

计 量 泵

通用机械研究所

梁贤光 袁天祐 陈贤杰 译

赵 胜 叶长根 技术校对

四室 容积泵组 校

一 九 七 三 年
十 二 月

说 明

本文是由日本机械计装公司技术部长小原正三编著的，曾于1963年连载于日本杂志《ケミカルエンジニアリング》（化学工程）上。该原版在文字和印刷上有些错误和不足，著者又于1970年对原版进行了部分修改和补充，并合订成册，本译文是根据1970年新版翻译的。

该文章内容比较丰富，对计量泵的原理、设计计算、应用与选型等方面有一定的参考价值，可供从事计量泵的设计计算、试验研究、选型和管道配置、使用维护等有关人员参考之用。

新版中的印刷、文字、计算公式和数字运算等方面仍有一些错误，我们在翻译时，尽可能地作了修正并加了译注。同时删去了前言和结束语，增加了目录。

由于我们的水平有限，译文仍可能有错误，欢迎读者提出宝贵意见。

译 校 者

1973年9月

目 录

第一章 计量泵概述.....	(1)
第一节 排量精度的问题.....	(1)
第二节 排量调节的问题.....	(4)
第三节 行程长度的调节方式.....	(4)
第二章 使用方面的问题.....	(8)
第一节 NPSH的问题.....	(8)
1. 离心泵的 NPSH	(8)
2. 往复泵(单缸式)的 NPSH	(10)
3. NPSH 的解释	(20)
4. NPSH 的举例	(22)
5. 多缸型往复泵的 NPSH	(31)
(1) 双缸泵的 NPSH.....	(33)
(2) 三缸泵的 NPSH.....	(35)
第二节 过流量的问题.....	(42)
1. 单缸泵的过流量	(42)
2. 双缸泵的过流量	(50)
3. 三缸泵的过流量	(54)
4. 防止产生过流量的措施	(57)
第三节 泵安装上的问题.....	(57)
1. 计量泵的配管	(57)
2. 泵的安装位置	(59)
3. 泵的安装高度	(60)
4. 安全阀	(62)
第四节 特殊液体的输送.....	(63)
1. 悬浮液的冲洗	(63)
2. 有毒液体的冲洗	(63)
3. 收集漏液的填料盖	(64)
4. 浓硫酸的输送	(64)
5. 在低温及高温下的使用	(65)
第三章 计量泵的力学.....	(66)
第一节 柱塞的驱动机构及脉动波形.....	(66)
1. 正弦波形的情况.....	(66)
2. 曲柄运动的情况.....	(67)
3. 非对称的曲柄运动	(69)
4. 快速返回运动	(70)

5. 调节行程的振子式机构	(72)
第二节 消除脉动的方法	(77)
1. 脉动率	(77)
2. 空气室的设计理论	(78)
3. 脉动系数 ϕ 的值	(81)
4. 计量泵的脉动率变化	(82)
5. 空气室的设计例题	(83)
6. 空气室自动控制理论的研究	(84)
7. 脉动缓冲器	(90)
8. 脉动缓冲器设计举例	(94)
9. 平流泵(无脉动泵)	(96)
第三节 球阀的运动	(98)
1. 球阀的运动方程式	(98)
2. 运动方程式的近似解法	(100)
第四节 容积效率	(103)
1. 容积效率降低的原因	(104)
2. 泵缸容积比对容积效率的影响	(107)
3. 行程调节机构和容积比的变化	(112)
4. 行程比 ξ 与容积效率 η_v 的关系	(116)
第四章 计量泵的使用例	(118)
第一节 计量泵的优点	(118)
第二节 计量泵在连续流程中的应用	(119)
1. 在连续流程中, 阻聚剂、触媒的注入方式	(120)
2. 悬浮液的比例注入	(120)
3. 药液的浓度调整	(121)
4. 造纸用胶糊的调制	(121)
5. 药液调合装置	(122)
6. 药液喷雾	(122)
第三节 自动控制方式	(123)
1. 开式比例控制	(123)
2. 不使用控制仪表的比例控制方式	(124)
3. 闭式自动控制	(125)
4. 温度自动调节	(125)
5. 浓度调节	(125)
6. 开式、闭式两种方式混合使用	(126)
第四节 计量泵自动控制的特殊用法	(126)
1. 利用连续滴定调节强酸强碱的浓度	(126)
2. 高压发生装置	(126)
3. 连续粘度计的应用	(126)

计 量 泵

(日) 小原正三

第一章 计量泵概述

本文所述的计量泵是活塞或柱塞在泵缸中作往复运动,使液体吸入和排出以输送液体的往复泵,其排量能准确地进行调节。它有下列种种叫法:

- Controlled-Volume Pump (调量泵);
- Variable-displacement Pump (可变排量泵);
- Chemical-feed Pump (化学药液注入泵);
- Metering Pump (计量泵);
- Proportioning Pump (比例泵);
- Variable-Capacity Pump (可变排量泵);

而且制造厂和使用部门的叫法各不相同。

过去,往复泵在各部门中获得了广泛的应用,但只是为了输送液体,或者用作较高压力的输液泵,而没有高精度计量的目的。因此,泵的性能比现在的计量泵相差很远。计量泵有下列三个特点:

1. 排量准确。精度在 $\pm 1\%$ 以内;
2. 排量不随压力、粘度和液体的其它物理性质而变化;
3. 排量可以调节;

第一节 排量精度的问题

排量准确是计量泵最大的特点。例如,精度为 $\pm 1\%$,若最大排量为100升/时,则无论何日何时进行测量,其排量都在101~99升/时的范围内。普通的工业计测仪表(流量计、压力表等)误差精度为 $\pm 1\%$ 算是好的,而且是以仪表的最大刻度的%来表示误差精度的。因此,在常用的仪表刻度的50%附近,相对误差必然为 $\pm 2\%$ 。在通常的使用条件下(粘度接近水,压力为10个大气压)计量泵的精度为 $\pm 1\%$ 并不算好。如果精度不在 $\pm 0.5\%$ 以内就不算是优秀的。误差的%一般是对泵的最大排量而言,但是设计、制造适当的泵,即使是在最大排量的20%下使用,相对误差也能保持在 $\pm 1\sim 0.5\%$ 的范围内。排量小的泵,为了保证精度,必需使绝对误差按排量成比例地减小。话可以这样说,但却是不容易做到的。

