

# 淹没非自由射流流动压力衰减规律的 实验研究及井底水力参数计算

沈忠厚 孙庆孝

(华东石油学院钻井教研室)

## 摘 要

本文通过实验的方法对淹没非自由射流的压力衰减规律进行了实验研究,以试验数据为基础提出了射流轴心压力衰减和轴向压力分布的计算模式,并利用得到的模式对射流到达井底的水力参数(水马力、冲击力、冲击压力梯度)进行了计算推导。进而提出了以井底水马力为目标参数的优选设计方法。

## 引 言

提高井底射流的效率,就要尽可能减少地面泥浆泵发出的水力能量和压力的损耗。就现有一般喷射钻头而论,喷嘴与井底之间的距离都在一百毫米以上。在这种情况下,泵发出的水力能量和压力除了在循环过程中克服管内外阻力而沿程损耗外,在喷嘴与井底之间即在射流运动过程中也将发生较大的损耗。在喷射钻井水力设计中,同时考虑这两部分,使其总和达到最大程度的减低才是更合理的。

但因目前湍流射流理论尚无法进行纯理论计算,即使半经验半理论的方法也只能在较理想的假设条件下得到一些结果,这与复杂的钻井实际相差很远。另外人们对淹没非自由射流(钻井射流)所进行的实验也不够系统和细致。迄今为止,喷射钻井中尚无可靠而实用的理论或经验的射流计算模式。这使人们无法考虑后一部分损耗,从而使优选水力设计不能按射流到达井底的实际有效的水力参数进行。

实际上早在1960年肯德尔和戈因斯<sup>[1]</sup>就在分析了钻井液循环过程中压力分配关系的基础上,对喷嘴出口处的三个水力参数给出了取得最大值的理论公式,第一次建立了能应用现场水力设计的方法,取得了很大的成功。但该理论的设计参数只是喷嘴出口处的某水力参数,而无法估价和计算射流到达井底时的水力参数,它是有局限性的。因而该理论无法解释象加长喷嘴等提高射流对井底作用等有关的现场和实验室研究结果<sup>[2,4-8]</sup>。1979年戴卫德<sup>[8]</sup>等提出了利用平均冲击压力优选水力参数的方法。平均冲击压力的概念在解释加长喷嘴能够改善井底压力梯度、提高净化效果方面是成功的,但该方法未见工程上采用。笔者认为关于扩散角及文献<sup>[9]</sup>中导出的井底冲击面积经验式等尚需进一步研究。作为应用于现场定量设计的方法的建立需要进行系统的大量的实验,从中提出关于射流在不同情况下衰减规律以及井底压力分布的模式,进而达到用井底水力参数设计的目的。

因此,模拟淹没非自由射流、研究射流压力及能量的衰减规律,不仅可以验证和补充射流的基本规律和理论,而且对钻井工程以及其他部门的高压水射流技术的应用都具有一定的实际意义。

## 实验装置简介

实验是在华东石油学院钻井实验馆的射流实验架上进行的。实验装置分为循环系统和测试系统两个主要部分。循环系统包括水箱、柱塞泵、空气包、模拟井筒、计量水箱、储水箱和离心泵等。测试系统包括 ZQ-Y 型电阻式压力传感器、PF<sub>3</sub> 型双积分式多路直流数字电压表、LY-4 型数字打印机、交、直流稳压电源、U 型压差计、压力表等。

用来产生高压液体的高压泵为两台三缸单作用柱塞泵 (30T-2.5/150 型) 和一台卧式双缸双作用电动水泥泵。

模拟井筒是用 9 $\frac{5}{8}$ " 油井套管改制的,井筒四周开有观察窗及活门,井筒顶部装有喷枪和回水口。

实验中采用了两种测试装置,毕托管和多孔井底测压盘。毕托管离井底距离较远 ( $>200$  mm) 不受井底漫流影响,井底多孔测压盘测试面即井底底面,直接受井底漫流影响。采用以上两种测试装置进行对比试验,以研究漫流的影响。

