

目 录

节省泥浆泵运行费用的方法	(1)
吸入管和吸入加速度	(7)
吸入缓冲器 (吸入空气包)	(12)
灌注增压	(20)
爆震 (水击)	(27)

节省泥浆泵运行费用的方法

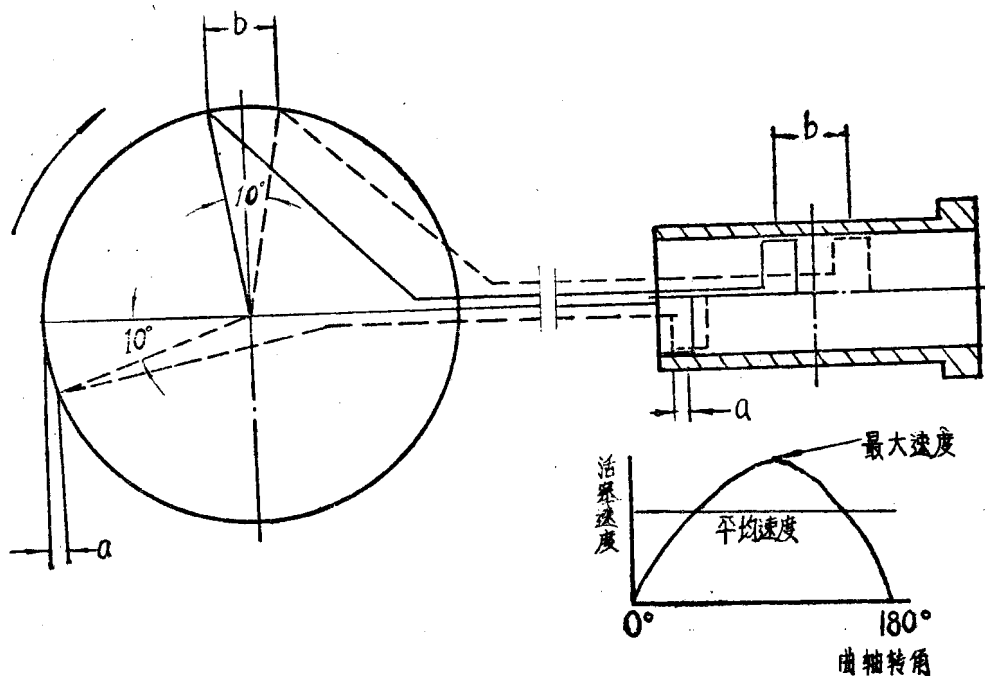
通过对泥浆泵及其辅助设备的较好的了解，能够减少钻井费用。由最现代化的仪器所作的经过仔细控制的试验室试验初步结果有助于取得泥浆泵运行的较好的知识。

用一套典型的示波器装置及为这项工作搜集基础材料的泥浆泵的试验。在各种不同的情况下取得了近四千个示波器记录结果。试验项目还在继续。一些目前已成为可能的结论，将随同如何把这些结论使用于现场的指南一起，在这一系列的文章中提出来。

泥浆泵是地面泥浆循环系统的主要组成部分，但它仅是三个基本单元的中枢，这三个单元是吸入系统，泥浆泵本身及排出系统。

为了给泵吸入法兰处的泥浆建立正确的运行条件，必须了解吸入系统的要求。要了解在吸入冲程中发生的正常情况及不正常情况下的要求是什么，必须了解活塞的吸入冲程。

在排出冲程中，因为排出系统的复杂性，活塞的运动形式被改变为完全不同的形式。通过充分利用管道和泥浆储备，或在必要时适当利用辅助设备来调整检查排出系统中每个部件的问题，以便使排出系统中的每一个部件都能在最高效率下运行。



在冲程端部，曲轴转动10°，活塞移动距离为冲程的1%；在冲程中部，曲轴转动10°，活塞移动距离为冲程的8%。

图1—曲轴和连杆原理图，表明旋转运动如何转换为往复运动

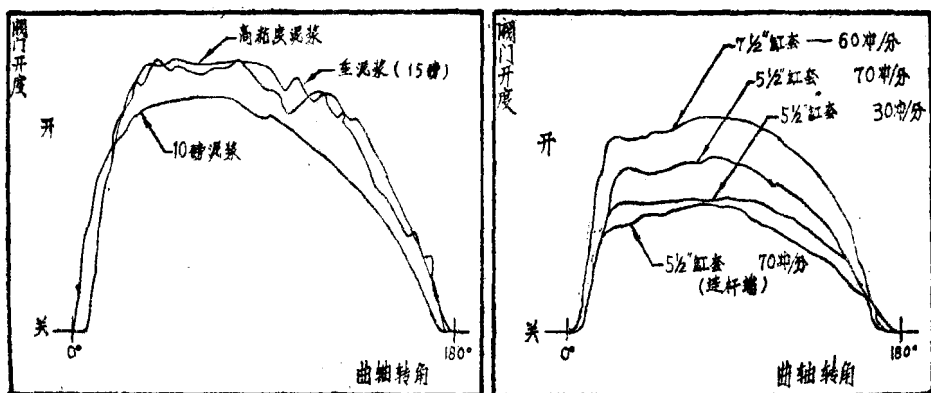
泥浆泵的运行

认为动力泵运行是如此简单，以至于不必了解它，这是错误的。其工作原理是必须理解的关键。弄明白动力泵运行的最基本的因素是活塞运动的变化或形式。类似于简谐运动的这种运动是曲轴的旋转运动转变为活塞往复运动的结果。在冲程的端部，活塞作很小的运动，曲轴也得转过一个很大的角度，因为曲轴按照恒定的速度转动，所以此时活塞的速度是很低的。在冲程中部活塞速度增至最大，曲轴仅转过一个较小的角度便使得活塞作较大的移动。参看图1，我们看到，对于一台14吋行程的泵，曲轴在冲程端部转动10度使得活塞移动小于冲程的1%或小于 $1/10$ 吋。然而在冲程的中点，曲轴转动10度，使得活塞的移动超过一时或冲程的8%。从上述情况可归纳为三点：①在整个冲程中活塞的速度是改变的；②活塞的速度虽然是改变的，但它取决于曲轴的转速或每分钟冲数；③活塞的速度或增速或减速的变化。使得一台动力泵异于蒸汽泵的情况在于：①在给定速度下，在整个冲程期间速度的变化；②速度的变化率。这些对于了解吸入与排出系统的特性具有根本性的重要意义。

正常运行

在正常运行时测定的泵的特性及功能将使得司钻能够较好地克服泵在异常运行时出现的困难情况。泥浆泵不带任何辅助设备在标准工况下所作的试验表明了许多我们感兴趣的的不同因素，以至于产生出一个规则的预设的工作方式。