以往,在化学工业上使用的泵,大抵是蜗壳泵(离心式)和容积式的齿轮泵或转子泵,因此能熟练地掌握这些泵的使用技术的人很多,所以,有的人脑子里首先想到的是,泵的排量是随着液体的粘度、吸入和排出的压力及压差而变化的。对计量泵的定量性不予信赖,而特意同时使用转子流量计等情况是存在的。过去的往复泵对排量精度没什么要求,所以不用说精度,就是在结构、耐用性方面有的也是有负信赖的。

容积式的转子泵是两个以上的齿轮形或特殊形状的转子互相啮合旋转,每转过程中工作室的容积发生变化,从而吸入和排出与容积增减变化量相等的液量,但因为液体从转子与壳

体之间、转子相互间接触面的间隙回流，所以不能达到理论上的排量。

这个回流量与泵的压差成正比，与液体的粘度成反比。以数学式表示如下：

$$\Delta O_s = \frac{\Delta p b \delta^3}{12 \mu l} \quad (1)$$

式中： ΔO_s ——隙间回流量；

Δp ——泵的压差；

δ ——隙间距离；

b ——间隙的宽度；

l ——隙间流动方向的长度；

μ ——液体的粘性系数。

本式适用于隙间狭流为层流的情况。

随着壁面的磨损，间隙 δ 增大，回流量就显著增大。转子泵和柱塞式油压泵等随着使用时间的增加，性能当然是要变坏的。图 1、图 2 显示出转子泵性能的一个例子。

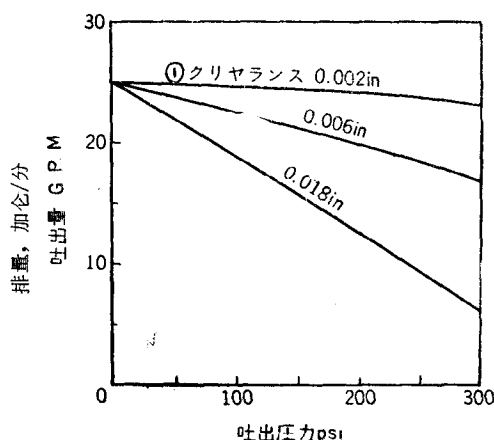


图 1 压力、间隙、排量的关系（转子泵的代表性例子）

①间隙；②时。

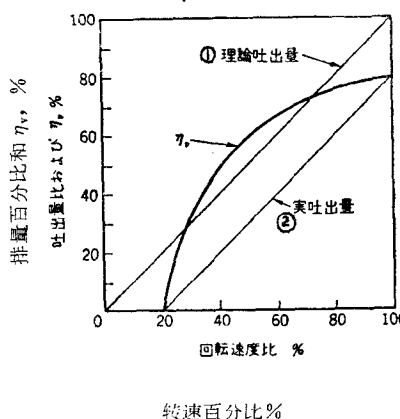


图 2 转数与排量及容积效率 η_v 的关系（转子泵代表性例子）

①理论排量；②实际排量。

齿轮泵中，液体从齿轮侧面与壳体间的间隙、齿顶与壳体内表面间的间隙回流。油压泵，由于油有润滑性，所以磨损小而泵的寿命长，但是用于腐蚀性强的化学液体的不锈钢泵，由于金属壁面的材质缺乏耐磨性，所以随着液体的侵蚀和腐蚀，间隙增大，泵的寿命通常是显著缩短。

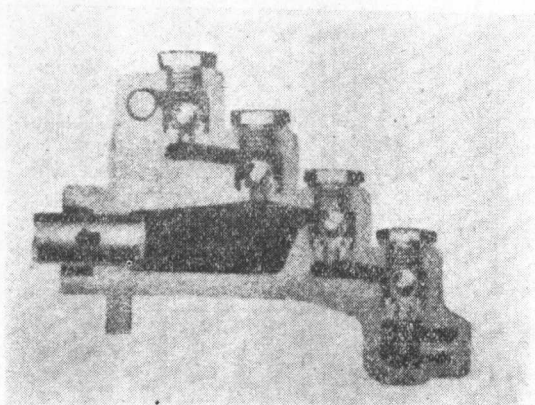
采用这样性能的泵时，为了实现化工流程计量的自动化和连续化，则泵只送出一定的排量或者仅作为给液体以流动能量的手段，而必需使用根据流量调节仪表或压力、粘度、温度等条件而动作的流量调节阀来进行旁路调节。

很适用于作高压油泵的柱塞泵，其柱塞和泵缸间的滑动面是靠精密的对研配合来防止液体泄漏的，但无论怎样高的加工技术，其密封的理论是以公式（1）所表示的流动为前提，由于有压差 Δp ，所以泵的排出性能总是随着排出压力和粘度的变化而变化。

