

建筑材料抗压試驗机

刘秉金 編著

建筑工程出版社

內 容 提 要

本書介紹抗压試驗机的結構及其簡單原理，對於安裝、操作及維護工作亦作了比較詳盡的闡述。本書可供水泥及其它建築材料的生產廠及使用單位的試驗機操作者參考。

建築材料抗压試驗機

劉秉金 編著

1960年1月第1版 1960年1月第1次印刷 1,560冊

787×1092 $\frac{1}{32}$ • 24千字 • 印張1 • 定價(9) 0.13元

建築工程出版社印刷廠印刷 • 新華書店發行 • 統一書號：15040·1564

建築工程出版社出版(北京市西郊百萬莊)

(北京市書刊出版業營業許可証出字第052號)

目 录

前 言

試驗机的結構及其簡單原理	(2)
(一) 載荷机构	(4)
(二) 傳遞力(油泵)机构	(6)
(三) 測力机构	(10)
試驗机的安裝及試轉	(19)
(一) 安裝	(19)
(二) 試轉	(20)
試驗机的操作及其注意事項	(22)
試驗机的維護及管理(供大家討論)	(25)
試驗机所用工作油	(28)
參考資料	(32)

前 言

水泥質量的好坏一般都集中地表現在强度上，并引用水泥标号的概念来表示强度的大小，水泥在实际使用当中，也以水泥标号的高低来設計和制配混凝土。所以，水泥强度的檢驗不只是控制和掌握水泥質量的方法，同时，也是提供可靠数据做为設計和制配混凝土的依据。为此，强度的檢驗在水泥厂就显得特別突出和重要，但用于檢驗强度的机器和使用方法，以及檢驗者的正确掌握，則是提供正确結果的先决条件。

强度的大小，一般都通过油压式試驗机来檢驗，因而，正确使用試驗机和进行經常性的維護，就会相对地减少試驗机的誤差，或使誤差保持在一定範圍內（一般試驗机都有1%左右的誤差），从而也就会得到正确的檢驗結果，同时也会使試驗机的使用年限延長。

解放初期，水泥厂檢驗强度所用的試驗机，試体受力的机构多为液压傳动机构，出力机构一般都是油缸，但有的利用手柄由人工加荷，有的用电动机帶動油泵而产生高压油，而在測力机构上有的是刻有載荷大小之測力表，有的是动摆測力計等。总之，是各不相同的。另一方面，多数試驗机由于老旧不堪，誤差不但大且在全載荷範圍內具有数种不同的誤差，有的厂甚至因試驗机容量較小或由于其它机件关系而不能檢驗高标号水泥和水泥的長期龄强度，这样，就給正常檢驗以及質量控制带来影响，近几年来，尤其在1956年許多水泥厂化驗室又都装备了德意志民主共和国产的 DrMB 型30吨与60吨压力的建筑材料抗压試驗机，在試驗机的操作和日常維護方法上，各厂都积累了許多經驗。作者即从这方面談些体会，提供給試驗机的操作者做为参考，但限于本人水平，不妥之处，尚希大家指正。

試驗机的結構及其簡單原理

建筑材料（水泥、混凝土等）的机械性能試驗，通常是进行抗压力、抗拉力、抗折力等三种試驗，这三种强度試驗都通过一定形状和尺寸的試体并各自在特制的試驗机上进行試驗。根据其载荷的作用特点，这三种强度試驗都属于靜力試驗范围。

目前，各水泥厂在进行水泥的各项强度試驗时，抗压試驗是用油压式試驗机来进行，而抗拉力和抗折力試驗都在一种特制的杠杆式的抗拉、抗折两用試驗机上进行。由于油压式試驗机只能进行一种抗压力試驗，所以这种試驗机就可称为油压式抗压試驗机。

国内大多数水泥厂所使用的油压式抗压試驗机是德意志民主共和国制造的 DrMB 型60吨建筑材料抗压試驗机（见图1）。

一級試驗机都由载荷机构、油泵（傳遞力）及测力机构等三部分所組成。测力机构与油泵較為接近，而载荷机构离两者較远，这是由于考虑到試体破坏时所产生的振动会影响测力机构的正确反映，因而分設在两个基础上，以減少影响，使变形的力能正确的反映到测力刻度表上，以得到正确的結果（见图2）。

