

节流式调节机构的选择与计算

〔苏联〕П. И. 庫茲明 著

上海科学技术出版社

79.854
435

节流式调节机构的 选择与计算

〔苏联〕П. И. 庫茲明 著
孙淮清 译

102262

上海科学技术出版社

內 容 提 要

本书从节流式调节机构的基础理論开始,詳細討論阻力系数的有关問題,介紹一些最常用的调节机构結構特性和工作流量特性,并列举了計算实例和簡化計算的图表。

本书供从事工艺过程自动化的工程技术人员参考。

ВЫБОР И РАСЧЕТ ДРОССЕЛЬНЫХ РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНОВ

П. И. Кузьмин

Госэнергоиздат • 1960

节流式调节机构的选择与計算

孙 淮 清 譯

上海科学技术出版社出版 (上海瑞金二路 450 号)

上海市书刊出版业营业許可証出 093 号

上海市印刷三厂印刷 新华书店上海发行所发行

开本 787×1092 1/32 印張 4 30/32 插頁 2 排版字数 108,000

1965 年12月第 1 版 1965 年12月第 1 次印刷

印数 1—4,600

統一书号 15119·1841 定价(科六) 0.70 元

前 言

目前在热力工程中应用最广的调节机构是节流式蝶阀、挡板和调节阀；而技术文献对这些机构的调节性能、流量特性的计算和选取方法等问题却阐述得很不够。

节流式调节机构选用不当会显著地降低设备的效率，并使自动调节装置的调整带来附加的困难。同时，自动调节系统不能对负载的全部变化范围都保持最佳工况，这就降低了设备工作的可靠性和经济性。

节流式调节机构的现有计算方法都是不考虑工作流量特性的陈旧实验数据。这种计算方法是否合理，既未被自动调节理论证实，也未被流体力学定律证实。

为了正确地选择和计算节流式调节机构，必须在调节系统的各种流阻下取得其工作流量特性。如果通过实验方法得到了调节机构的阻力系数，就可绘出这种特性曲线。

遗憾的是大部分厂家没有给出调节机构的流量特性；而流量特性是表征机构调节性能所必需的技术资料。

本书现行第二版增添了对一系列新型调节阀的阐述。这些调节阀的特性都是近两年来所发表的。此外，还增加了用于腐蚀性介质中特殊调节阀的部分。书中对所述自动调节机构一系列理论和实验研究作了综述。其最终目的是对节流式调节机构的常用结构的合理计算和选用提出建议。

作 者

目 录

前 言

第 1 章 节流式调节机构的基本理论和参数	1
1. 节流式调节机构的流体力学特性	2
2. 节流式调节机构在调节系统中的工作情况	4
3. 节流式调节机构阻力系数的测定	6
4. 影响节流式调节机构阻力系数的主要因素	13
5. 线路假定阻力系数的确定	16
第 2 章 节流式调节机构的用途和特性	21
6. 流过节流式调节机构物量的确定	21
7. 节流式调节机构的结构特性	22
8. 节流式调节机构的流量特性	25
9. 负载被调范围的确定	31
10. 工作流量特性曲线形状的选择	32
11. 扩展工作流量特性的工作部分	34
第 3 章 节流式调节机构的选择	37
12. 节流式调节机构的选择和各种型式概述	37
第 4 章 节流式调节机构的计算	57
13. 节流式调节机构的计算	57
14. 在流量特性中引入流体压缩性的校正	68
15. 在流量特性中引入调节系统中变压降的校正	72
16. 工作流量特性的变换	76
附 录	83
符号说明	151
参考文献	152