进入泵吸入法兰的液体泥浆是较冷的，却包含有数量可以忽视的空气或瓦斯气。在吸入管汇里的泥浆在吸入阀门打开时才运动。当活塞从其端部位置移动时，产生一个微小的压力降，使吸入阀门开启，阀门开启之快，就象一台盒式照相机的快门一样，但它的作用是平稳的。



2a 泥浆重度及粘度变化的影响

2b 泵速的影响

图2 — 5 1/2 × 14 泥浆泵阀门正常运转示波仪记录

图2是一个5 1/2吋×14吋双缸泥浆泵阀门动作的示波器记录结果。图2a为使用

10磅的泥浆及使用较重泥浆或高粘度泥浆时典型的阀门工作情况。图2a表明，对于7 1/2吋的缸套，具有较高的开度，这些正常的曲线包括在阀门运动可能有的各种曲线之中。请注意，经过初始的短暂的开启过程以后，阀门开度曲线形状类似于图2所示的活塞运动的曲线形状。阀门的设计并不具备流量测量装置，但阀门的开度实际上是与活塞的速度成比例的——在冲程的中点，开度高，在活塞速度低时，开度低。阀门位置指示出在该瞬间流经阀门的泥浆流量。这是有意义的，因为它表明通过阀门，泵和吸入管道的泥浆的最大速度一定要大大高于平均流速，才能补偿冲程每一端的低流量。事实上，对于最简单的单缸泵，最大流速大约为平均值的156%。在考虑吸入管道的摩擦及其它问题时，这点是必须考虑的。试验测量结果同样指出了阀门关阀时的平缓状态，这种状态是活塞在冲程的末端减速及停止的结果。

在整个冲程中，阀门只反映出活塞的作用；开度增加表明活塞速度增加，开度减少表明活塞速度减少。因此，阀门的工作情况取决于活塞。在冲程的末端活塞改变运动方向，曲轴只旋转少许角度，活塞的移动便足以关闭吸入凡尔，压缩任何细微的瓦斯或空气泡，压缩密封于缸套和缝隙中的泥浆，当活塞以非常缓慢的速度向前移动时，它使缸套内液体压缩。因为泥浆是难以压缩的，压力立刻增加，很快达到足以开启排出阀门并把泥浆压入排出管道的压力。

速率是不稳定的，开始时，活塞速度低，但向着冲程中点移动时，速度增加，正如在吸入冲程时所作的一样，致使排出阀门开度及排浆速率增加。冲程中点过后，活塞速度减慢，排出阀门也随着活塞的运动形式逐步按比例地关闭。

因为排出系统有一固定的尺寸，在冲程中部期间压力上升，此时排出流速远远高于平均值，把管线中的液体推向并通过钻头水眼。此结果使得管道压力正比于流速及活塞的速度，在冲程开始时压力低，在冲程中部压力高。

实际试验表明，对于单缸和双缸泵，无论是单作用或双作用，阀门的作用具有相同的波形，但压力波形不同。简单泵的压力曲线和计算曲线非常靠近。对于双缸泵，这些可用图3所示的实测结果互相迭加。

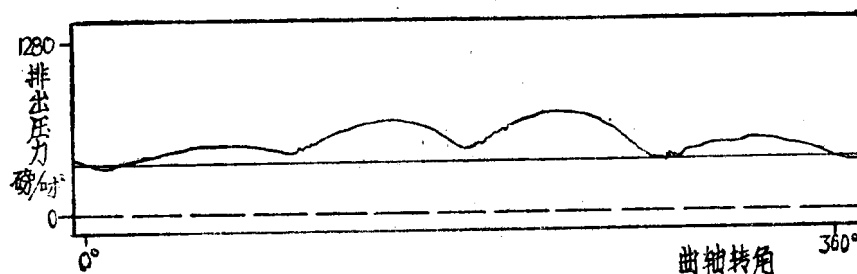


图3 —— 在曲轴旋转不同角度时排浆压力实际记录。压力正比于流速与活塞速度

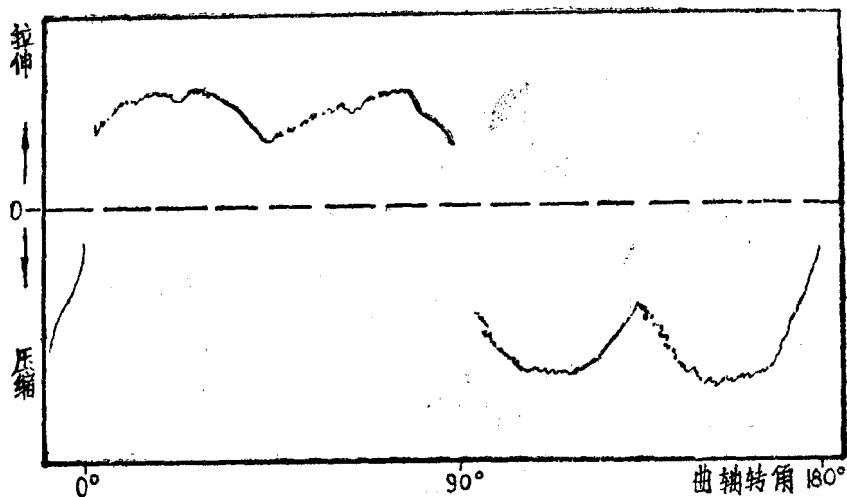


图 4 —— 曲轴旋转时活塞拉杆中应力的实际记录，此曲线是缸体压力的反映

泥浆对活塞的作用力使活塞拉杆产生应力。拉杆内的平均拉伸及压缩应力是缸体压力的反映。无论对于简单的压力曲线，或对于如图 4 所示的拉杆试验记录表明的双缸泵产生的更加复杂的压力曲线，试验室试验都确认了这一结论。当由于在排出管道上采用空气泡或不正常的脉冲工况产生时，压力波形有大范围的改变，而这一结论仍然是正确的。