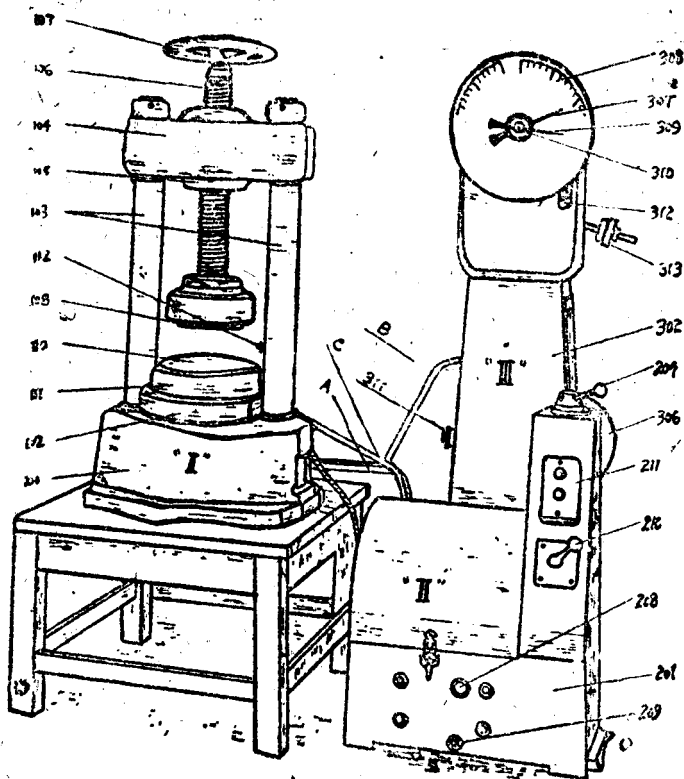


图 1 DrMB型60吨建筑材料抗压试验机外貌图

注：符号说明见图 2、图 3 和图 7。

(一) 載 荷 機 構

載荷機構(參見圖2)是試驗機的基本主體,它的結構比較簡單且較笨重,是由底座(101),工作油缸(102),立柱(103),橫梁(104),絲杠套筒(105),絲杠(106),手輪(107)以及活動壓力板(上壓力板)(108),承壓活塞(109),固定壓

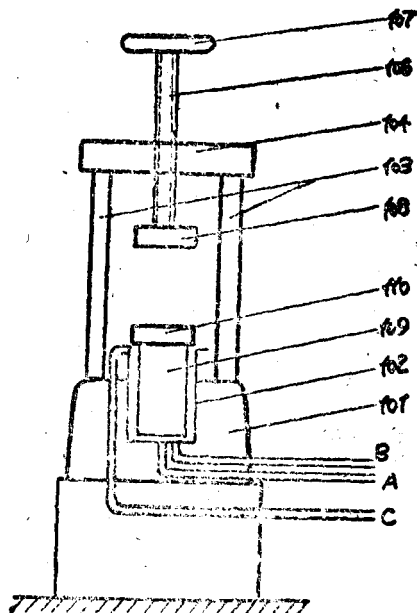


圖 2 載荷機構簡圖

101—底座; 102—工作油缸; 103—立柱; 104—橫梁; 105—絲杠套筒; 106—絲杠; 107—手輪; 108—活動壓力板(或稱上壓力板); 109—承壓活塞; 110—固定壓力板(或稱下壓力板); 111—承壓活塞護圈; 112—限位安全電鈕(控制活塞超高)

力板（下压力板）（110）等部分组成。其中工作油缸（102）及承压活塞（109）是载荷机构的主要部分。当电动机运转时，它接受来自油泵的高压工作油，使承压活塞上升，随之产生一较大之作用力并作用于固定在上下压板之间的试体上，这个作用直至试体破裂止。而后，借助于控制部分使油压下降，并使工作油回流至贮油器中。

此外，在右立柱（103）后面的中下方装一安全装置，即限制承压活塞超高的限位按钮（112），以便避免因操作不注意而使承压活塞升出油缸以外。当承压活塞升到限制高度时，承压活塞边缘即与安全按钮（112）凸出部分接触而使油泵电动机停止转动，因而承压活塞就停止继续上升，防止了事故的发生。

至于载荷机构产生的作用力，可由下式计算：

$$P = p \cdot F \text{ (公斤)} \quad (1)$$

式中：P——高压油作用于活塞所产生之作用力（公斤）；

p——高压油的油压（公斤/平方厘米）；

F——承压活塞（大活塞）的有效面积（平方厘米）。

试验过程中，载荷机构所产生的变形力是经动摆测力机构精确的反映出来。动摆测力机构的下部装有一移动工作圆筒，而测力活塞（小活塞）就置于该圆筒内，测力油缸与载荷机构的油缸用输油管和控油门相连，因而，按连通容器的原理，这两个油缸内的油压是相等的。