第 1 章

节流式調節机构的基本 理論和参数

在現代工業生產中主要應用專門的自動調節器來作工藝過程的自動調節。自動調節器的作用是改變流過被調裝置的物質量(能量)把被調量保持在容許範圍內。

在調節過程中用下列方法改變物質量(能量)：

改變裝在被調裝置綫路中調節機構的阻力——节流法；
改變流体能源(風機、泵等)的工況來變更供給壓降；
混合法。

調節方法的選擇與被調裝置的物質(能量)供給系統有關。基本的系統有：集中系統和單獨系統。

在集中系統中成組的被調裝置由一個总的能源供給，而在單獨系統中每個被調裝置則由单独的能源供給。

圖 1 是集中供給系統，設總管中的蒸汽壓 P_0 和裝置中的壓力 P_1 、 P_2 和 P_3 都是恒定的。顯然，當系統的流阻不變時，流進這些裝置的蒸汽也是恒定的。但是因為被調裝置是在不同和變動的負載下工作，要保證它們在正常的工況下工作，只有相應地改變各個裝置的蒸汽供給量。在這種系統中，這只能用节流調節法來實現。裝上节流式調節機構將使綫路

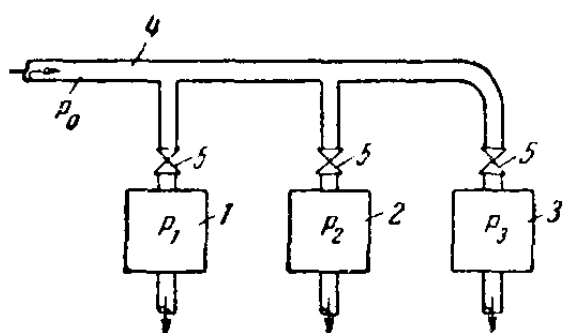


图1 被調裝置的物质(能量)
集中供給系統

1、2 和 3—被調裝置； 4—蒸汽
总管； 5—节流式調节机构

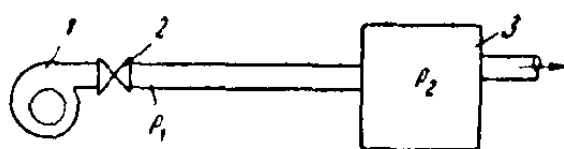


图2 被調裝置的物质(能量)
单独供給系統

1—泵(风机)； 2—关闭机构或
調节机构； 3—被調裝置

的流阻改变,这就保证了可以相应地改变裝置的蒸汽供給量。

在单独供給系統中(图2),可由泵(风机)的轉速^①和导向裝置的位置来改变流体能源的压力 P_1 。結果就在被調裝置压力 P_2 不变的情况下改变了供給压降 $P_1 - P_2$, 使得供給裝置的物质质量发生单值变化。因此,在这种系統中,可利用改变流体能源工况的方法来調节。

在这种系統中同样可以采取节流調节法。因此,从上述两种調节方法中选用哪一种系取决于經濟性和技术的合理性。

混合法是同时采用上述两种調节法組合而成,在工业上很少遇到,只有在特殊的情况下由于技术上的需要才加以采用。

在工业上这两种被調裝置的基本供給系統以集中系統用得較多。

1. 节流式調节机构的流体力学特性

节流式調节机构的調节作用在于改变它的流通截面会显著地改变流阻值,这就使調节机构中压头損失发生变化,因而

① 原书为轉数。

变更通过被調对象的流体量。从流体力学的观点来看,这是流体在装有节流件的管道中流动的一种个别的情况。这种情况只是对测量用节流装置如孔板和噴嘴基本上已有詳尽而全面的研究。虽然在目前的节流式調节机构的結構中,其工作部分的形状和測量用节流件的形状有頗大的差別,但它們对流动的作用是相似的,并可用相同的流体力学关系式来表示。因此可适当地研究一下作为調节机构特殊变形的标准測量孔板在流束中的工作情况。