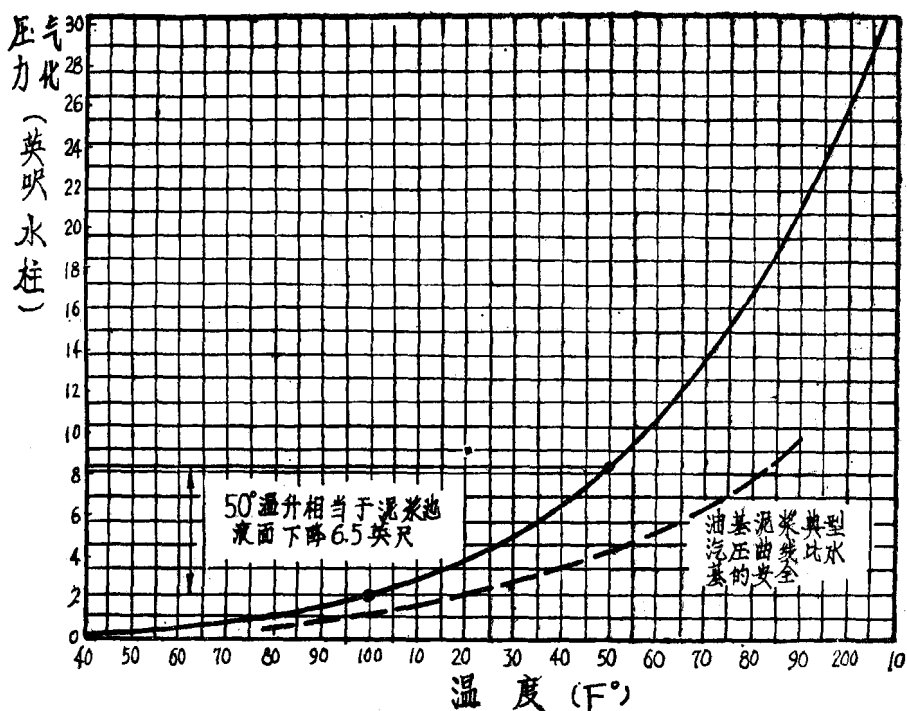


图 5 —— 泵运行时泥浆温度的影响。在温度超过100°F时，水的汽化压力迅速上升，结果使吸入压头下降

异常情况

对于了解、估价和纠正不正常的工况或对泥浆泵运转作改进，正常情况的清晰的图表是必要的。如果泥浆温度高且泵在高速状态下驱动，将发生供浆不足。温度的影响会

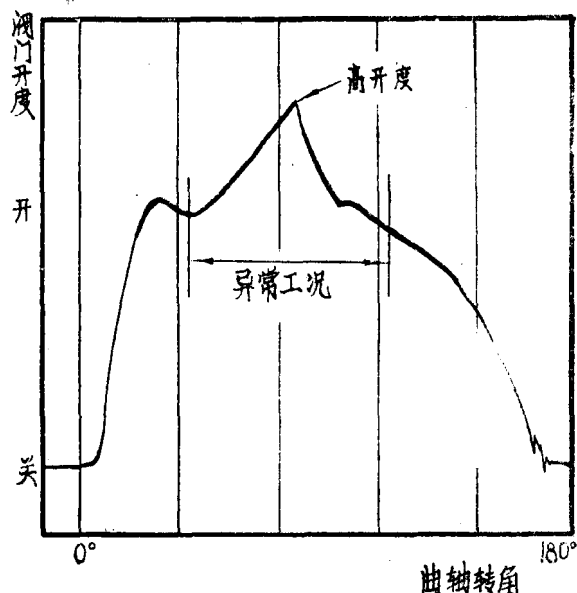


图 6 —— 在不正常运行情况下吸入阀门工况的记录

比设想的大，在超过 100°F 的温度下，水的汽化压力迅速上升。由图 5 曲线，泥浆温度从 100°F 增加到 150°F 时，汽化压力的增量为 6 呎水柱。这种情况与泥浆池的液面下降 6 呎对泵的运转具有相同的影响。如果系统中任何一点的压力下降至汽化压力，液体将会沸腾并形成空隙。泥浆应尽可能保持冷却，在恶劣工况下，应增加特殊设备。如果系统中不存在汽穴时，系统的工作情况可以使用连续性原理进行研究，但汽穴的产生导致丧失连续性，那样的话，使得问题更加复杂了。

丧失连续性这一问题的详细情况，可以通过研究图 6 所示的吸入阀门工作情况的记录显示出来，这一记录是在恶劣工况下取得的。请注意，异常过程接近冲程的中部。能够推断出这种工况有时使得进入泵的泥浆流速增加，紧接着又明显地降下来。因为阀门是个天然的流量计，阀门的开度大大地大于正常值。曲线同样表明，阀门的开启和关闭特性基本上是不变的。如果足够的开度达不到，阀芯便撞击上部的导向装置。

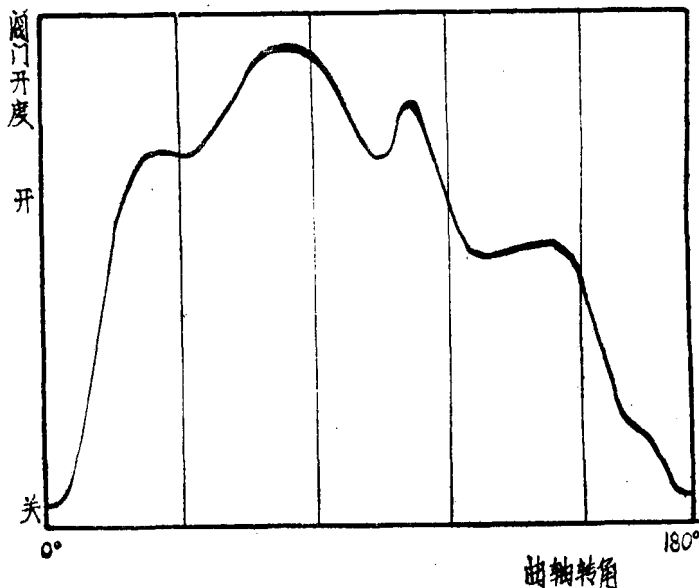


图 7 —— 泥浆混入空气时，吸入阀门工况的记录，可以判断出泥浆泵吸入含气材料

要避免发生汽穴是可能的，通过分析诸因素以决定可接受的吸入管道设计或确定使用辅助的吸入设备，诸如贮浆罐或灌注泵，从辅助设备中会得到帮助。当研究正确的吸入布局及确定延长部件寿命的益处和以更低的费用所能取得更高的效率时，此分析将会涉及一连串的细节问题。另一个不大明显但重要的不正常现象涉及到处理含空气的泥浆的问题。当泥浆出现汽化或气侵时，阀门的工况是非常不稳的。

图7是当空气随泥浆通过时阀门工况的记录。正常的预期的工况被大大地破坏了，但出现了比平常更大的开度，为避免撞击上部的导向装置，需要更大的阀室高度。处理含气的材料对提高泵的效率具有明确的可以预期的影响。