这样，测力机构的测力活塞上的作用力，可用下式计算

$$P_0 = p \cdot F_0 \quad (2)$$

式中：P₀——测力活塞上的作用力（公斤）；

p——测力油缸内的油压，等于载荷机构工作油缸内的油压（公斤/平方厘米）；

F₀——测力活塞的有效面积（平方厘米）。

如把式(1)和式(2)合并:

$$\frac{P}{P_0} = \frac{pF}{pF_0}$$

則

$$P_0 = \frac{F_0}{F} P \quad (3)$$

式(3)中 $\frac{F_0}{F}$ 是小活塞面积与大活塞面积之比,这在試驗机上是常数,可用 K 表示,而式(3)可写为:

$$P_0 = KP \quad (3')$$

式(3')說明在測力活塞上的力 P_0 与作用在試体上的力 P 之間,存在着正比关系,就是說:測力油缸內的压力愈高,作用在試体上的变形力就愈大。

(二) 傳遞力(油泵)机构

傳遞力(油泵)部分(參見圖3),即产生高压油的地方。油泵一般都采用多級(唧筒)高压油泵。它通过电动机带动,使其机械功轉变为液体能量而傳遞到工作油缸內,則承压活塞上升,而使試体受力。在油泵的右上方高凸部分是控制設備,系由控制柄(204)和排洩油的滑門(205)以及油泵出油控制杆(213)所組成,并由一联杆把三者联成一体,互相配合,互相制動,借以控制油泵輸油量,即控制載荷速率和回油排洩等。

当电动机(203)運轉时,通过三角皮帶輪(216)的傳動,使偏心凸輪(215)轉动,而使6个油泵活塞(214)作不等期的往复运动;同时,也由于油泵位于工作油的油面以下,易使工作油被吸入高压油泵內,这样,油箱(201)中的油就通过滤油器(206)进入高压泵室,然后再通过6根輸油支管(217)而被压入总油管(207)內,再由总油管經管A而把高压油引入工作油

缸(102)內, 則承压活塞(109)上升, 使試体受力。

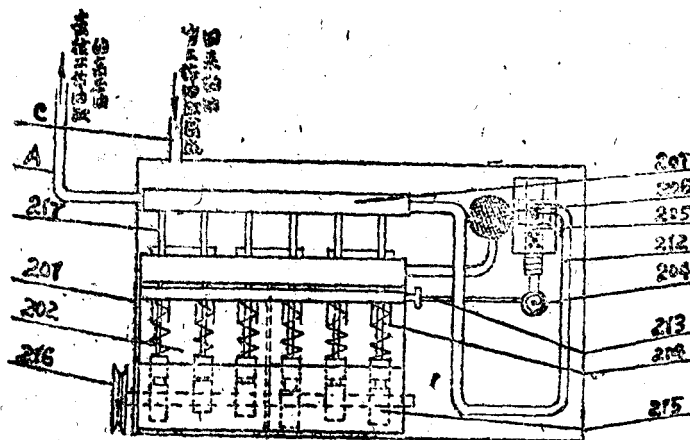


图 3 傳遞力(油泵)部分簡圖

201—油箱; 202—油泵; 203—带动油泵的电动机(在图中未表示出); 204—控制手柄; 205—排洩油的滑門; 206—滤油器; 207—总油管; 208—检查油位的玻璃門; 209—放油螺絲孔; 210—总电气开关; 211—按钮开关; 212—排洩管; 213—輸油量控制杆; 214—油泵活塞; 215—偏心凸輪; 216—三角皮帶輪; 217—輸油支管

关于載荷速率的調节, 亦即进油量的大小, 或者說承压活塞上升速度的快慢, 是通过控制手柄(204)来掌握。进行試驗时, 在控制載荷速率匀速增加的情况下, 被吸入高压泵的工作油被压入总油管(207)內时, 通常并不是全部被打入工作油缸(102)內, 而是有一小部分工作油沿着总油管(207)經排洩管(212)再通过排洩油的滑門(205)溢流回油箱內。这是因为油泵的实际輸油量大于需要的油量。同时, 当高压油进入工作油缸內并产生一定压力时, 就有微量的工作油沿着承压活塞上浸, 这样油缸与活塞間就有一层薄的油膜, 借以潤滑二者, 减少有害阻力, 而有