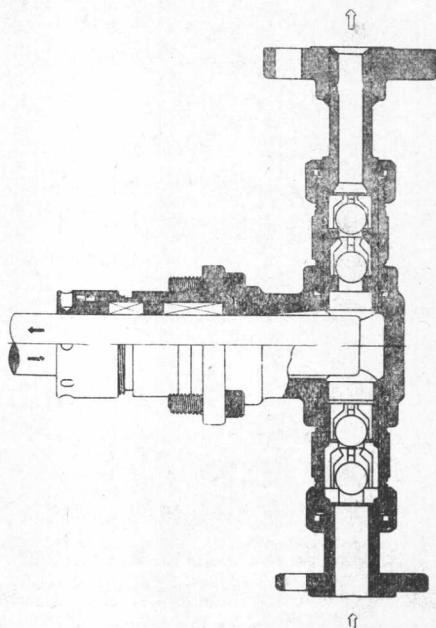
柱塞式计量泵没有金属壁面间相互滑动的部分。柱塞和泵缸之间有足够间隙绝不会接

触，所以泵缸内表面的加工水平与泵的性能无关，而且泵缸也不会磨损。柱塞的滑动面采用特别严格挑选的软质填料来保证密封，绝无泄漏。然而，考虑到填料的寿命，有时让液体有极为微量的泄漏以润滑填料较好。即使在这种情况下也不会影响排量精度。为了防止泄漏，填料和柱塞间的摩擦是相当大的。因此，填料的消耗和柱塞的磨损是影响泵寿命的关键问题，也是制造厂最注意的地方。在转子泵中，泵的压差是靠固体滑动面间的液体摩擦阻力来保持的，相反地，在计量泵中，这个压差完全靠止回阀来保持，在阀关闭后没有泄漏。阀与阀座的密封性不好而液体泄漏，这对计量泵的制造厂来讲是一件羞耻的事，制造出这样的泵来，要保证精度为 $\pm 1\%$ 就毫无根据了。话虽这样说，但在输送浆液的场合，有时由于固体微粒楔入密封面而妨碍着阀的密封。为了对付这种情况，在吸入和排出侧都装设两层止回阀。一层失灵时还有一层保证，两个阀互相协力，避免故障发生。采用球阀时，随着阀的开闭运动，阀球不断自转，实现了阀接触面的自洁作用。

阀的立体布置可以大致分为阶梯型 (Step type) 和重叠型 (Column type)。照片 1 是 Milton Roy 公司式的阶梯阀，照片 2 是重叠型阀的一种。



照片 1 Milton Roy 公司的阶梯阀



照片 2 水力部分 (日机装)

阶梯型布置阀的优点是阀、阀座的检查、清洗容易，无需拆卸管路就可以进行。重叠型布置阀的优点是阀体容易制造，全部零件可以一个个拆开，所以能彻底地清洗，零件的更换也方便，而且价格低，性能方面由于液缸部分的余隙容积小，可以提高容积效率。对此在另外章节再详述。

排量在 1000 毫升/时以下称为微量泵，由于微量泵的一个行程中，排量只有 $1/100 \sim 1/1000$ 毫升，因此即使阀球有极为微小的形变也会影响精度。小直径球体的椭圆度是以 $1/10$ 微米为单位来要求的。

要争取泄漏量小于 0.1% 主要受到阀开闭时滞后时间的影响。阀球上下跳动，而在阀座上停顿的时间如果有数十分之一秒的差异，则每次的排量就会不均匀，而使精度变坏。对泵的

精度有重大影响的其它因素是液体中气体含量、存留在泵缸的气泡、液体的压缩性等等。

第二节 排量调节的问题

转子泵是采用调节转数或用旁路阀使一部分排出液体向吸入侧回流的办法来调节流量的,在这种情况下,必需用流量计来检测流量。然而,泵的性能随着压力、粘度的变化而变化,旁路的流量也是变化的,所以调节就更麻烦。因而必需采用自动控制阀。计量泵或者是对行程长度进行机械式调节,或者是连续改变泵的转数来调节流量。根据一定的转数、一定的行程长度可以直接得知一定的排量。因此,泵的性能必须是完全可以信赖的。原则上转数调节表的刻度或行程长度的指示刻度必须与泵的实际排量成正确的线性关系。图3是计量泵排出特性的一个例子。

虽然希望排量不随排出压力变化而变化,但由于感应电动机的负载特性,随着负荷的增大,转数不可避免地降低,所以随着排出压力变高,排量就稍微减少。忽略这种对应于压力微小变动的排量变化并无妨碍。但随着压力增高而排量出现过大的变化则是其它原因所致,如果不进行认真地调查,泵的精度就不可信赖。

转数的调节方式有下列各种:

a. 变速电动机:

交流整流子电动机;

直流电动机可控硅调速

电磁滑差调速异步电动机

b. 感应电动机 + 变速机

变速机有:

可变皮带轮式;

链式 (P.I.V.);

环锥式;

液力变矩器;

摩擦盘无级变速机。

它们都是通过减速机使泵的曲轴旋转。变速机调节装置的刻度与输出轴转数保持线性关系较好,如果是非线性时,则必需预先求得刻度和转数的校正曲线,或者训练出能用凸轮装置作线性调节的工人。特别是在自动控制的场合,必须考虑这一点。

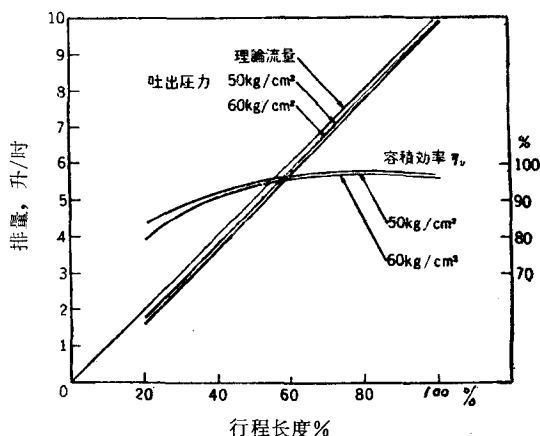


图3 计量泵的特性曲线例

电机1/2马力(400瓦) 4P 220V; 转数69转/分;

