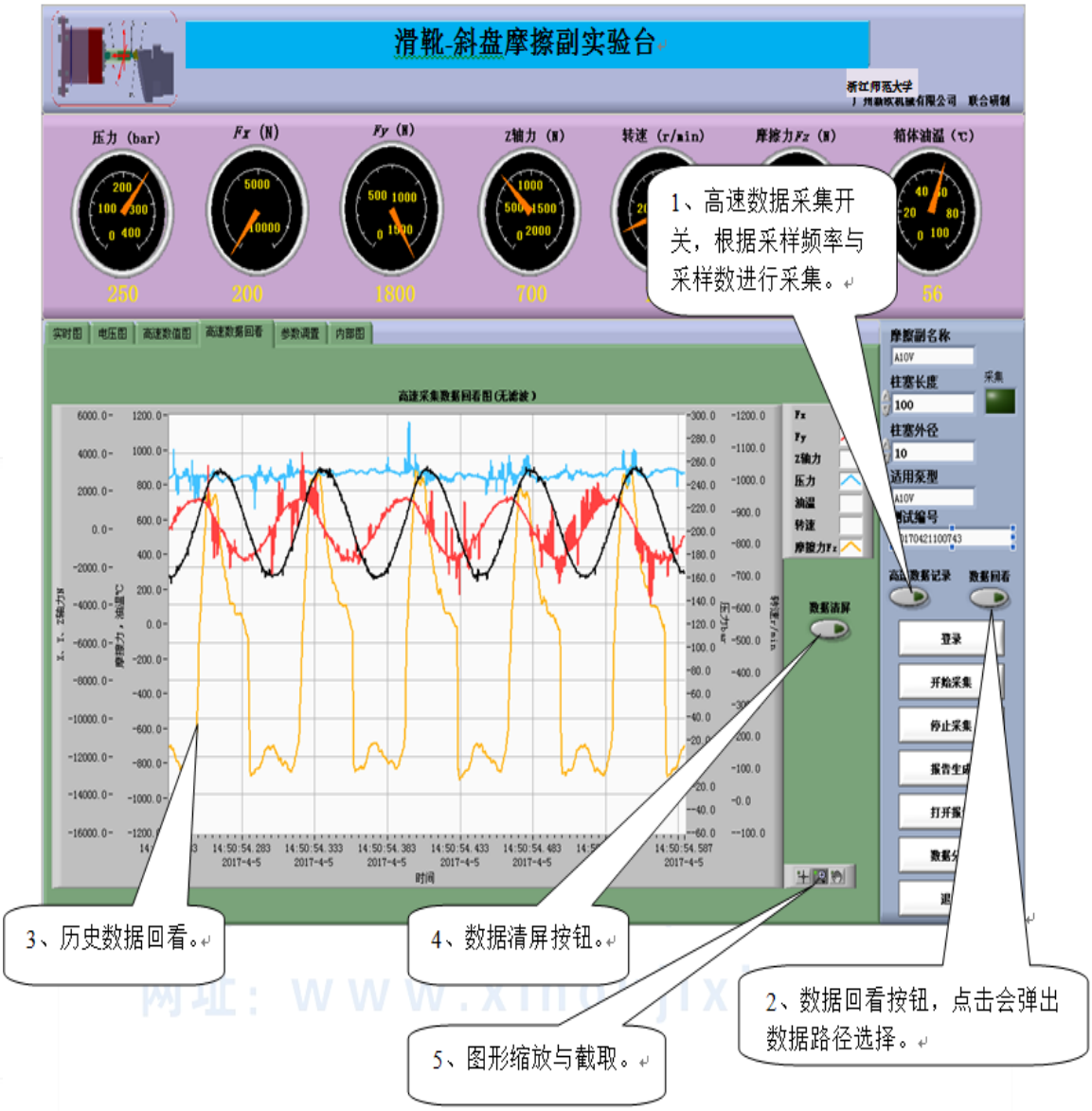

滑靴-斜盘摩擦副实验台
浙江师范大学
广州新欧机械有限公司 联合研制
压力 (bar)
Fx (N)
Fy (N)
Z轴力 (N)
转速 (r/min)
摩擦力Fz (N)
箱体油温 (℃)
200
1800
800
56
1、传感器的模拟量值，其他一般为 0~5 V。
3、超载报警。设定超限值，超过限会输出动作保护以及音频提醒（电脑音频输出可接音箱）。
6、修改完，点参数保存来保存。
7、动态调零
2、调整传感器零点、系数和零偏。
4、滤波器，可选用滤器或不选用滤波器。一般选用滤波器后，类型采用低通滤波，调节最低通带与最低阻带让电压信号与实际相同。
5、采集卡参数，采集率与采集数。
参数保存
停止采集
报告生成
打开报告
数据分析
退出