在装有节流装置的管道里,流动的特性大致上可从图3足够清楚地看出。



图3 管道里装有节流件的流束

由于流向节流件流束中的流体质点約从其前面 $0.6D$ 处 (D 为节流机构連接管的內徑), 就按照向着节流件孔口聚集的曲綫軌迹流向节流件。这时速度場发生了变化, 因而压力場的特性也很复杂。在流束中心部分的质点愈接近节流孔口速度愈快(在节流件后面达到最大值), 流束外緣质点的流动速度却显著地降低。愈接近节流件, 距流束中心綫最远处质点的速度下降得愈厉害。在节流件前面的角落里, 速度变为零, 因此压力升到最高值。紧靠孔口处, 由于近流动中心綫的质点运动所产生的向心力作用, 流束外緣的质点循着凸向流束和节流件中心綫的曲綫軌迹流过孔口边緣。这时, 外緣质

点产生的离心力压缩流束，结果节流件孔口后面的流束截面通常要小于孔口本身的截面。这种压缩过程要在节流件后面一段距离才结束。在这里流束的横截面最小，流束的平均运动速度达到最大值，而压力降至最小值。

以后流体顺着管道流动时，由于粘性摩擦力及紊流交换的作用，流束强烈地冲击着围绕它的流体。流束的截面逐渐扩大直到流体完全充满管道截面；这时流体的运动速度降低，而管道里压力却增加了。这样，流体的一部分动能转化为压力势能，而另一部分则转化为热能，成为不可恢复的压力（压头）损失。这种流束的速度下降^①和压力的增长过程称为水击。

由于压力增加和流动速度下降而使流束扩展的过程，主要是在节流件后面 $4\sim 5D$ 的区域里进行的。但是，这个过程和流束形状的变换，直到距节流件 $20D$ 处尚未全部结束。

在节流式调节机构中不可恢复的损失是以下一些损失之和：

- 在节流件中流体的内摩擦损失；
- 流体与节流装置壁之间的摩擦损失；
- 节流件后面的水击损失。

在节流式调节机构的常用结构中，水击损失，即节流件后面的流束涡旋膨胀损失是上述损失的主要部分。

2. 节流式调节机构在调节系统中的工作情况

节流式调节机构的流阻与其活动部分（蝶阀、柱塞、阀门等）的位置，即开度有关。最小开度时阻力最大，最大开度（全开）时阻力最小。流阻是以阻力系数表征的，它与调节机构上

^① 原书为损失。

的不可恢复压力损失有直接的关系。

我們研究一下在混合式給水預热器里温度調节的情况(图4)。

在总管里蒸汽的压力和温度保持恒定,給水預热器里的压力也保持恒定。蒸汽从总管經管道和調节机构进入被調对象(給水預热器)。当給水預热器里的水温超过最佳值时調节机构就关闭流通截面,减少供汽量,而当温度降低时开启流通截面,增加給水預热器的蒸汽輸入量。

如果总管里干蒸汽压为 P_1 , 而給水預热器里的蒸汽压为 P_2 , 則在系統里总压力损失为

$$\Delta P_c = P_1 - P_2$$

总压力损失可表示为两部分損失之和: 在綫路上的压力損失和在調节机构上的压力損失

$$\Delta P_c = \Delta P_{\pi} + \Delta P_{p.o}$$

在紊流情况下(高雷諾数时)可由下式确定

$$\Delta P_c = \zeta_{\pi} \frac{\gamma w_{p.o}^2}{2g} + \zeta_{p.o} \frac{\gamma w_{p.o}^2}{2g} \text{ 公斤力/米}^2$$

式中 ζ_{π} ——对調节机构入口管中流体平均流速而言的綫路的假定阻力系数;

$\zeta_{p.o}$ ——对調节机构入口管中流体平均流速而言的調节机构的阻力系数;

$w_{p.o}$ ——在調节机构入口管中蒸汽的平均流速, 米/秒;

γ ——工作状态下蒸汽的平均重度, 公斤/米³;