第三节 行程长度的调节方式

1. 在泵停止运转的状态下,借助于曲柄丝杠来调节、固定曲臂长度的方法。

曲柄臂长度为行程长度的 $\frac{1}{2}$ 。

图4示出樱制作所造的SSS型泵的结构。曲柄销①的位置借助于丝杠②的调节而上下移动,从而使曲臂长度R增加或减少也就调节了行程长度。

2. 在与曲柄相连的驱动连杆和与十字头相连的连杆之间,借助于丝杠的调节,能在运转中改变两连杆支点相对位置的结构。

图5是樱制作所制造的Q型装置图。在曲柄③和十字头⑥之间有连结驱动连杆④和连杆⑤的机构。随着手柄的旋转,借助于链条的传动,使蜗杆⑩、蜗轮⑪、调节丝杆⑧转动,从

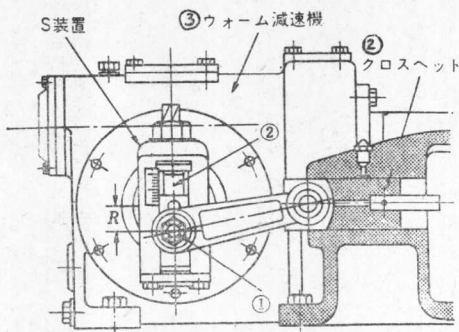


图4 SSS型泵的S型行程调节机构
②十字头；③蜗轮蜗杆减速机。

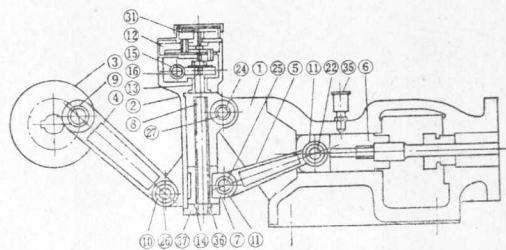


图5 SSS型泵的Q型行程调节机构剖面图

而滑块③上下移动，进而使连杆⑤的一端①上下移动，该端点①到振子运动的支点②的距离就发生变化，行程长度就随着这个距离成正比例变化。

富士计量泵的S型调节机构原理是相同的，但它的设计特点是：随着行程长度变小，柱塞的平均位置往前移动，使余隙容积保持不变。行程长度借助于用数字表示的计数器来读取，它可以读到1/1000。

3. 十字头的移动量不变，调节柱塞的移动游隙量从而使行程增大或减少的方法以及用弹簧将柱塞压紧在偏心驱动凸轮上，用适当的限位装置限制柱塞后退的方法。

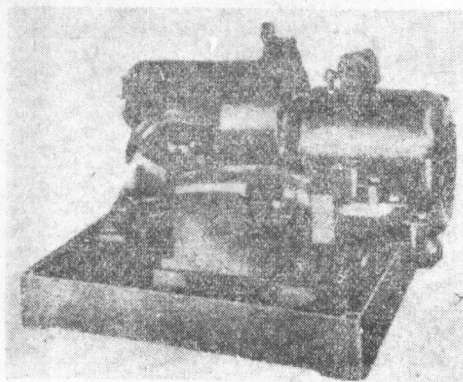
两种方法柱塞都不连续运动，每个行程中有小段时间的停顿。Hills-McCanna公司的U型泵是前者的例子。后者是很适用于微量泵的调节方法，为Milton Roy公司的Mini泵和Lapp Insulator公司的“Microflo pulsafeder”所采用。

4. 借助特殊的机构直接改变偏心盘的偏心量的方法。这种方法有在运转中能调节的和停车后调节的两种。这种机构多是在密闭的壳体内在油浴润滑中运转的。

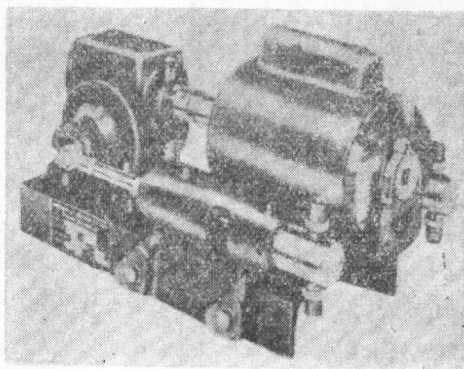
属于这种方法的有Bran & Lubbe的精密计量泵。Wallace & Tierman Inc.的100、150系列泵、Philadelphia Pump & Machinery公司的计量泵、富士特殊泵工业(株)的U型泵等等。

5. 其它的方式

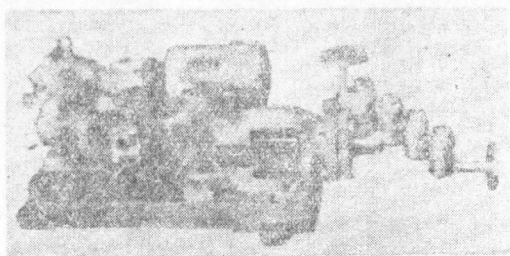
行程的调节方法，各制造厂各不相同，还有各种各样的方法，在后章再详细叙述。



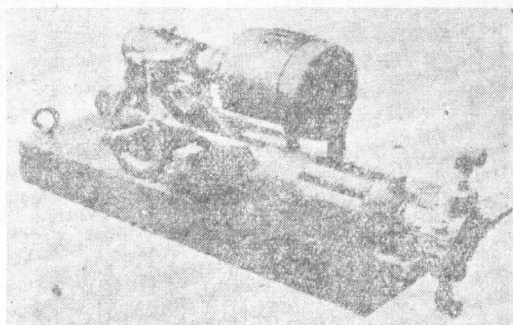
照片3 丝杠调节式泵 (Milton Roy 公司)



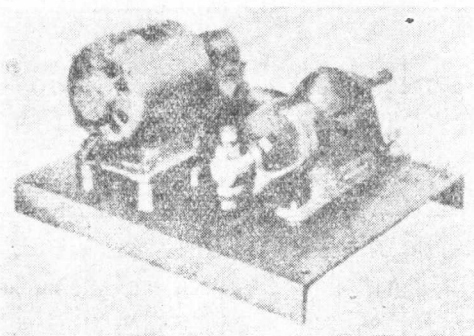
照片4 丝杠调节式泵 (American Meter 公司100系列)