益于工作。当压力繼續升高，工作油就繼續上浸，而当容納不下时，上浸的工作油就沿着C管溢流回油箱（201）內。

又当試驗終了，即試体已达极限强度（被压破）时，为消除高压油系統內的工作压力，并使高压工作油返回油箱，同样可借控制手柄（204）来达到目的。这时，控制柄可沿着順时針方向，即由“+”通过“0”而达到“-”点，这样油泵既能运轉，工作油又不会再沿着A管而进入工作油缸（102）內，相反，則沿着总油管（207）經排洩管（212）通过排洩滑門（205）而全部流回油箱，而这时存于工作油缸的局部工作油已失去压力，亦沿着A管回流至总油管（207），并經排洩滑門（205）流回油箱內。

至于，油泵之最大理論压力是根据試驗机的最大載荷量 P 及承压活塞的有效面积 F 来决定。一般，試驗机最大載荷量越大，則对油泵工作压力的要求也愈高。

根据前面式（1）可求得油泵所需之最大理論工作压力

$$\text{即} \quad p = \frac{P}{F}$$

式中： P ——試驗机的最高載荷（公斤）。

但是，这个公式未能把載荷机构之承压活塞及連接于活塞之其它部件之总重量，即“台重”考虑在內。假若，考虑进去，則油泵实际所需之最大压力就要比理論之最大工作压力高一些，所以，用于計算油泵实际所需之最大工作压力的公式应修正为

$$p' = \frac{P + W}{F} \quad (\text{公斤/平方厘米}) \quad (4)$$

式中： p' ——油泵实际所需之最大压力。

其次，有关影响油泵工作压力的因素还有：活塞在运动时要克服与油缸之間的摩擦阻力、送油的速度、和輸油管中以及油泵

本身内部的許多阻力等等。

但是，这一些因素一般影响較小，尤其是当活塞与油缸間的縫隙和表面間的光滑度都配合得很合宜时，这个阻力就会减少至最低限度。因而在考虑油泵所需之实际压力时可忽略不計。

由理論和实际得知，油泵之唧筒数目越多，則單位時間內的流量就愈均匀，基于此点，一般試驗机都采用多缸油泵，这样就能保証工作压力持續地升高。

在油泵傳动方面，多数采用电动机带动，油泵就是利用电动机的机械功轉变为液体能量的一种装置。当油泵的凸輪每轉一周时，与凸輪連接的唧筒就做两次冲程，一次为吸入油，一次将油由管中排出送到工作油缸。假若是單缸泵，这在它每轉一周的过程中就有半轉輸油，半轉不輸油，所以，單缸泵的流量是相当不均匀的，如將它的流量与時間关系繪成曲綫就可明显見到。

相反，在多缸油泵中，由于唧筒数目多，当凸輪每轉一周时，每个唧筒的吸油和排油过程都交替着进行，即在一轉的時間內都进行着輸油和吸油的工作，这样在單位時間的流量上就均匀些。从双缸泵的流量与時間关系曲綫图就可証明这点。

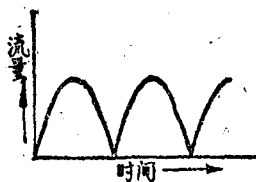
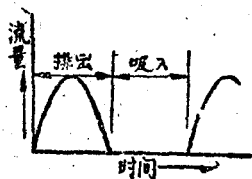


图 4 單缸泵流量与時間关系油綫图 图 5 双缸泵流量与時間关系曲綫图

从双缸泵流量与時間关系曲綫图可看出，流量是比單缸泵均匀多了，但是它在單位時間內的流量也不够均匀，有时瞬間流量最大，而有时瞬間流量等于零，所以，双缸泵用于試驗机上也是不