在排出阀形成空隙或通过含气材料时不会造成这样的不稳定工况。因为这些阀门被高压流质所包围，空气泡被填满了，气体被压缩成很少的体积。任何从吸入冲程进入的气体体积减为原体积的百分之一或更少些。因为排浆阀门不会工作于不正常状态，只有吸入口的吸入阀门才是可能的不稳定阀门。如果吸入阀有噪声，应该考虑的真正问题是混入空气，或汽化。

泵的排出端

在泵的吸入端所考虑的大部分因素涉及到平稳运行。在排出端的关键因素是设备的使用寿命，受压力及其波动的影响，这导致部件的腐蚀疲劳。要确定是正常或不正常较之在吸端更为困难。在此，输出的水马力和部件寿命的长短是感兴趣的问题。

泵的输出水马力取决于吸入情况，而吸入情况对于排出冲程来说要看是否使缸套充满，也同样决定于所泵入的液体。如果缸套不是完全充满，动力冲程的一部分便被浪费掉，泵的容积效率便降低。这种情况将同样会导致在活塞拉杆上形成非常高的应力，因为活塞在未充满的缸套内接触泥浆以前，将会已经取得可观的速度。

为了取得最长的部件寿命及最大的液压效率，这些方面应作详细的调查，有助于选择泵的部件及排浆设备。

在下一篇文章中，将介绍一个给定的系统，诸如改变吸入管的直径及长度的影响和极限计算方法。此一讨论，将关联到在极差的吸入系统布局下或在发挥最大泵效的高速运行条件下，维持高泵效和平稳运行的最简单途径。此外，遇到象在泥浆罐及泵之间的很差的但又不能改变的布局之类的问题时，能够使用诸如吸入空气包及供浆器之类的辅助设备加以克服。如果遵循一些简单概念的话，应在现场安装有效的吸入空气包。意外地，这种空气包同样对克服混入空气的问题有用。灌注泵在恶劣条件下特别有用，这两种设备都使得极差的吸入系统能够运行。将这两种装备使用于良好的吸入系统时，我们就能提高泵速，使用气侵泥浆并提高泵效。

(招国艺译 周凤石校)

吸入管和吸入加速度

吸入系统中摩擦损耗具有何等的关键性？它是压力损失最重要的原因吗？惯性如何呢？

如果泥浆泵吸入系统的要求被很好的了解，泵就能运转得更快更平稳，零件损耗也较少。虽然吸入管路中的摩擦损耗是重要的，但泥浆泵在吸入管中的惯性也同样重要。因此，有必要考察吸入系统的要求，并研究包括摩擦和惯性二者在内的系统的要求。

有个新的更准确方法能对照并克服运转中一些变化造成的困难，如高速运转、高温泥浆、从低的地坑抽吸或较长的管线和具有几个弯头所引起的结构上的变化。

一般的吸入系统的组合是装配人员所熟悉的，以至重要性可能被忽视。泥浆泵会造成高的真空度，因此研究吸入条件时宁可用绝对压力（表压+14.7磅/时²）而不用表压。

大气压和缸内低压间的压差是使液体进入吸入管的推动力。这样，一台完全灌注好的泵——即它吸入部分完全被灌满而且在泥浆罐的液面上有大气压作用——具有15磅/时²的吸入压力（或34呎水柱压头）。

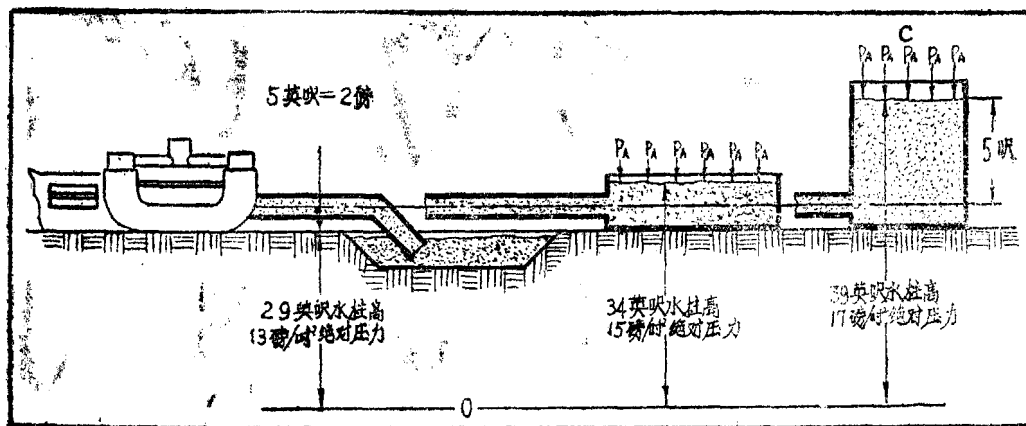


图 8 ——野外用各种泥浆泵吸入系统的略图。显而易见，在使用相同尺寸的管线和相同比重的泥浆时，灌注吸入方式，比低于泵吸入法兰的地坑吸入方式优越，有高的压头的泥浆罐是最合乎需要的。

图 8 表示三种吸入布置。当从罐（C）抽泥浆时，罐中泥浆面高于泵吸口 5 呎，吸入绝对压力为 17 磅/时²，当泥浆液面比吸入管低 5 呎，绝对压力为 13 磅/时²。因为最大的可以达到的工作压力比大气压提高得不多，泥浆供给源一定要离泵相当近。

吸入压力的用途 有效压力部分地被摩擦所消耗,此外还要保持一定的压力,使泥浆不沸腾,并打开和保持吸入阀的畅通,这些压力损耗,在重要性上小于活塞开始吸入冲程时使泥浆从低速加速到高速时所需要的压力损耗。每一因素的相对重要性已被可控的对比实验所测定。实验也可在现场进行,但在钻井过程中,具备实验所必需的参数变化是不可能的。所需实验室设备按现场复制,但应能控制工作条件,能在泵和吸入系统上得到精确的测量数据。由于泵的系统具有脉动的特性,虽然经过周密考虑的简单测量方法是很有用的,但用电子和高频记录设备进行研究更为简便。这种研究方式能照顾到每一个因素,并对获得和保持满意吸入条件的全部问题给予适当的考虑。

防止沸腾 泥浆温度的重要性已在《世界石油》1958年7月100页所介绍的文章中强调,关于这点的进一步讨论有助于更好地了解这个问题。

沸腾或汽化是液体内压力达到使液体内微粒沸腾或跃出液体时所产生的。水的汽化压力(在 212°F)等于海平面上大气压,即 14.7磅/吋^2 。如果作用在液体上的压力减小,液体将在较低的温度下达到它的汽化压力,并沸腾。这正是吸入过程中压力降到很低时的情况,所以泥浆会在较低温度下沸腾。一部分有效压力必须用于防止沸腾。