## 射流轴心压力衰减和截面压力分布规律及模式

### 1. 射流轴心压力衰减规律及模式

为了研究射流轴心压力衰减规律,我们在不同喷速和不同喷嘴直径下,对射流的轴心压力衰减过程进行了较为细致的实验研究。其中采用了两种不同测试装置 (毕托管和多孔井底测压盘),两种不同流动形状的喷嘴 (锥形和现场常用的双圆弧形),六种不同的直径尺寸 ( $d_0=2.80、3.74、4.85、7、8、9$  mm),喷速在  $40\text{m/s}\sim 140\text{m/s}$  范围内,雷诺数在  $1.18\times 10^5\sim 10.25\times 10^5$  范围内,射流液体主要以清水为主,也用添加剂 CMC 和 PAM 水溶液做了部分重复实验。通过实验初步得到以下结果。

#### (1) 喷速对射流轴心压力衰减规律的影响

在不受井底漫流影响时,用毕托管测得的直径  $d_0=2.80$  mm 的锥形小喷嘴的实验结果见图 1,在有漫流影响下,用井底多孔测压盘测得的直径  $d_0=9$  mm 的双圆弧喷嘴的实验结果见图 2。

从图中可以看到喷速对于射流轴心压力衰减的影响是类似的,随着喷速的增大无因次压力衰减曲线明显地向上移动,射流轴心压力的衰减减弱。例如图 1 中,在  $L/d_0=10$  时,喷速  $V=42.31\text{m/s}$  时,射流轴心压力比值只有 0.36,而当喷速为  $V=107.30\text{m/s}$  时,射流轴心压力比值为 0.74,是低速 ( $42.31\text{m/s}$ ) 时的两倍多,当喷速为  $V=132.96\text{m/s}$  时,其压力比值继续增大,达到 0.89。

为了验证速度对射流轴心压力衰减的影响,还对添加剂 CMC 和 PAM 水溶液进行了实验,结果表明规律是类似的。

另外图 1、2 中阴影部分是按吐尔敏 (W. Tollmien)<sup>[9]</sup> 的计算模式所绘制的,其中上、下

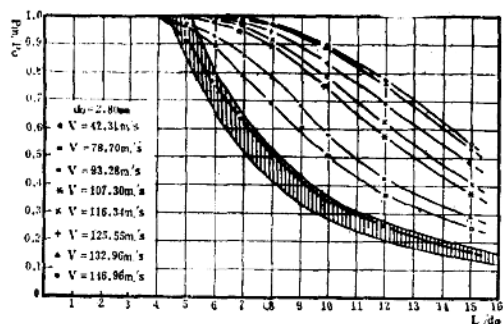


图1 无漫流影响下锥形小喷嘴的射流轴心压力衰减随喷速的变化

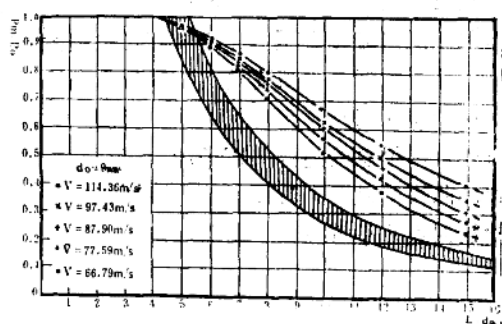


图2 有漫流影响下双圆弧形喷嘴射流轴心压力衰减随喷速的变化

两条边线是作者所给出的两个极限情况。从图中可以看到除了在喷速较低、喷嘴直径较小时射流轴心压力衰减可以用吐尔敏模式表示外，在直径较大，喷速较高情况下，射流轴心压力衰减则与吐尔敏模式有较大差别。

## (2) 喷嘴直径对射流轴心压力衰减的影响

### 1) 锥形小喷嘴

在喷速基本相同的条件下，对比不同直径小喷嘴的实验数据，可以发现随喷嘴直径的增大，射流轴心压力衰减减弱。在不受井底漫流影响时，用毕托管测得的喷速在  $V = 80.2 \sim 93.28 \text{ m/s}$  范围的测试结果见图3。从图中可以看到在喷距相同时，随着直径的增大，尽管喷速有所降低，但射流轴心压力比值仍增大。例如图3中，直径为2.80mm、3.74mm和4.85mm的喷嘴，在  $L/d_0 = 10$  时，对应轴心压力比值分别为0.582、0.809和0.849。

在有井底漫流影响时，用井底多孔测压盘测得的喷速在  $74.6 \sim 89.7 \text{ m/s}$  范围内的实验结果见图4，从图中可以看到喷嘴直径对射流轴心压力衰减有同样的影响。对CMC水溶液也进行了实验，结果表明规律完全是类似的。