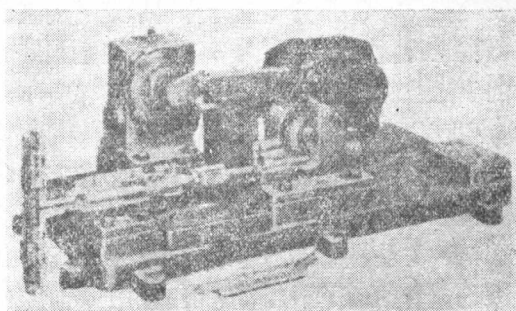
照片5 SSS 型泵 Q 型 (櫻制作所)



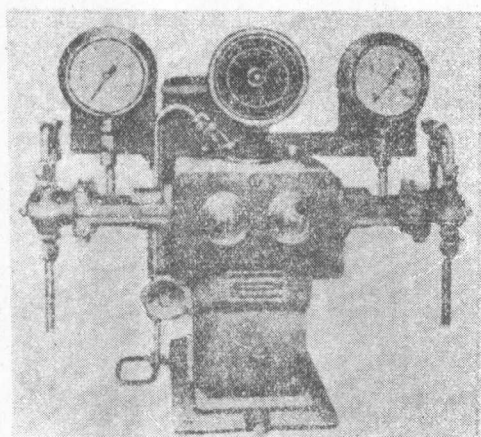
照片6 富士 S 型计量泵 (富士特殊泵工业)



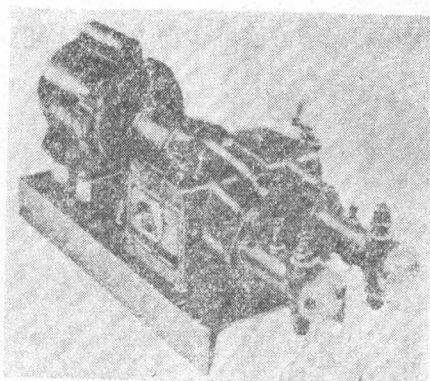
照片7 Mini 泵 (Milton Roy 公司)



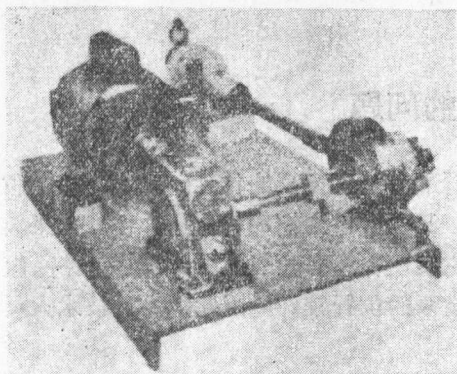
照片8 Hills-McCanna U 型泵



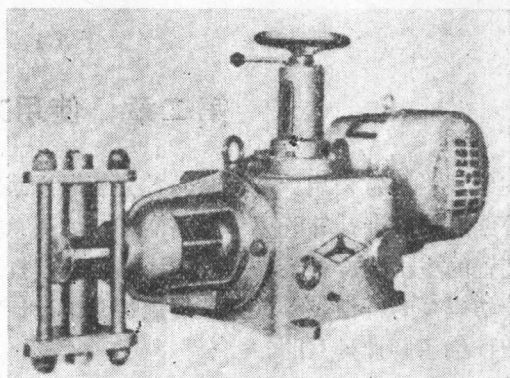
照片9 Bran & L b be 精密计量泵



照片10 Wallace & Tierman Inc. 双列
单联150系列泵



照片11 Philadelphia Pump & Machinery
公司的计量泵 (调节装置外露型)



照片12 富士U型计量泵

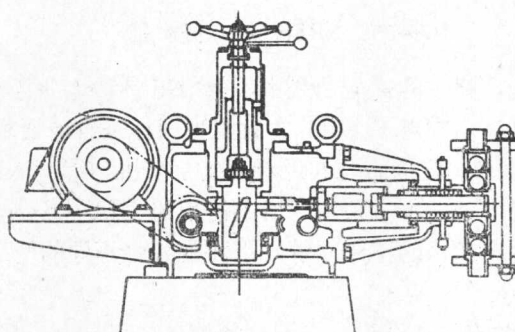


图6 富士U型计量泵的剖面图

从排量的再现性来讲,若调节机构在使用中出现毛病、指示刻度不正确、刻度读数的人为误差大等等,则尽管泵本身是好的,但总的精度将变坏。

驱动原动机采用感应电动机是最普通的,但也有用油压或气压直接驱动的,或者采用气压发动机/油压马达、燃气机等来驱动。这时保证泵的转数正确、稳定是个关键问题。电动机如果在额定功率下满载使用,其转数相对于同步转数有5%左右的滑差,所以为了避免转数随负荷变化,要选用容量足够大的电动机,通常是以电动机额定功率的40~60%来满足泵的最大负荷,这是一般的常识。因此,从电动机出力方面看来,泵的效率似乎是非常低的,这也是不得已的。

第二章 使用方面的问题

在装置中决定采用计量泵时,首先要考虑泵的设置能充分发挥泵的特性。泵的安装位置、管路系统的设计等既要考虑提高工艺流程总效率,又要考虑到维护检查的方便。如果为了把装置的主机装设得很完善,都认为泵是副机就把它装设在不合理的地方,那样管路系统必然会妨碍泵的特性。尽可能在装置的总体设计中决定泵的位置较好。因此,设计技术人员是希望详细了解计量泵的。