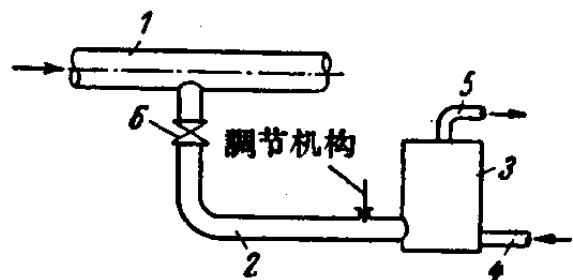


图4 混合式給水預热器水温調节示意图

1—蒸汽总管; 2—供汽管; 3—給水預热器; 4—冷水进水管; 5—热水出水管; 6—关断閥

g ——重力加速度, 米/秒²。

在此情况下系统总压力损失为常数, 但当调节机构工作时在管路上和在调节机构上的压力损失就重新分配(图5)。

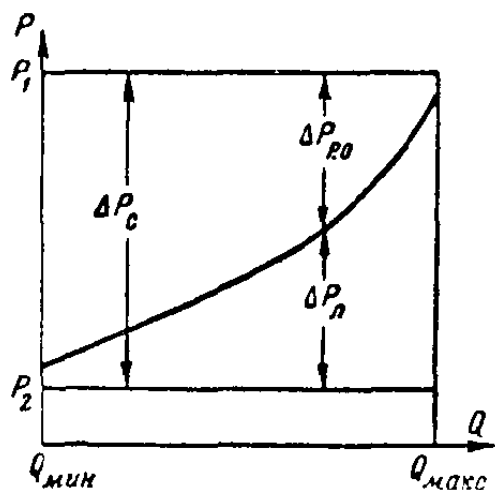


图5 管路和调节机构之间
压力损失分配图

调节机构的最小开度对应于最大的阻力系数 $\zeta_{p.o}$ ^①，这时在调节机构上产生最大的压力损失 $\Delta P_{p.o}$ ，而在管路里由于管路的蒸汽流量最小 ($Q_{мин}$) 和流速最小，其压力损失也是最小。

当调节机构开启时其流通截面增大，使流量增加。这时在调节机构上的流阻和压力损失减少，而在管路上的压力损失增大了，这是因为提高流量就使管路里蒸汽的流速增加。

3. 节流式调节机构阻力系数的测定

只有用实验方法才可能很精确地确定出节流式调节机构的阻力系数。为此采用了特制的装置，在装置中空气或水处于压力下流经节流机构。要研究液体粘度对阻力系数的影响时，可采用油作为工作液体。用特制的预热器改变油温，就能在很大范围内改变其粘度。

空气实验装置

空气装置用于研究在低静压气流中工作的节流式调节机构。装置由电动机带动的离心式鼓风机和直管段组成，直管段中装着待研究的调节机构(图6)。

① 原书为 $\xi_{p.o}$ 。

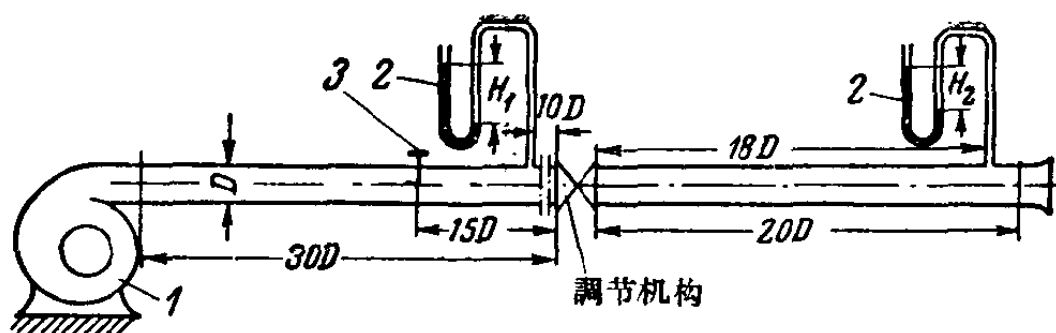


图6 测定节流式调节机构阻力系数的空气实验装置示意图

1—鼓风机； 2—差压计； 3—动压管

当调节机构上的压降与调节机构前面压力的比值很小， $\frac{\Delta P_{p.o}}{P_1} < 0.02$ 时，可以认为空气与不可压缩的液体一样，如果 $\frac{\Delta P_{p.o}}{P_1} > 0.02$ ，则在计算中必须考虑空气压缩性的校正。