第一部的图5表示了水的汽化压力,可以用来估算所需压力。水基和油基泥浆的汽化压力一般不同于水,而很象盐溶液。这种溶液具有比水低的汽化压力。如果在计算中使用水的汽化压力,估算结果将偏于安全。这条曲线表明过热泥浆如何减少了用于克服摩擦和惯性的绝对压力值。

摩擦 操作者对摩擦损失计算是很熟悉的,只给予简略的考虑。在泵通过峰值流量时一段直而短的吸入管中的摩擦损失计算值相对来说是小的。

例如一个 $7\frac{1}{2}''\times 14''$ 的泵每分70冲装有25呎长的8吋吸入管,摩擦损失仅为 0.1磅/吋^2 。这只占图8上灌注式吸入系统所有的 15磅/吋^2 压力的很小一部分。如吸入管为12'',则此损耗仅为 0.02磅/吋^2 ,在这两种情况下,此损失都可以忽略不计。与这很小的摩擦损耗相比,克服惯性一般需要7或9磅/吋 2 。

但是不好的设计将剧增摩擦压力损耗。如使用一只 90° 的角接头代替8吋吸入管系统中的弯头仅它自己就相当于50呎吸入管的摩擦损耗,或整个吸入管摩擦损失的两倍。如果有很多这样的角接头和弯头,即使每个只引起很小的损耗,总和就是事关紧要的了。这样的结构一定要避免。

速度压头 在讨论惯性之前,还应考虑一个对吸入压力有影响的因素。这就是使液体产生速度所必须的小的压头,这个压头等于速度的平方除以两倍的重力常数(g),并化为磅/吋 2 。

在上例中,通过泵的峰值流量为800加仑/分,八吋吸入管中的速度是5呎/秒,速度压头是0.4呎水柱高或 0.16磅/吋^2 。

克服惯性的加速作用 由于不好的吸入条件引起的运转不良,表现为泵的液力端出现水击,水击条件的形成和发展,发生于吸入冲程的开始点,在这一点上泵的活塞加速度,达最大值。在冲程中点加速度为零,后半部加速度为负值。流体反抗这种变化的能力,或者说惯性必须被克服。

泵的操作者的兴趣,不在于水击过程的细节,而在于防止它的各种方法。因为在冲

程开始点活塞加速度最大，必须确定这种加速度是否和什么时候能成为决定因素。

设想一个与泥浆罐用短管相接的低速运转活塞缸。泥浆随缓慢运动的活塞流动毫无困难，但在高速度时，泥浆就不可能和活塞动作一样快，因而形成了一个小的空隙，在运转速度变化如此之高，最初形成空隙的瞬间，一个值得注意的变化发生了。

低于这个临界速度，液体和活塞运动一致。在忽略液体的压缩性时，活塞和液体整个冲程中表现了同样的速度和加速度的特性。在临界速度时，这两者被一空隙分开，活塞和泥浆的动作就不一致了。

能用一个很相似但较慢的过程对照的方法比较容易地研究冲程开始时的作用力。在一个泥浆贮存器和一个大的真空缸中间，当阀打开时，泥浆从静止到缓慢地开始运动，经过一段时间加速后，形成相当的流量进入缸中。泥浆贮存器液面上的大气压力将泥浆推入真空缸。用于推动泥浆的力是大气压力(14.7 磅/时²)，乘以管子截面积(时²)。在此例中，真空缸中压力为零，但如果真空缸里的压力不是这么低，部分产生加速度的力将被抵消。剩下的力或许能或许不能克服吸入管中泥浆的惯性。

泥浆泵吸入过程与此相似。活塞产生了真空，泥浆得按照同样的物理定律，从贮存器流出并吸入泵内，但这个动作是很快的。

如果有效压力足够高，或惯性(管的长度和泥浆比重)足够低，泥浆和活塞的加速度就可能相等。如果在冲程始点加速度最大时，就是这样，那么没有空隙会产生。泥浆和活塞在整个冲程过程中，将持续接触，没有撞击，泵的运转将处于正常状态。

重要的是操作者能确定他的装置所需要的压力。公式 E_1 ，表示了吸入压力在吸入管中产生的加速度取决于管的长度和泥浆的比重。管的横截面积对任何给定压力产生的加速度没有影响。给定的力除以横截面积是去除了面积影响的压力(压强)。可是吸入管面积对活塞面积的比值影响了与活塞加速度相应的吸入管中泥浆的加速度。

典型系统的计算表明，克服惯性的压力需要几磅/时²。这在所需吸入总压头中所占的比例比通过普通吸入管产生的几分之一磅/时²的摩擦损耗大的多，因为双缸双作用泥浆泵的复杂性，这种简单的计算不能给出所需的总的吸入压头。

泵必须同时克服摩擦压头和加速度压头。虽然一个活塞处于冲程的末端，而另一个却在冲程中间并使其速度达到最大值。虽然在冲程中点，活塞几乎没有加速度，但它的高的运动速度必然引起一定的摩擦损耗。

需要一定大小的压力，克服泵吸入管汇的惯性并打开吸入阀。这些就是泵的压力损耗，虽然可估算但最好通过实验确定其值。因为试验数据对每个泵并不都能获得，所以将一些典型结果列举如下。

由于吸入管汇中的合成的惯性问题，泵的损耗比设想稍高。需用一定压力迅速打开吸入阀。这个压力随阀的尺寸的设计不同而不同，平均值约 2 磅/时²。

典型的吸入管汇设计中，需用于克服惯性的压力等于全部是直线吸入管时所需压力的一半。下面是一些实用的结果。

设计的吸入管汇的支管比吸入管线小，在一定条件下，支管中泥浆比吸入管中泥浆需更大的加速度，因此，需更大压力。

在设计吸入管汇中，支管里的泥浆在泵的冲程之间完全处于静止状态。吸入管

泥浆从不完全停止也不需从静止开始加速。在吸入管汇的支管中除了液体流入活塞缸的时刻外泥浆处于静止状态。如果支叉很长，克服惯性所需压力就增加了。这个力取决于各个不同的设计。但试验结果表明，泵之间管线影响较小，其余的吸入管和罐装系统影响较大。

估算所需压力 典型的双缸双作用泵所需吸入压力表示在图 9 上。将这些数据与现场数据进行对比，将是对吸入系统进行修改的有用指南。总压力是泵的损失和吸入管损失的总和。