本章下面将详细叙述一旦设置错了就会彻底破坏泵的特性的 NPSH 问题。特殊条件下设置泵的各种问题、维护的问题等等。

第一节 NPSH*的问题

就离心泵而言,在制造厂样本的性能曲线中,都给出 NPSH 的特性,因此 NPSH 是众所周知的术语。对于往复泵,用户对 NPSH 的数值也同样是有要求的。然而,两种泵的 NPSH 是不能用同样的方法来决定的。与其说对往复泵来讲 NPSH 这个术语存在问题,莫如说需要有其它适当的术语来表示。本文采用习惯上使用的 NPSH 这个术语,为了消除在决定参数时屡屡出现问题的对这个术语的不同理解,下面就各种不同的情况详细予以论述。

1. 离心泵的 NPSH

首先从离心泵的 NPSH 的定义讲起,进而搞清楚在往复泵上 NPSH 有那些不同。离心泵的 NPSH (净正吸入压头) 可作如下理解。

NPSH 是指泵入口总压头 (静压头 + 动压头) 换算到泵中心位置的值扣除液体在该温度下之饱和蒸汽压后的剩余压头值,并以液柱高度表示之。

$$\text{NPSH} = H_1 - \frac{p_v}{\gamma} \quad (2.1)$$

$$\gamma \cdot H_1 = p_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \text{静压头} + \text{动压头};$$

$$p_1 = p_i - \gamma x \quad (\text{参照图 7});$$

p_1 = 泵入口的静压

p_v = 液体在该温度下的饱和蒸汽压 (公斤/米²);

γ = 液体在该温度下的比重 (公斤/米³)。

吸液槽的总压头 H_s 为

$$H_s = \frac{p_a}{\gamma} \pm h_s$$

p_a = 吸液槽液面的压力;

h_s = 液面与泵中心位置的高度差,液面在上时取 + 号。

* 由于没有适当的译名,所以照原文采用 NPSH。能否译成净正吸入压头?

Suction head 有各种各样的意思。

以大气压为基准,如果是负值则该值是吸上高度 (Suction lift),如果是正值则是灌注头。而净正吸入压头则表示压头的绝对值。

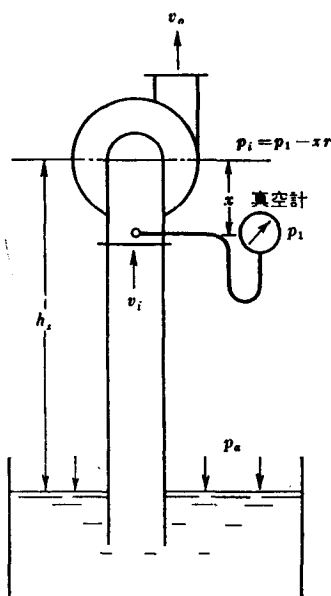


图 7

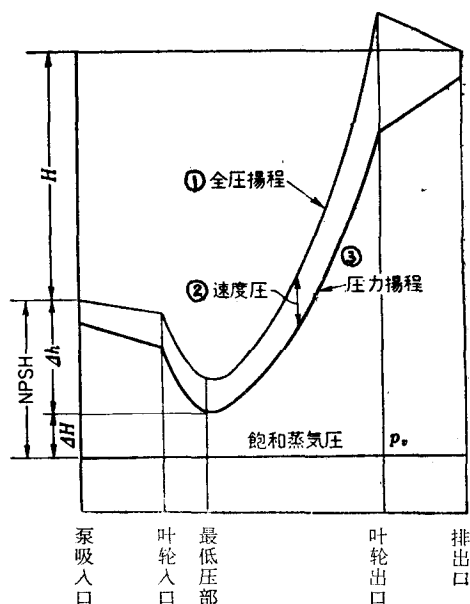


图 8 离心泵内的压力变化

①总压头；②速度头；③静压头。

设 h_1 为从液面到泵入口的阻力损失，即

$$H_i = H_s - h_1$$

$$\therefore \quad \text{NPSH} = H_s - h_1 - \frac{p_v}{\gamma} \quad (2.2)$$

$$\text{或} \quad \text{NPSH} = (p_a - p_v) \frac{1}{\gamma} \pm h_s - h_1 \quad (2.3)$$

图 8 显示出从离心泵吸入口到排出口之间的压力变化。

设叶轮中出现的最低压力为 $p_{\min}$ 并设

$$\Delta h = H_i - \frac{p_{\min}}{\gamma}$$

则由于另方面有 $\text{NPSH} = H_i - \frac{p_v}{\gamma}$

$$\text{所以} \quad \text{NPSH} = \Delta h + \Delta H \quad \Delta H = \frac{1}{\gamma} (p_{\min} - p_v)$$

当 $p_{\min}$ 等于饱和蒸汽压时，叶轮内产生汽蚀，泵就不能正常运转。

$$\text{此时} \quad \text{NPSH} = H_i - \frac{p_v}{\gamma} = H_i - \frac{p_{\min}}{\gamma} = \Delta h \quad (2.4)$$

试验时，依次增大图 7 的 h_s (或者吸入管中装上节流阀进行节流)， p_i 亦即 H_i 就不断降低，求出开始汽蚀时的 $H_{i \min}$ ，又因知道液体的饱和蒸汽压，所以从式 $\Delta h = H_{i \min} - \frac{p_v}{\gamma}$ 求得 Δh 。正如式 (2.4) 所示，这个 Δh 就是泵正常运转时 NPSH 的最小值。

$$\text{NPSH}_{\min} = \Delta h = H_{i \min} - \frac{p_v}{\gamma} \quad (2.5)$$

实用上，只取比 $\text{NPSH}_{\min}$ 大 ΔH 的值作为要求的 NPSH— $\text{NPSH}_{\text{required}}$ — NPSH_r 。

$$NPSH_r = \angle h + \angle H \quad (2.6)$$

与此相对应,在实际的运转状态下,把由式(2.1)或式(2.2)决定的值作为有效的 $NPSH \cdots \cdots NPSH_{available} \cdots \cdots NPSH_a$ 以便区别。