管道的直线段长度应不小于 $40D$ (D 为管道内径)，调节机构装于其间。在管道的输出端装着扩散形喷管，以减少管道终端气流的扰动作用。转子的转动使鼓风机壳体里和直线管道输入端的空气质点按曲线轨迹运动。这时空气质点所产生的离心力使气流挤向管道的顶部；因此管道顶部的空气流速大于底部(图7)。在管道截面上这样的速度畸变一直保持到距鼓风机 $20D$ 处才逐渐地均衡。因此，为了使进入调节机构的气流无论在垂直面上，或在水平面上速度分布都正常，必须装设流束导直器。

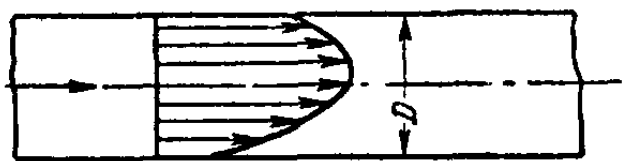


图7 在直线管道垂直平面上的流速分布图

图8所示的流束导直器是由一束直径为 $12 \sim 15$ 毫米和长度为 $350 \sim 400$ 毫米的薄壁管子构成的。

流束导直器装在直线管道入口距连接法兰为一个直径的

地方。在鼓风机和管道法兰之間装着网眼为 0.3~0.5 毫米的薄金属网。

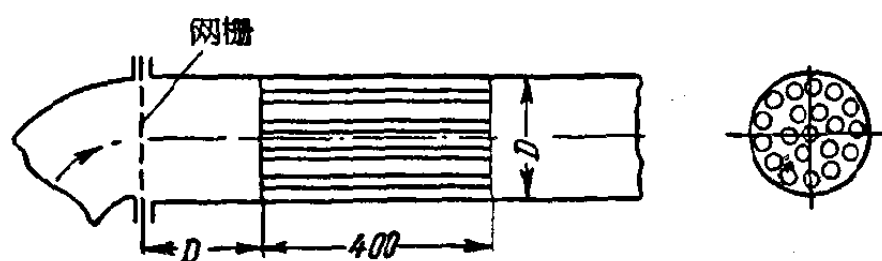


图 8 在管道上装設网栅和管状流束导直器的簡图

在連結管道各构件或安装調节机构时必须注意使法兰之間的衬垫与連結部分的內表面齐平，而各个部分应该与截面准确地重合，并在法兰上有导銷。

用水或水銀的差压計測量調节机构前后的压力，而在低压时应用微压計，这些差压計用內徑为 4~6 毫米的接管連接。

为了准确确定調节机构的开度并将其活动部分定在一定位置上，装設帶有指示器和鎖紧螺釘或游标的标尺。

將調节机构的全行程分为 10 等分，測定 10 点，即活动部分十分之一行程各点的阻力系数。

回轉蝶閥的阻力系数是按每 10° 工作角来測定的。

根据下式确定調节机构活动部分各位置的阻力系数

$$\zeta_{p.o} = \frac{2g\Delta P_{p.o}}{\gamma w_{p.o}^2} \quad (1)$$

在調节机构上的压降按下式計算

$$\Delta P_{p.o} = (P_1 - P_2) - \lambda \frac{l_1 + l_2}{D} \frac{\gamma w_{p.o}^2}{2g} \text{ 公斤力/米}^2 \quad (2)$$

式中 P_1 ——調节机构前面的空气压(差压計示值)，公斤力/米²；

P_2 ——調節机构后面的空气压(差压計示值), 公斤力/米²;

$l_1 + l_2$ ——除調節机构壳体外, 接管之間的直綫管段, 米;

λ ——管道的摩擦損失系数;

D ——管道內徑, 米。

为了求得流速, 用装在管道軸綫上的动压管測定动压头, 这种位置对应于最大的动压头。而最大流速由下式計算

$$w_{p.o. \text{ макс}} = \sqrt{\frac{2gH_{d. \text{ макс}}}{\gamma}} \text{ 米/秒} \quad (3)$$