理想的。

新式的高容量試驗机的油泵一般都是6缸的，这样，在單位時間內瞬間的最大与最小流量几乎是相等的，流量是相当均匀的。这在保証油泵的压力升高以及持續升高是非常有利的。

从6缸油泵流量与時間曲綫图可看出流量在單位時間內几乎与時間成一水平直綫，这說明流量是非常均匀的。

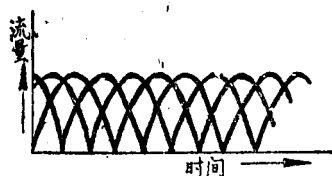


图 6 6缸油泵流量与時間曲綫图

至于單位時間內油泵所需供給的理論油量，一般是按照往复式泵的排液量的公式計算，即：

$$Q = F \cdot V \quad (\text{立方厘米/分鐘}) \quad (5)$$

式中： Q ——油泵每分鐘的輸油量（立方厘米）；

V ——承压活塞上升的最大速度（厘米/分鐘）；

F ——承压活塞的有效面积（平方厘米）。

这个公式所求得的輸油量是油泵的总輸油量，如若求每个唧筒的輸油量，可由唧筒数除以总輸油量即得。

（三）測力机构

試驗机的測力机构一般多为动摆測力机构(參見图 7)，这种机构比較复杂，精确度較高，載荷范围的变换很簡便，只需增加或減少插栓即可。

測力机构在試驗机內來講就好象人的神經系統一样，因而它的灵敏度的高低能直接代表試驗机的誤差大小。当然，試驗机的誤

差还受一些其它因素的影响。

对試驗机的测力机构有下列三点要求:

1. 必須适应載荷机构变形力的变化, 迅速而正确地傳遞到指針上, 并能使指針随变形力的增長而成正比例的运动着。

2. 当載荷机构上所安置的試体被压裂的一瞬間, 能无故障的把变形力正确地傳遞到指針上。

3. 能經久耐用, 而且它的精确度应沒有变化。

这些机构全部被封闭在一个立式的平滑美观的鋼板外壳 (302) 內, 并在外壳的适当部位开几个活門, 打开这些活門就可看到全部动摆测力机构, 以便进行个别机件的調整和修理。当所有机件都很正常时, 这些活門应关闭, 以保証所有轉动或傳动机件的清洁, 而有利于测力机构, 工作性能良好。

动摆测力計是由一組較小的测力油缸 (315) 和测力活塞 (303) 以及测力摆杆 (305) 和各傳动机件所組成。测力活塞 (303) 并与蝸母輪 (316) 相連, 当油泵启动时該蝸母輪就被另一电动机同时帶动而成匀速轉动, 因而测力活塞 (303) 在测力油缸 (315) 中就由靜摩擦变成动摩擦以減少测力活塞上下滑动的阻力, 从而提高测力机构的精确度。同时, 测力油缸 (315) 和测力活塞 (303) 两者表面相当光滑并具有最小的間隙, 这样在高压时亦不会有油漏溢, 便于工作进行。

测力活塞 (303) 与試体受力部分的承压活塞 (109) 的截面积之比, 对于同一試驗机來說是一个固定值, 因此, 作用在两个不同截面上的总載荷是与两者截面积成正比的。

因而, 当高压油沿 B 管进入测力油缸 (315) 并作用到测力活塞 (303) 上时, 由于油压的作用使测力活塞 (303) 往下压, 并帶动与其相联的联杆 (304) 产生豎直位移, 再傳达到联軸方块 (321) 使主軸帶动摆杆 (305) 及摆錘 (插坨) (306) 发生

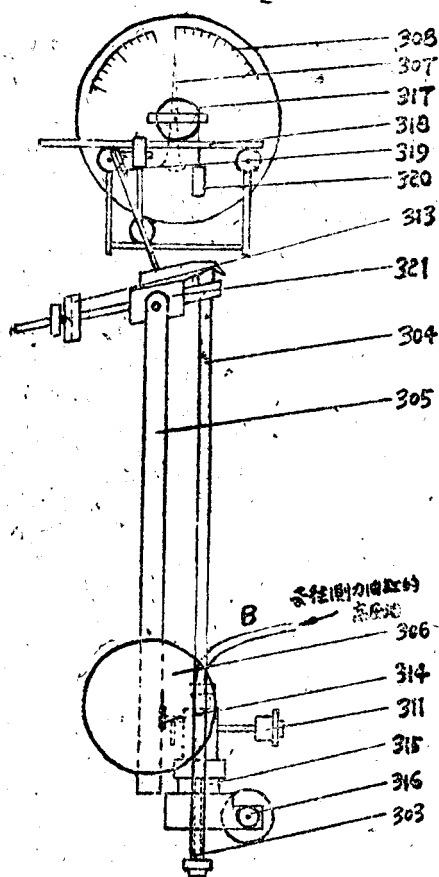


图 7 测力机构简图

301—测力设备；302—外壳（立座）；303—测力活塞；
 304—联杆；305—摆杆；306—摆锤（安插坩的）；307—
 指针（主动计）；308—刻度表；309—拖针（被动针）
 310—拖针还原钮；311—尖形阀门（阻油作用）；312—
 刻度表盘位移钮；313—平衡锤（校正坩）；314—排
 空气螺絲；315—测力油缸；316—螺母輪符；317—齿輪
 318—推杆；319—压杆；320—线锤；321—联軸方块。