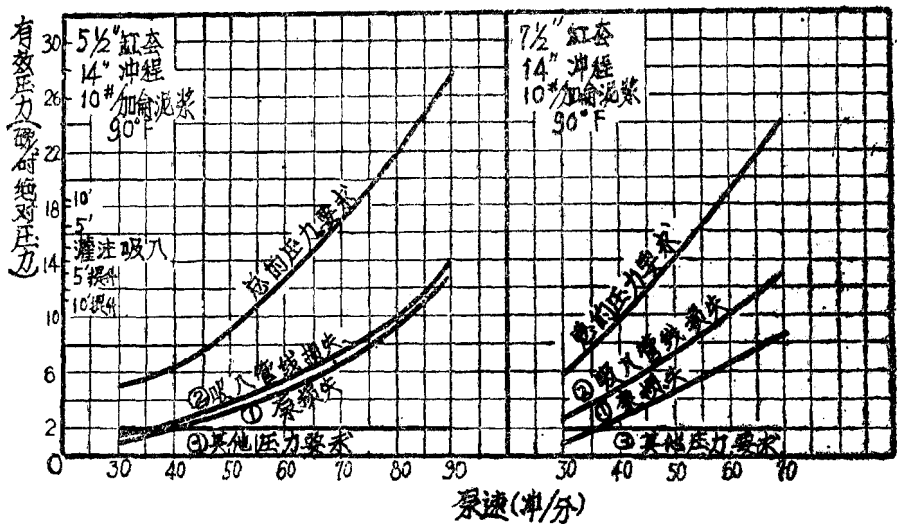


图 9 —— 图表给出一定条件下，两种不同尺寸的活塞所有的不同压力的压力损失。注意速度增加时，所有的损耗怎样增加，注意克服这样损耗所占有有效压力的百分比。

1、克服泵损失所需压力。

这个数据是由试验测定的总压力减去图 9 中曲线 2 和 3 的值得到的。

在泵速度 70 冲/分时的损失是 7.3 磅/时²。泵的损失小于总值的一半，一般不同的设计不会有超过几磅/时²的变化。因此，对预期的泵速可直接从试验曲线中为泵压损失选定一个值。

2、克服吸入管损失所需压力。

不同的尺寸、长度的吸入管和泥浆比重的变化的影响由下列公式估算：

决定活塞加速度 公式 (E₁)

$$A_p = 0.000456 N^2 S \quad A_p: \text{活塞加速度 (呎/秒}^2\text{)}$$

$$N: \text{每分钟冲程次数。}$$

$$S: \text{冲程 (吋)}$$

如果：冲程 S = 14 吋 $A_p = 0.00639 N^2$

如果： S = 14 吋 N = 70 冲/分

$$A_p = 31.3 \text{ 呎/秒}^2$$

确定所需吸入管线压力 公式 (E_2)

$$P_s = 0.001978LG \left(\frac{D_p}{D_s} \right)^2 A_p$$

A_p = 活塞加速度 (呎/秒²)

P_s = 吸入压力 (磅/吋²)

L = 吸入管长度 (呎)

G = 泥浆比重 (磅/加仑)

D_p = 活塞直径 (吋)

D_s = 吸入管直径 (吋)

例: $L = 25$ 呎 $G = 10$ 磅/加仑 $A_p = 31.3$ 呎/秒²

$D_p = 5 \frac{1}{2}$ 吋 $D_s = 8$ 吋 $P_s = 1.36$ 磅/吋²

同样条件: $D_p = 7 \frac{1}{2}$ 吋 $P_s = 13.4$ 磅/吋²

公式 (E_1) 表明活塞加速度与冲程的长度和泵速的平方成正比。因为吸入压力 (E_2) 与加速度成正比, 所以所需压力也与冲程以及速度的平方成正比。

同样据 (E_2) 克服吸入管的惯性是正比于管长和泥浆比重。与活塞尺寸 [D_p] 相对的吸入管直径 D_s 增加, 使吸入管中的有效加速度按比例的比例平方降低。

在上例中, 25呎长的吸入管损失是7.36磅/吋², 则50呎管长是14.7磅/吋²。如果泥浆比重为12磅/加仑, 则压力损失为8.8磅/吋²。增加管径至10吋时, 吸入管压力损失仅为4.7磅/吋²。可减少约2磅/吋²。

图9曲线3给出了摩擦和汽化压力所需较小的压力的总值。

总的所需压力是①+②+③的和: 如①=7.3磅/吋²、②=7.36磅/吋²、③=2磅/吋², 总共为16.7磅/吋²。这样, 为保证这种方案正常运转, 泥浆罐所需泥浆液面的高度至少能给出高于大气压2磅/吋²的压力。这意味着比重为10磅/加仑的泥浆它的液面至少要高于泵吸入法兰4呎。用10吋吸入管能减少总压2磅/吋², 泥浆面可降到只高于吸入法兰的1呎而运转正常。不论何时发生故障或者操作过程需要做某些改进时, 对于一个单独的系统来说, 仍能取得试验泵所给出的数据。泵应通过调节阀门排出泥浆, 这样速度可以改变。当第一次听到水击声时, 速度要缓慢增加, 测量要精确。泵发出水击只在液力端, 当速度增加时, 水击声增加, 根据需要, 对整个系统作适当修正是允许的。

速度变化及吸入系统中作某些简单的变化, 实际只限制在一个窄的范围内。在有些装置中, 如果吸入管长, 泥浆罐不得不架得很高来增加速度, 这个问题将在下两篇文章中详细讨论。

(顾学锋译、周凤石校)

吸入缓冲器(吸入空气包)

无论是由厂家订货加工的或由市场上购买的吸入缓冲器，都有助于泵的稳定运转，降低对泵的压力要求，并防止水击。

现代化的钻井生产对于较高的泥浆压力和配置于钻井设备中的大容积的泥浆的迫切需要，使承包者被迫设计和运用恰当的设备。一种简单的装置，如吸入缓冲器是很有用的。若配上缓冲器，可以预料它对任何单缸、双缸和三缸往复泵的性能都将有所改善。在市场上出售的一种和厂家制造的几种缓冲器在一定的控制条件下进行过防止泵的水击和消除压力脉动的有效性试验。所得结论以一个双缸双作用泵的试验为依据，资料是利用一个电子传感器和高频记录装置获得的。