为了保证泵正常运转, $NPSH_a > NPSH_r$ 是必须的条件。

$\angle H$ 的值是考虑到运转条件而由制造厂规定的值,水为常温常压时通常取 $\angle H \doteq 1$ 米。这相当于水温 20°C 时,温度升高 6°C 之饱和蒸汽压的变化值。像锅炉给水泵那样输送高温液体恐怕液温、液压有急剧变化的场合,要取足够的余量。

2. 往复泵(单缸式)的 $NPSH$

式(2.3) $NPSH = (p_a - p_v) \frac{1}{\gamma} \pm h_s - h_1$ 中,在像离心泵那样吸入液量可看作连续流动的情况下,其压头损失 h_1 在给定输液量 ($Q \text{ 米}^3/\text{时}$) 下可以用计算的方法来求得。

往复泵 Q 的瞬时值是在 $0 \sim$ 最大值之间周期性地脉动变化的。因此,吸入管的流动阻力时时在变化,而且由于脉动的加速度,管内液柱还附加有惯性损失。

阻力损失 = 流动阻力损失 + 惯性阻力损失

$$\text{即 } h_1 = h_f + h_i$$

在此,必须分开来考虑。

在泵吸入行程的始点,因为 $Q = 0$ 而加速度最大,则 $h_f = 0$ h_i : 最大。

在行程的中点,因为 Q 变为最大而加速度变为 0 , 则 h_f : 最大 $h_i = 0$

调量型 (Controlled Volume) 的泵,在同一台泵上,即使平均排量 (Q_0) 是相同的,但随着泵转数和行程长度组合的不同, h_1 的值也就不同。但这种情况下,对从泵的吸入口经止回阀到泵柱塞面的阻力损失值 (也就是相当于式(2.5)的 $\angle h$) 来讲也可以说是相同的。

采用离心泵时,一旦给定了吸入液量 Q_a ,即使泵还未选定,用户就可以根据液体的物理性质、吸入管长度、管径及管路中其它阻力元件的数量等算出 $NPSH_a$ 的值。

(1) 曲柄驱动的往复泵的吸入速度和加速度

研究一下图9所示的最普通的靠曲柄机构驱动的柱塞运动情况。

$$R = \text{曲臂长度} = \frac{1}{2} \text{行程长度} = \frac{S}{2}$$

L = 连杆长度

$$\lambda = R/L = S/2L$$

θ = 曲柄旋转角度,从前死点量起。取吸入始点 $\theta = 0$

随着曲柄的运动,十字头的位置为 x ,假定前死点 $\theta = 0$ 时, $x = 0$, 则从图可知

$$x = X_0 - X$$

在 $\triangle OPQ$ 中,

$$\begin{aligned} X &= \overline{OQ} \cos \theta + \overline{PQ} \cos \beta \\ &= R \cos \theta + L \cos \beta \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$\overline{OQ} \sin \theta = \overline{PQ} \sin \beta \rightarrow R \sin \theta = L \sin \beta$$

$$\therefore \sin \beta = \frac{R}{L} \sin \theta = \lambda \sin \theta$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \quad (2.8)$$

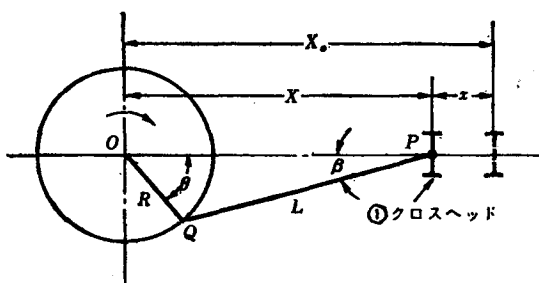


图9
①十字头。

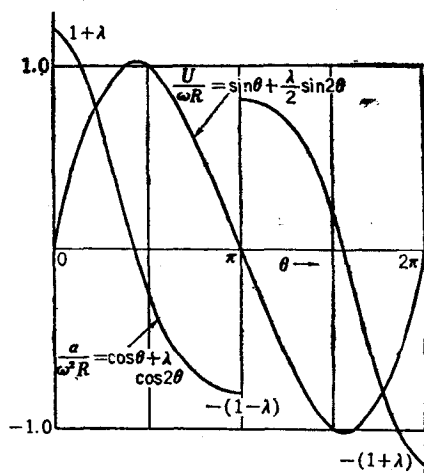


图10 柱塞的速度和加速度曲线

根据式 (2.7) (2.8)

$$X = R \cos \theta + L \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \quad (2.9)$$

$$X_0 = OQ + PQ = R + L$$

$$x = X_0 - X = R(1 - \cos \theta) + L(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}) \quad (2.10)$$

设柱塞的速度为U, 则

$$U = \frac{dx}{dt} = -\frac{dX}{dt} = \frac{d\theta}{dt} \left\{ R \sin \theta + \frac{L}{2} \frac{\lambda^2 \sin 2\theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right\}$$

设曲柄的角速度为 ω , 为方便起见研究等速旋转的情况, 以 $\frac{d\theta}{dt} = \omega$, $\frac{R}{L} = \lambda$ 代入上式, 则

$$U = R\omega \left(\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \frac{\sin 2\theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right) \quad (2.11)$$

因为普通的泵 $\lambda \leq 1/4$, 若可以允许U有 $\pm 0.3\%$ 的误差, 则可以用下面的简略算式。

$$U \doteq R\omega \left(\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \quad (2.12)$$

柱塞的加速度 α 为

$$\alpha = \frac{dU}{dt} = \omega \frac{dU}{d\theta} \doteq R\omega^2 \frac{d}{d\theta} \left(\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right)$$

$$\therefore \alpha = R\omega^2 (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (2.13)$$

在 $\theta = 0$ 时, 得 α 的最大值 α_0 。

$$\alpha_0 = R\omega^2 (1 + \lambda) \quad (\text{吸入始点}) \quad (2.14)$$

U的最大值在 $\alpha = 0$ 的时候, 它比 $\theta = 90^\circ$ 还稍微前面一点。 $\theta = 90^\circ - \delta$, 此时 $U_{\max} = R\omega(1 + \lambda)$ 比 $R\omega$ 稍微大一点。