### 2) 双圆弧形大喷嘴

在喷速基本相同的条件下，对比不同直径的双圆弧形大喷嘴的实验数据发现，喷嘴直径对射流轴心压力的衰减的影响与小喷嘴有差别。例如在有井底漫流影响时，用井底多孔测压

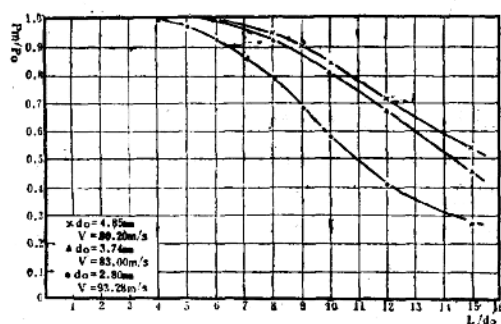


图3 无漫流影响下锥形小喷嘴的射流轴心压力衰减随直径的变化

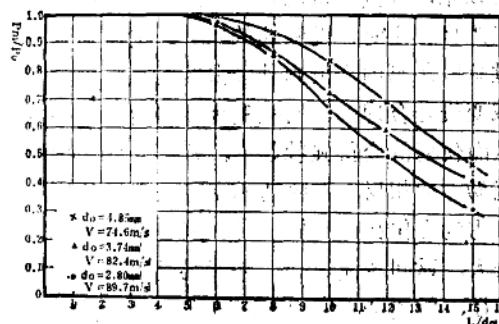


图4 有漫流影响下锥形小喷嘴的射流轴心压力衰减随直径的变化

盘测得的喷速在97.43~100m/s范围内的实验曲线见图5。从图5中可以看出在相同的无因次喷距下,射流轴心压力比值随直径的增大有减小的趋势。

将小喷嘴和大喷嘴的实验数据都用实际喷距(有因次)和压力比值分别作为横坐标和纵坐标绘制在同一直角坐标系内,见图6。从图6中可以看到直径对于射流轴心压力的影响虽有差别,但总的趋势并不矛盾。只是在直径较小时,增大直径对于射流轴心压力的影响较大,曲线明显向上移动,而当喷嘴直径较大时,增大直径对于射流轴心压力的影响较小,实验数据点几乎重合在一条曲线上。

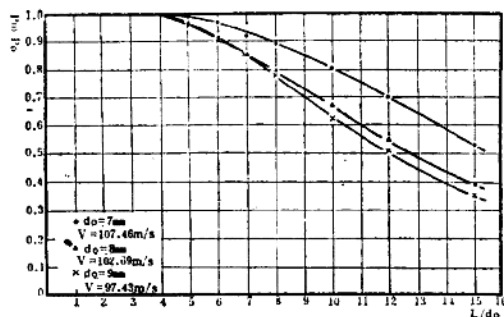


图5 有漫流影响下双圆弧形喷嘴射流轴心压力衰减随直径的变化

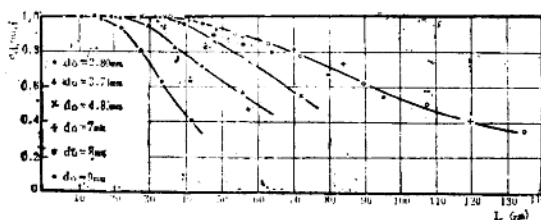


图6 直径对射流轴心压力衰减的影响

经过分析,我们认为喷速和喷嘴直径对射流轴心压力的影响都是符合射流与外界发生动量交换机理的。射流轴心压力衰减的过程就是由于射流与外界发生动量交换而引起的射流中心动量向外围扩散的过程。而动量交换的多少则与发生动量交换所进行的时间和条件有关,当距离一定时,随喷速的增大,射流通过一定距离所需要的时间必缩短,从而必减少射流通过这段距离内交换到外围去的动量。因此随着喷嘴出口处射流速度的增大,射流轴心压力衰减变慢是合理的。而喷嘴直径的增大有多方面的作用,一是使射流横截面积成平方关系增大从而使射流变得强壮起来,抵御外界干扰能力强。另一方面,在井筒中,由于射流和返回流流动方向相反,在喷速不变时,直径的增大会引起返回流流速增大,使射流受阻增大。而这阻力的变化在喷嘴较小时,因流量较小、返回流流速很小,影响不大。但在大喷嘴时,流量较大,返回流流速高,其影响远远大于小喷嘴的情况。因此,在喷嘴直径较小时,增大喷嘴直径,射流轴心压力衰减减弱,这时前者起主要作用。而当直径较大时,两者同时起作用。导致随着直径的增大射流轴心压力衰减改善很小,所以数据几乎重合在一起,而用无因次关系表示则出现向下移动的趋势。