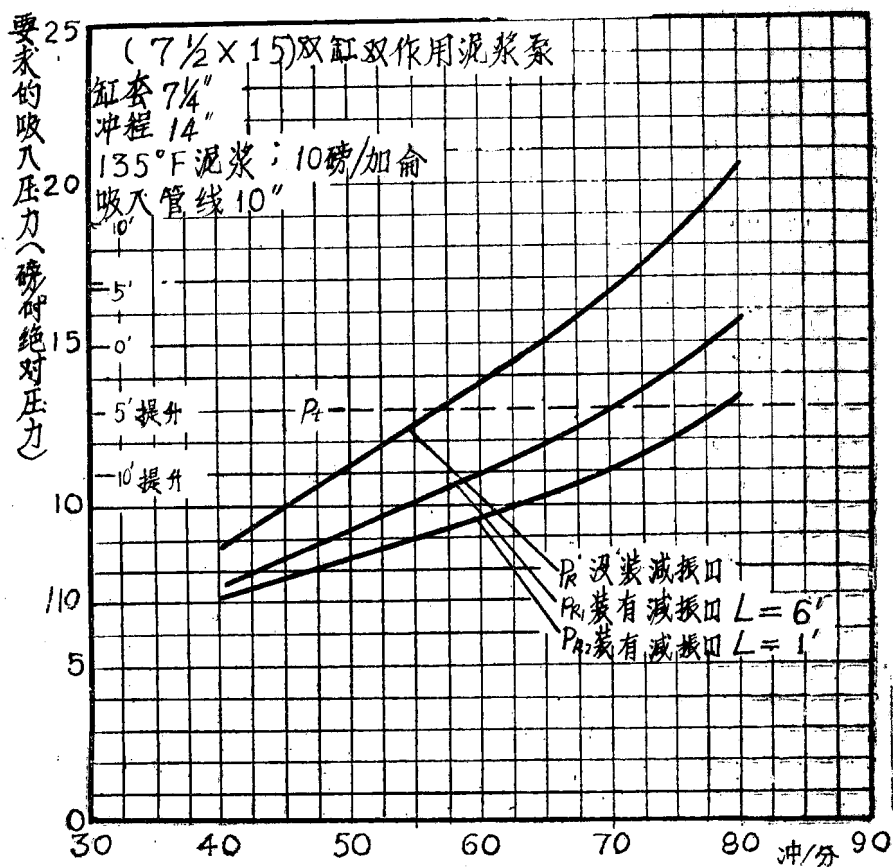


图10——这些曲线表明不带缓冲器和带有缓冲器（分别位于距吸入法兰6呎和1呎处）时所需的吸入压力，假定泵扬程为5呎，在三种条件下对于泵的灌注有利的总压力用虚线标出（ P_t ）。特别是，用紧靠吸入法兰处的缓冲器可以获得较高的效果。

安装吸入缓冲器不会增加泵所需功率。但它却使更多的额定功率变成有效功率。缓冲器所以能做到这点是由于增加了泵的速度，以这样的速率，泵可在没有水击和附加的压力波动问题的条件下工作。额外地提高泵速，是使用缓冲器的根本原因，但它还有其它优点，包括：

- 1、使吸入管线压力稳定；
- 2、允许使用较长的或小直径的吸入管；
- 3、有可能从较深的泥浆池中吸取泥浆；
- 4、可以使用重泥浆；
- 5、允许使用高温泥浆。

上述这一连串的结论表明双缸双作用泥浆泵所需要的吸入压力与泵速之间的关系，利用这一关系可获得所需吸入压力对泵速（每分钟冲数）的关系曲线。对一个配置和不配置缓冲器的双缸双作用泵的对比曲线已经在图10中得出来了。吸入缓冲器可使所需的吸入压力较低，在一定的泵速下保持良好的吸入。

对于一台泵，把带有缓冲器和不带缓冲器的情况加以比较，可以看到在一定的吸入压力或水头的情况下，带有缓冲器将比不带缓冲器能获得更高的排量和泵压。由于在泵吸入端加入缓冲器，使吸入压力尽可能地降低，该泵便可以在正常速率下工作和使用重泥浆或较长较小的吸入管的情况下而正常运转。在一定的泵速而不发生水击和严重的压力波动的前提下，上述任一因素的改变都必定会增加泵的吸入压力。这些因素的显著改变完全可以通过一个缓冲器所获得的效益来补偿。

缓冲器的优点增加了目前的设备的灵活性，也延长了设备零件的使用寿命。零件的寿命直接与泵中的负荷或压力有关。这点将在后面一系列论文中述及。

使用缓冲器有某些不足之处：

- 1、泵的原始成本提高；
- 2、增加了额外的修理费用（对某些类型的缓冲器）；
- 3、启动泵时必须灌注（对某些类型的缓冲器）。

这里，存在着一个最大的极限泵速。大于该速度，缓冲器就不能防止泵的水击和避免压力波动。

对大多数考虑安装缓冲器的情况，泵的吸入装置已设计和制造好。这是由于吸入装置的改造是不大容易的或不切合实际的。在设计吸入装置时，使用缓冲器会使泵具有额外的特性，而不应当用它来代替正常的额定特性。

缓冲器可以很简单和小巧。但在使用和制造缓冲器之前，应该首先通晓缓冲器的作用。

缓冲器的工作原理 泥浆泵的输入功率直接从飞轮通过齿轮和曲轴传递到活塞上。在飞轮和活塞之间全部是刚性连接，如果可能提供足够的能量来维持恒定的速度的话，活塞的运动近似于简单的谐振运动。为了保证良好的吸入，吸入管的泥浆要与活塞运动一致，获得和活塞相同的加速度和减速度。因此，必须给泥浆加一个力以产生加速度或减速度，而泥浆和活塞之间并不是刚性连结，因此，泥浆必定依赖于由于作用于吸入管两端之压差所产生的作用力来加速。

由于在大多数情况下,吸入管的靠近泥浆池的一端的压力为大气压力,是一个常压。泵缸压力必须降低以达到所需的压力差,使泥浆本身产生加速运动。而在一个冲程结束时,活塞必定施加一个必要的作用力使泥浆运动变慢。正是在这两个位置——在一个冲程的初始和结束的瞬间,吸入缓冲器发挥了它最大的作用,它的作用象是一个小型的靠近泥浆泵的泥浆库。在一个冲程开始的瞬间,泵可以从这个小泥浆罐中抽吸泥浆。而且缓冲器在一个冲程结束的瞬间,其作用又相当于缓冲的空气包,以吸收此刻的压力波动。

这组论文的第二篇指出过,在一个冲程结束和开始的瞬间,活塞的速度为零,但活塞加速度或减速度却在此刻分别达到最大值。泵速决定了加速度的大小,而且决定了在吸入管线两端的所需的压力降,以使泥浆获得必要的加速度,从而紧跟在活塞后面运动。在冲程的初始瞬间,吸入管内必须朝泵的方向加速运动的泥浆总重量,也势必影响到为保持运动所必须的压力降。在吸入管中运动的泥浆总重量由泥浆比重、吸入管直径和