δ 和 λ 是随 λ 而变化的, 但它们是非常小的数值, 所以实用上忽略掉。

即使认为 $U_{\max} \doteq R\omega$ 也无妨碍。

设柱塞的直径为 D ，吸入管的内径为 d_s ，因为吸入管内的液流的加速度和流速与管的截面积成反比，所以

$$\text{管内流速的最大值 } u_{\max}^* \div R\omega \left(\frac{D}{d_s} \right)^2 \quad (2.15)$$

$$\text{管内液柱加速度的最大值 } \alpha_{os} = R\omega^2(1 + \lambda) \left(\frac{D}{d_s} \right)^2 \quad (2.16)$$

设一个周期中管内的平均流速为 $\bar{u}$ ，则

$$\bar{u} = \frac{1}{\pi} u_{\max} = \frac{1}{\pi} R\omega \left(\frac{D}{d_s} \right)^2 \quad (2.17)$$

或者 $u_{\max} = \pi \bar{u}$

(2) 吸入管的流动阻力损失 h_f

$$h_f = \xi \frac{l_s'}{d_s} \frac{u^2}{2g} \quad (2.18)$$

设吸入管中阻力元件相当长度的总和为 l_s' 。

h_f 的最大值为

$$h_{f\max} = \xi \frac{l_s'}{d_s} \frac{u_{\max}^2}{2g} \quad (2.19)$$

或者

$$= \xi \frac{l_s'}{d_s} \frac{1}{2g} R^2 \omega^2 \left(\frac{D}{d_s} \right)^4 \quad (2.20)$$

当泵的输液量 Q_0 给定时，由于

$$\bar{u} = Q_0 / \frac{\pi d_s^2}{4}$$

$$\therefore u_{\max} \div \pi \bar{u} = 4Q_0/d_s^2 \quad (2.21)$$

管子的摩擦阻力系数 ξ 是雷诺数 $Re = \frac{u_{\max} \cdot d_s}{\nu}$ 的函数。给定了输液量时，根据式 (2.19)、(2.21)，给定了泵的参数时，根据式 (2.20)，就可以分别计算 $h_{f\max}$ 。

附图 1 是给定了管子流量 Q (米³/时，升/时) 时计算 h_f 的诺模图。

(3) 吸入管内液柱的惯性阻力损失

在吸入始点 ($\theta = 0$) 时吸入管内液柱的加速度达最大值，其值由式 (2.16) 决定，即

$$\alpha_{os} = R\omega^2(1 + \lambda) \left(\frac{D}{d_s} \right)^2$$

在排出行程时静止着的吸入管内的液柱要以这个加速度开始运动。因此必须有克服惯性的强制压力。

设管子的实际长度为 l_s ，则吸入管液柱的质量为 $\frac{\pi}{4} d_s^2 \cdot l_s \cdot \frac{r}{g}$ ，所以使该液柱产生

* 译注：原文 U 与 u 用得混乱，译文统一为：柱塞速度用 U ，管内流速用 u 。

加速度 α_{os} 的力为 质量 $\times$ 加速度 $= \frac{\pi}{4} d_s^2 \cdot l_s \cdot \frac{r}{g} \cdot \alpha_{os}$

如果以截面积 $\frac{\pi}{4} d_s^2$ 除上式就得到压力, 而进一步为了以压头表示之, 而用比重 r 除之, 则得出惯性阻力损失。

$$h_1 = \frac{l_s}{g} \alpha_{os} \quad (2.22)$$

$$= l_s \cdot (1 + \lambda) R \omega^2 \frac{1}{g} \left(\frac{D}{d_s} \right)^2 \quad (2.23)$$

上式可由下面的思维方法直接导出。

为了产生加速度 α_{os} , 就必需有自重的 $\frac{\alpha_{os}}{g}$ 倍的力, 即必需有液柱 l_s 垂直时的 $\frac{\alpha_{os}}{g}$ 倍的压头。

因此得 $h_1 = l_s \cdot \frac{\alpha_{os}}{g}$

不言而喻, l_s 是内径为 d_s 的管子实际长度, 它与是否水平或是否垂直无关。假如管径在途中是变化的, 则用对每个管径和管长求出的总和 $\sum l_s \left(\frac{D}{d_s} \right)^2$ 代替上式的 $l_s \left(\frac{D}{d_s} \right)^2$ 为好。

$$h_1 = (1 + \lambda) R \omega^2 \frac{1}{g} \sum l_s \left(\frac{D}{d_s} \right)^2 \quad (2.24)$$

若吸入管内径变为 d_1 、 d_2 、 d_3 、 d_4 如图11*那样变化, 则用下式计算:

$$\sum l_s \left(\frac{D}{d_s} \right)^2 = l_1 \left(\frac{D}{d_1} \right)^2 + l_2 \left(\frac{D}{d_2} \right)^2 + l_3 \left(\frac{D}{d_3} \right)^2 + l_4 \left(\frac{D}{d_4} \right)^2$$

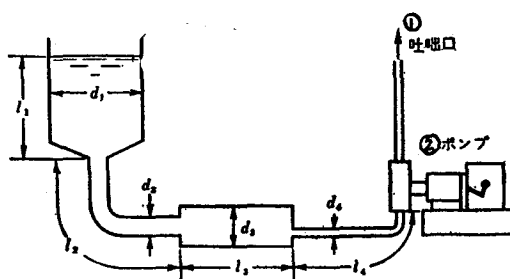


图11

①排出口, ②泵。

(4) $NPSH_a$

$NPSH$ 的有效值, 在柱塞运动的一个周期中是变化的, 其最小值由下面两式中的某一个来决定。

* 译注: 原文误为图5。