### (3) 轴心压力衰减模式

从以上实验结果中可以看到射流轴心压力衰减在不同的喷嘴直径和喷速下有较大差别, 曲线在较大范围内上下移动, 要直接建立一个模式是困难的。但注意分析曲线的变化可以发现射流轴心压力衰减规律是有一定特征的(或者说是有一些共性的), 引入适当的特征参数则有可能找到它们的内在统一性, 这就要选择特征参数。首先在选定特征参数之前, 我们确定以下原则: 1) 选择的特征参数要取值准确、便于测试; 2) 选择的特征参数要有一定的实际意义; 3) 选择的特征参数能够集中反映出射流轴心压力衰减规律的统一性, 得出一个统一的数学模式, 模式简单、便于应用。经过分析, 我们选择无因次等速核长度  $L_1$  (即等速核长度  $L_1$ /喷嘴直径  $d_0$ ) 作为第一特征参数。怎样确定等速核长度, 目前无统一标准, 为了读取方便又不失“等速核”的一般意义, 在处理以上问题时, 我们采用了与梁田<sup>[10]</sup>类似的方法。即按实测数据绘成轴心压力和出口压力的比值 ( $P_m/P_0$ ) 与无因次喷距 ( $L/d_0$ ) 的关系曲线, 在曲线上按基本段的趋势延长, 取延长线与  $P_m/P_0 = 1$  的水平线的交点对应的喷距确定为等速核长度。这样确定的等速核长度不仅是准确的, 而且对应的轴心压力一般为出口压力的95%以上, 换算成速度则在97%以上, 因此可以认为是等速的。射流在等速核以内, 轴心压力和速度保持不变, 等速核段是射流能量、动量集中的区段, 等速核长度则是衡量等速核段大小的尺度, 用无因次等速核长度作为特征参数是满足前面原则1)、2)的。另外从实验结果中可以看到射流衰减得越快, 则无因次等速核长度越短; 射流衰减得越慢, 则无因次等速核长度越长, 这在一定程度上说明它不失为一特征参数。

关于第二个特征参数, 我们选择了无因次半衰距 ( $L_{0.5}$ )。射流半衰距是我们引入的一个新参数, 它定义为射流轴心压力衰减到喷嘴出口压力的50%时所达到的无因次距离。半衰距除了取值准确、便于测试之外, 它反映了射流在基本段内的衰减情况, 给出了射流压力达到半衰的长度概念, 对于现场喷距设计也有一定的参考价值。无因次半衰距作为特征参数也是符合前面原则的。

利用以上两个特征参数对实验数据进行处理, 发现射流的轴心压力衰减与两个特征参数组成的另一无因次参数  $\bar{L} [ \bar{L} = (L - L_1) / (L_{0.5} - L_1) ]$  之间有着密切关系, 见图7、图8、图9。从图中可以看到所有实验数据点都集中在一条曲线附近, 这表明选择的特征参数确实能够集中反映出射流轴心压力衰减规律的统一性。根据实验数据集中的特点和变化趋势的分析, 反复试算后得到下面回归模式:

$$\left. \begin{aligned} P_m/P_0 &= 1 - 0.5 \frac{L - L_1}{L_{0.5} - L_1} = \lambda \text{ 当 } L_1 < L \leq L_{0.5} \text{ 时} \\ P_m/P_0 &= 0.5 \frac{L_{0.5} - L_1}{L - L_1} = \lambda \text{ 当 } L > L_{0.5} \text{ 时} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中  $L$ ——喷距, mm;

$L_1$ ——等速核长度, mm;

$L_{0.5}$ ——半衰距, mm;