根据下式求平均流速

$$w_{p.o} = kw_{p.o. \text{ макс}} \quad (4)$$

对这种装置, 用实验法确定校正系数 k , 在計算中可取为常数而与負載无关。为了确定 k , 在調節机构平均开度下, 用动压管在垂直方向和水平方向上每隔十分之一的管道內徑測定其动压头。从求得的 H_d 值計算算术平均值。把 $H_{d. \text{ ср}}$ 代入式(3), 求出平均速度 $w_{p.o}$, 并按下式求 k

$$k = \frac{w_{p.o}}{w_{p.o. \text{ макс}}}$$

当管徑与調節机构內徑不同时, 平均流速由下式确定

$$w_{p.o} = w_{\text{тр}} \frac{F_{\text{тр}}}{F_{p.o}} \quad (5)$$

式中 $F_{\text{тр}}$ ——管道流通截面积;

$F_{p.o}$ ——調節机构入口管流通截面积。

每次将調節机构活动部分移动最大行程的十分之一, 然后讀取仪表的示值。移动是按一个方向順序进行, 例如从全閉的位置到全开的位置, 或者相反。对活动部分的每个位置記下 2~3 个仪表示值, 而在計算时取算术平均值。

对大尺寸調节机构不便进行实验研究，因为要有大型装置、大功率的鼓风机和电动机。但可以采用模型，即用较小尺寸而结构完全相似的調节机构来代替。

对直径与管径不同的調节机构，可按一段异径連接管进行研究，接管的錐角应不大于 8° 。

研究矩形流通截面的調节机构时，必須有一段同样截面形状的可換管段。

測定这种調节机构阻力系数的方法与圆形截面調节机构的研究方法一样。

水实验装置

对在較高靜压下工作的节流式調节机构：截止閥、調节閥、旋塞和閘閥是在水实验装置上进行研究。

水实验装置如图 9 所示，它是由高位槽 1、两个計量槽 2、排水槽 4、泵 6 和管道等組成的。高位槽有一垂直隔板，由于水經管 5 溢到排水槽去，可保持高位槽中水位恒定。泵的最大出力要比被研究的最大尺寸的調节机构的最大流量大 10%。实验时必须注意使高位槽中的液体总是經隔板溢流出来。

計量槽用坚实的垂直隔板分隔开，隔板較外壁低 100 毫米。

当一个槽注滿后，把活动管 8 撥到第二个槽；同时多余的液体由第一个槽經隔板溢到第二个槽，因此第一个槽完全充灌到溢出隔板的水位，保証液体測量的精确度。計量槽整个的横截面应均匀相同。应經精确校准，并且有帶着标尺的水位玻璃，以确定槽中的液体量。放水时提起塞子 3，塞子应能紧密地关闭放水孔。