4.6 测试电压图

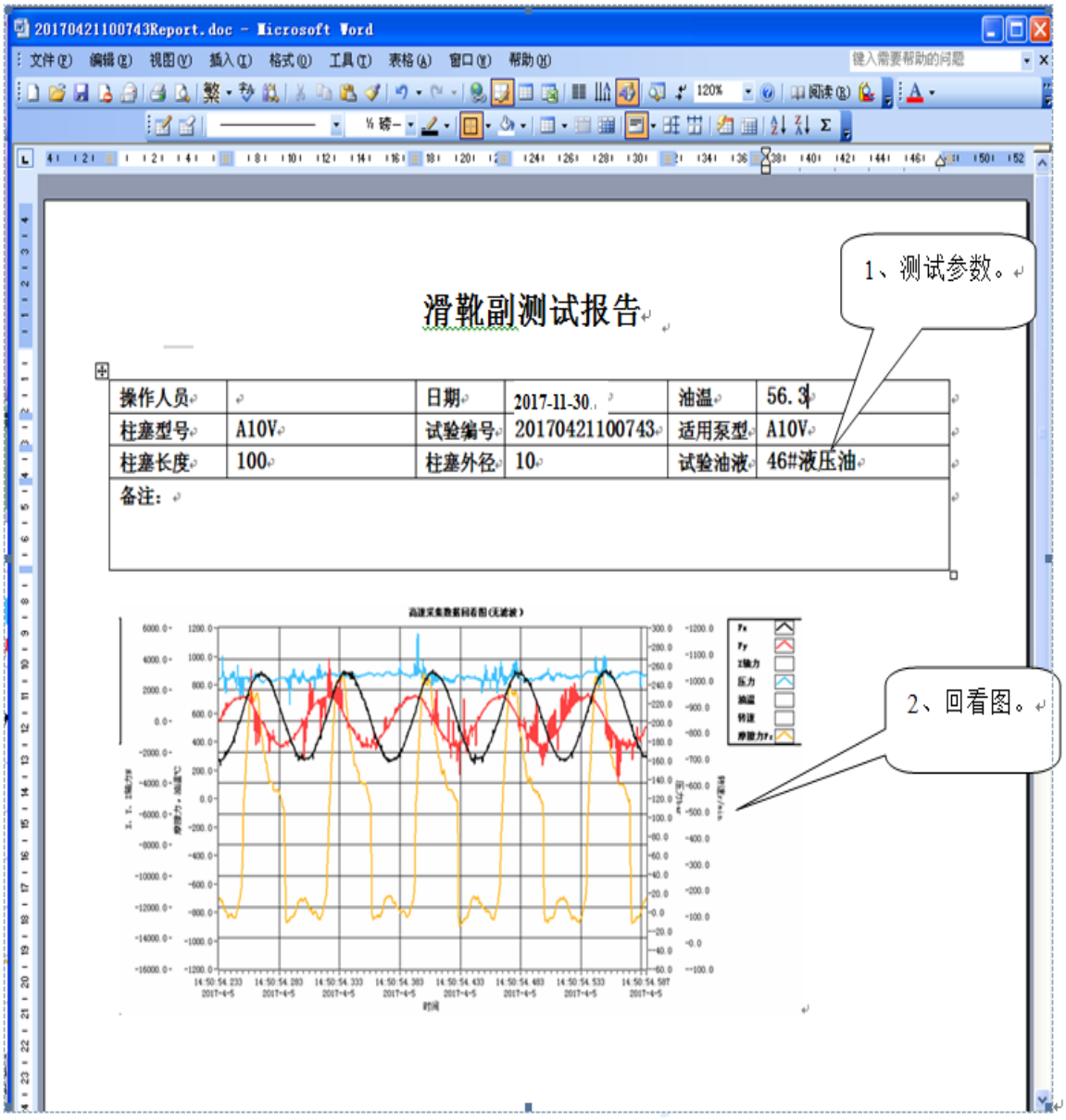




4.7 高速数据回看


滑靴-斜盘摩擦副实验台
浙江师范大学
压力 (bar)
Fx (N)
Fy (N)
Z轴力 (N)
转速 (r/min)
摩擦力Fz (N)
箱体油温 (℃)
250
200
1800
700
56
实时图
电压图
高速数值图
高速数据回看
参数调置
内部图
高速采集数据回看图(无滤波)
时间
摩擦副名称
柱塞长度
100
柱塞外径
10
适用泵型
试验编号
数据清屏
登录
开始采集
停止采集
1、高速数据采集开关，根据采样频率与采样数进行采集。
2、数据回看按钮，点击会弹出数据路径选择。
3、历史数据回看。
4、数据清屏按钮。
5、图形缩放与截取。

生成图


20170421100743Report.doc - Microsoft Word
1、测试参数。
滑靴副测试报告
操作人员
日期
2017-11-30
油温
56.3
柱塞型号
A10V
试验编号
20170421100743
适用泵型
A10V
柱塞长度
100
柱塞外径
10
试验油液
46#液压油
备注：
2、回看图。