$P_m, P_0$ ——射流轴心压力、喷嘴出口处压力, 大气压。

式(1)与实验数据对比见图7、8、9, 其中实线是按式(1)绘制的, 从图中可以看到吻合程度是好的。

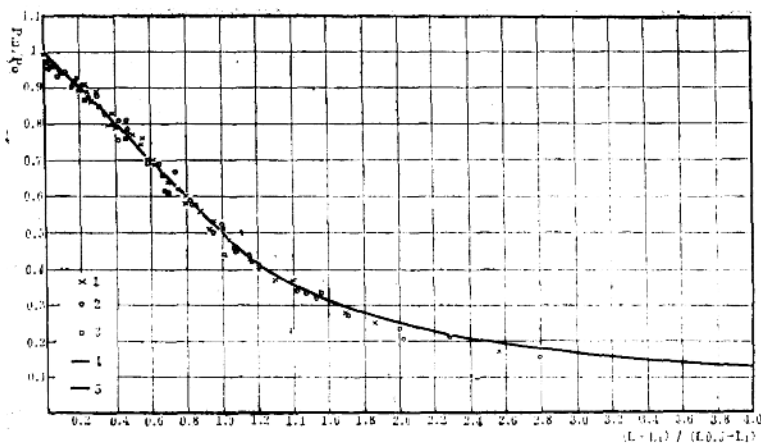


图7 无漫流影响下锥形小喷嘴的  $\bar{P}$ 、 $\bar{L}$  关系与式 (3-2-2) 对比

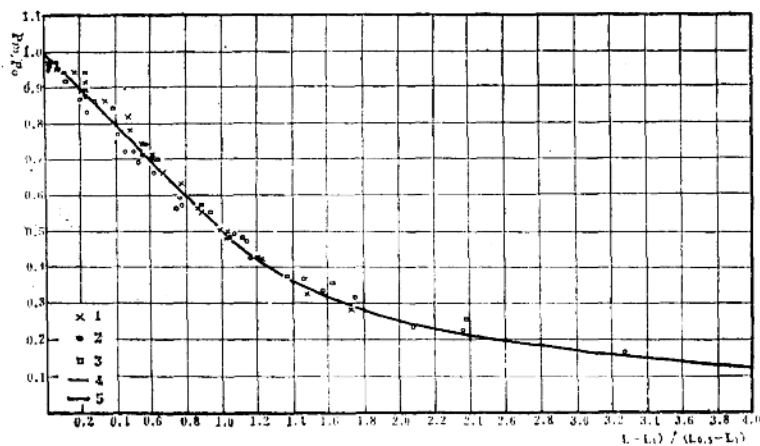


图8 有漫流影响下锥形小喷嘴的  $\bar{P}$ 、 $\bar{L}$  关系与式 (3-2-2) 对比

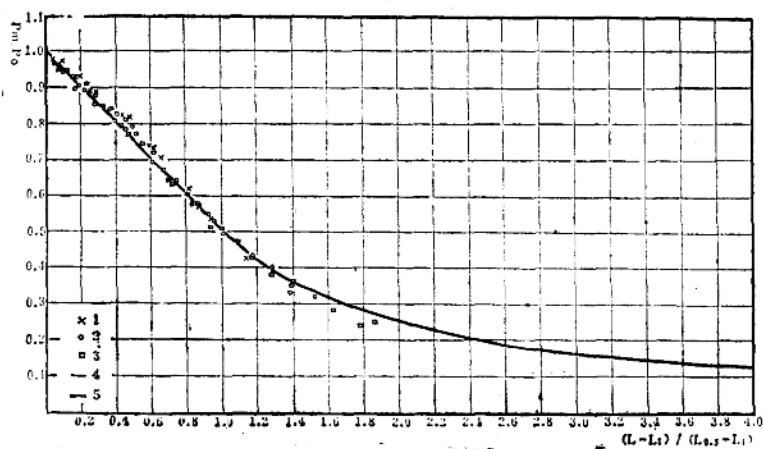


图9 有漫流影响下双圆弧形喷嘴的  $\bar{P}$ 、 $\bar{L}$  关系与式 (3-2-2) 对比

## 2. 射流压力分布模式

在有漫流影响下,用井底多孔测压盘测得的不同截面上的压力分布曲线如图10所示。从图中可以看到曲线形状是类似的,但不同喷距下的压力分布曲线有较大变化,不能重合在一起。欲建立一个模式,同样会遇到选择特征参数的问题。经过分析,我们选择中心最大压力( $P_m$ )作为特征压力,射流轴向压力沿径向衰减到中心压力一半时所对应的半径——半衰径( $R_c$ )作为特征半径。特征半径和特征压力都具有取值准确的特点。特征压力是轴心最大压力,而特征半径以内区域则压力较高,是该截面内射流能量和动量较集中的范围。采用以上两个特征参数对测试数据进行处理后,得到了基本重合在一起的无因次压力分布曲线,见图11、图12。这样我们就在所进行的实验范围内证明了在淹没非自由射流受井底影响而发生漫流和回流条件下,射流基本段内具有压力分布的自模性。根据压力与速度的对应关系可知,这种条件下射流的速度分布也具有自模性或相似性。