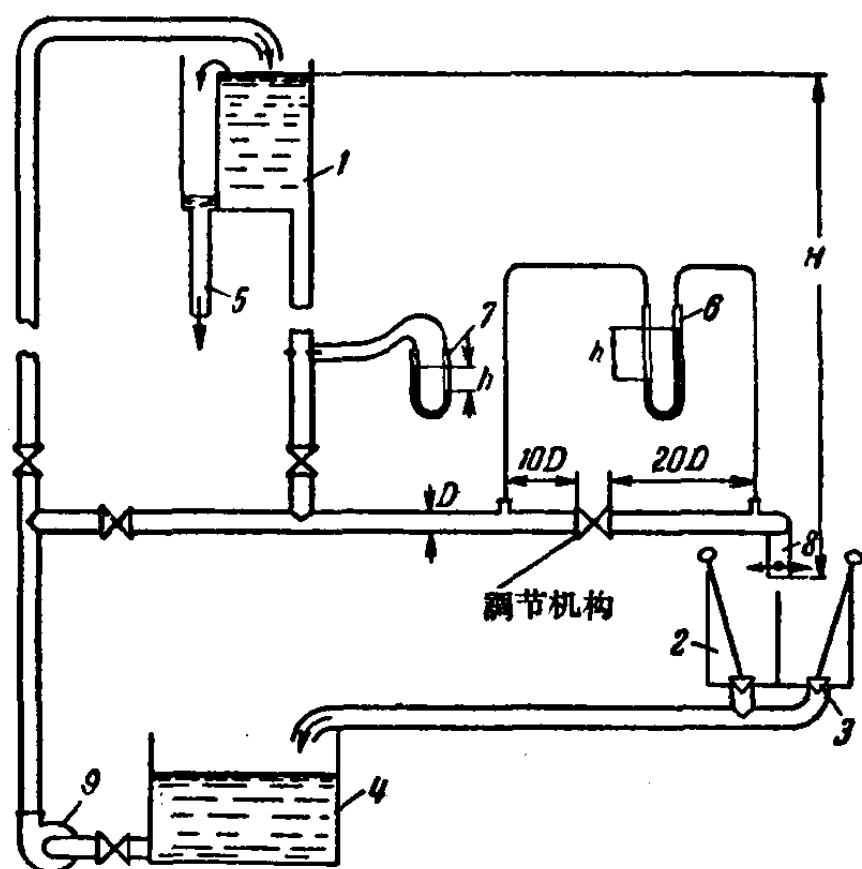


图9 测定节流式调节机构阻力系数的水
实验装置示意图

这种水实验装置按闭路循环工作,不把水排到下水道去。排水槽 4 要能容纳全部环流的液体。

在这种装置上对节流式机构的实验研究是在系统为恒压降的情况下进行的,压头 H 值应不小于 $8 \sim 10$ 米。

試驗調節机构裝置有時直接接至离心泵(不用高位槽)。由於改變泵的出力時,壓頭也發生變化,這種裝置不能保證系統有恒定的壓降,這就使實驗研究變得複雜,並帶來附加的誤差。

这种装置有不少于 $40D$ 的水平直管段,被試的調节机构装于其中。直管段的直徑应等于調节机构的直徑,因此必須置备和各种尺寸調节机构相适应的、各种管徑的可換的直管段。

裝置的管徑應能通過試驗最大尺寸調節機構時的最大液體量。與主管道直徑不同的可換管段用錐角不大於 8° 的錐形異徑管連接起來。

系統要能在較高的壓頭下進行試驗；這時關斷高位槽，液體從泵直接送到直管段去。

在垂直的直管段上裝有銳孔板和水銀差壓計 7 以測量液體的流量，孔板由計量槽精確校準。

在調節機構及所包含的管段上的壓降用差壓計 6 測量。根據壓降的大小，差壓計可充填水銀、乙基碘或二氯乙烷。

調節機構上的壓降由下式確定

$$\Delta P_{p.o} = h(\gamma_3 - \gamma) - \lambda \frac{l\gamma w_{p.o}^2}{2gD} \quad (6)$$

式中 h ——差壓計示值，米水柱；

γ_3 ——差壓計充填液的重度，公斤/米³；

l ——差壓計兩接管間直管段的全長，米。

調節機構的阻力係數由式(1)確定。

式(6)的第二項是在直管段上的壓頭損失，它比在調節機構上的壓頭損失小得多，在某些情況下可以不必考慮。

此外，實驗的進行及資料的整理和在空氣實驗裝置上一樣。

用粘性液體工作的實驗裝置除在排水槽里裝有預熱器外與上述裝置類似。

加熱工作液體可用回管加熱器，通以水蒸汽或熱水，或在

① 原書為

$$\Delta P_{p.o} = h(\gamma_{p.o} - \gamma_3) - \lambda \frac{l\gamma_{p.o} w_{p.o}^2}{2gD}$$

又原書稱式(6)為用以確定調節機構及所包含的管段的總壓降，含意不清，經改譯如上。