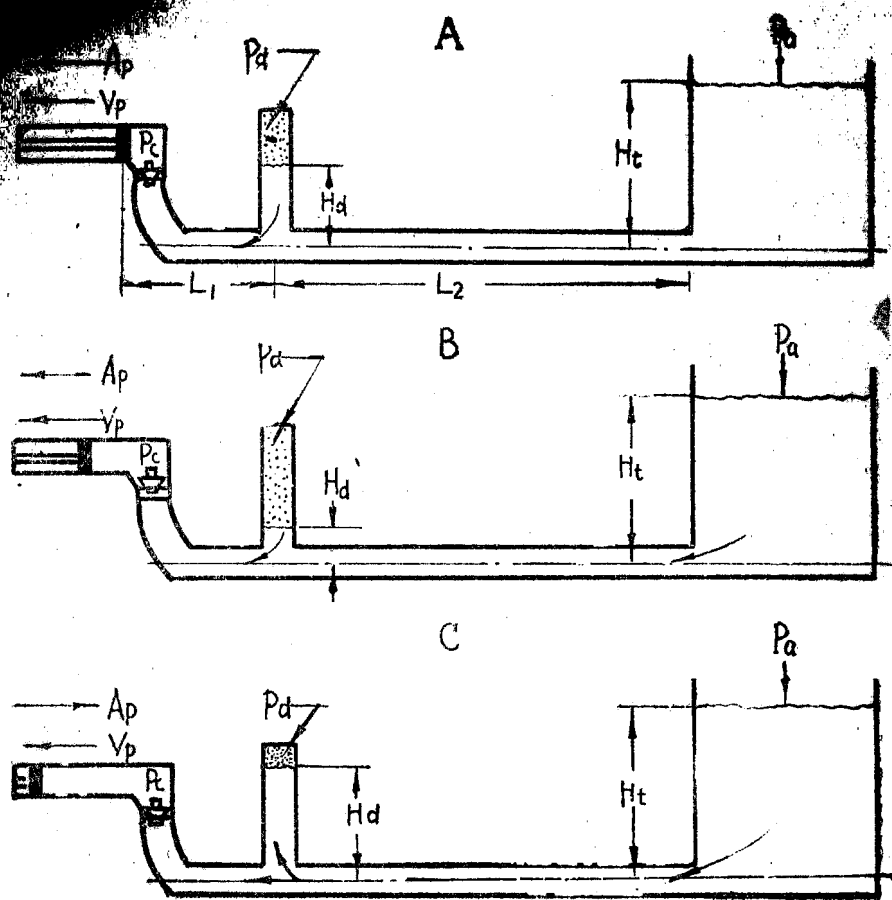


图11——表明了缓冲器工作的三个主要状态,
图中的符号意义为: A_p ——活塞加速度;

V_P —— 活塞速度;
 P_c —— 泵缸压力;
 P_d —— 缓冲器压力;
 P_a —— 大气压力;
 L_1 —— 从缓冲器到缸套之间管线长度;
 L_2 —— 从缓冲器到泥浆罐之间管线长度;
 H_t —— 罐内泥浆高度;
 H_d —— 缓冲器内泥浆高度。

图11说明了缓冲器在一次单个的吸入冲程中经历的三个主要状态。

这种空气包型的缓冲器具有大部分其它类型缓冲器的共同特性。在一个冲程开始的瞬间,加速度(a_p)比较大,泵缸内的压力(P_c)开始降低以产生必须的压差使管内的泥浆作加速运动。此时泥浆不是从泥浆罐内吸出而是从缓冲器中吸出(图11A)。缓冲器中的压力(P_b)迫使其中的泥浆(指缓冲器内的)进入压力较低的吸入管线内,泥浆之所以能从缓冲器中吸出,这是因为它阻力较小。要是泥浆从泥浆罐吸出,那末从泵到罐的吸入管中的全部泥浆要被加速。然而在有缓冲器的情况下,只有很短的一段吸入管中的泥浆需要加速。当缓冲器的压力降低到低于泥浆罐压力时,泥浆才开始从罐流向泵(图11B)。随着活塞不断运动,吸入管中的泥浆原来较高的加速度由于活塞的运动而减小。缓冲器中的压力继续下降,直到整个流动的一小部分泥浆从缓冲器中抽出为止。这种流动源泉的转变——即使缓冲器转变为泥浆罐——是一种平稳的转变。它消除了那种突然发生的压力降,而这种压力突降只有当泥浆直接从泥浆罐中抽汲时才出现。

随着这一冲程的结束,活塞运动越来越慢,泥浆的减速运动随之产生,这时,泥浆开始进入缓冲器。这并不是活塞提供了较大的作用力,产生了较高的吸入压力结果,而

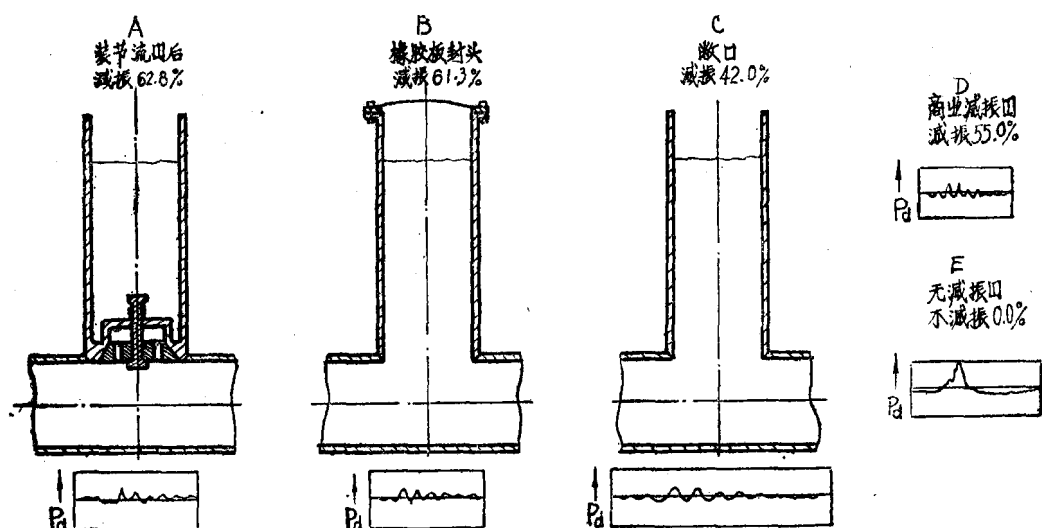


图12——厂家制造的三种缓冲器和市场出售的一种缓冲器的压力波形记录与不带缓冲器时泵压的比较。请注意几乎任何一种缓冲器都必然会减少阻尼50%