偏斜而产生一个角位移；这个角位移的大小就是表示加在测力活塞上的载荷大小，其载荷大小的具体数字能通过压杆（319）、推动推杆（318），并以齿轮（317）带动指针（307）转动，从而成正比的表达出来。这样试体的作用载荷通过测力机构，精确的反映在刻度盘（308）上的拖针（309）停滞处。

所以，借助于动摆测力计之偏重倾斜并传达到刻度盘上的指针，使其偏转来测得试体所受载荷的大小。但为了适应各个不同测力范围，可在摆锤（306）上增加重量，即增加插坩，来加重摆杆（305），结果可使测力机构具有不同的测力范围。因此说，该试验机（载荷表示方法是通过动摆测力计反映的）测力范围的变换较为方便，测力范围的变换只需增减插坩就可达到。由于变换摆杆上的插坩，因此该试验机（60吨容量）可有三种（也有五种的不等）不同的测力范围，并在共同的刻度盘上并列的给出这些不同测力范围的应有标度。其三个测力范围如下：

插坩 A	测力范围是	0—15000公斤，	每格相距为 25公斤；
插坩 A + B	测力范围是	0—30000公斤，	每格相距为100公斤；
插坩 A + B + C	测力范围是	0—60000公斤，	每格相距为200公斤。
每个插坩本身的重量是：		A坩	3,570公斤
		B坩	6,680公斤
		C坩	13,550公斤

刻度盘上的指示标度，线条相当清晰，每格之间尚有很大间隔，指针停留在两格之间时便于操作人员的正确估计，每一小格可以估计到 $1/3 \sim 1/4$ 。

为了防止试验机工作时超越各个测力范围，也就是避免试验机整部机械过压，在测力范围的最高负荷点置一断电器（安全装置），并安装在测力机构的外壳（302）内，与平衡锤（313）在一

垂直線上，保持一定距離。這個距離相當於指針在刻度盤上轉動一周，即平衡錘上升到極限高度處。這樣，當載荷越過標度的上終點，亦即指針運行超過一周時，平衡錘（313）的細紋螺旋棒即與其接觸，把油泵的出力電動机电流綫路斷開，使試驗機全部機件停轉，防止了試驗機過負荷的事故發生。

當試體破裂時，借助於控制手柄（204）的動作使高壓油系統中各處油壓立即下降，因而擺杆與擺錘凭借本身重力就要以很大速度落回原來位置，為了防止這種快速落回的冲击力影响到測力機構的所有機件的強烈震動，在測力計部分裝置一個尖形閥門（311），借以適應擺杆與擺錘的重量，使其慢慢的落回原來位置。其作用原理是當高壓油沿B管去往測力油缸時，高壓油能無阻的到達目的，但當試體破裂或驟然減荷時，則尖形閥門（311）的錐體就將油管的通路堵住，使尖形閥下面與測力活塞上面這一空間所存的局部工作油不能立即迅速的跑掉，這樣在測力油缸內就保持有相當的油壓力，擺杆與擺錘也就不能快速的回落，只能慢慢地下降到原來位置。這樣，測力油缸內的局部工作油就慢慢的沿B管回流至工作油缸，再沿A管回流至油箱中。

尖形閥門（311）是依照試驗機的不同測力範圍而作各種不同的調整。適當的相應標記就刻在閥門的壓邊螺母外殼上，因而在選用某一個測力範圍時，閥門上的適當標記要與當時的測力範圍相對應，並與閥門的標綫相對正，達到一致。如果不這樣去作，測力機構就要遭到不應有的損壞。

當試驗機各部分拆裝或新安裝以及更換新工作油時，油泵的重新啟動或初次運轉，在高壓油系統內常常存有一少部分空氣，這部分空氣的存在是會影響油泵的輸油的，並影响到承壓活塞不能上升，測力機構不能進行工作，所以應當設法排除它。這時，應將測力計部分的排空氣螺絲（314）往外擰開些（沒必要完全擰