根据无因次曲线进行回归后,得到轴向压力沿径向分布的计算模式为:

$$\left. \begin{aligned} P_r/P_m &= 0.5(r/R_c)^2 && \text{当有井底漫流影响时} \\ P_r/P_m &= 0.5(r/R_c)^{1.71} && \text{当无井底漫流影响时} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中  $r$ ——测点离轴心的半径, mm;

$P_r$ ——测点压力, 大气压;

$P_m$ ——轴心最大压力, 大气压;

$R_c$ ——特征半径, mm。

式(2)与实验数据对比见图11、图12, 其中实线是按式(2)绘制的, 从图中可以看到吻合是好的。

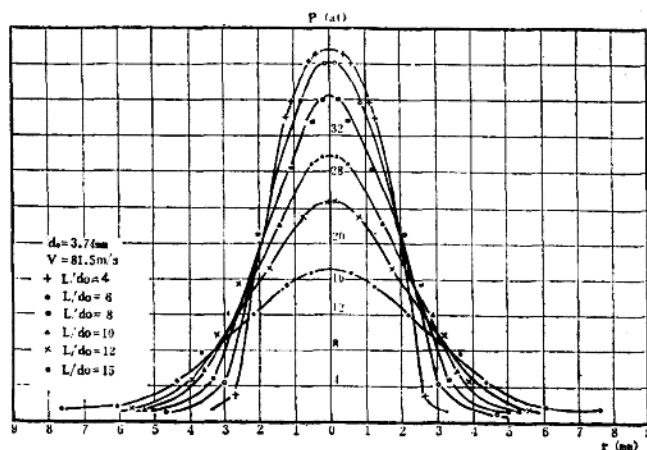


图10 射流轴向压力沿径向分布曲线

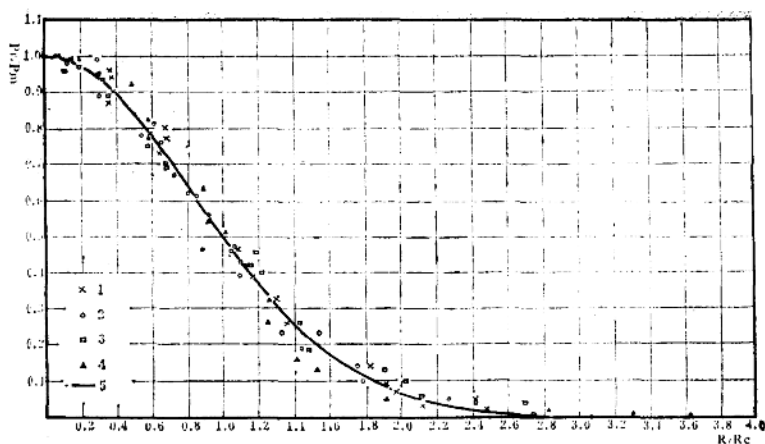


图11 有漫流影响下射流基本段内无因次压力分布曲线

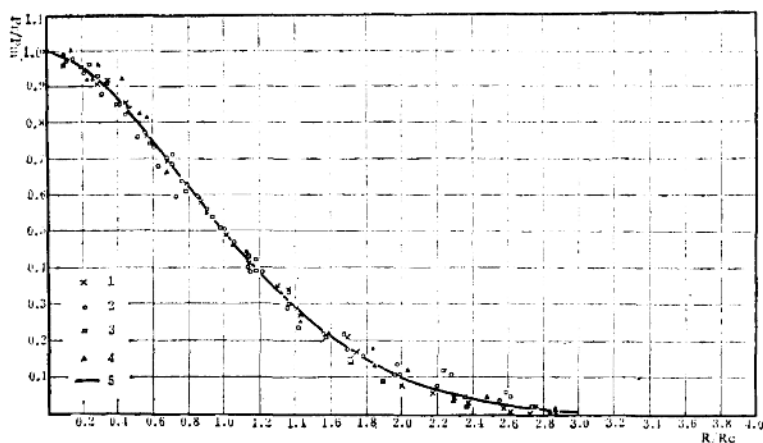


图12 无漫流影响下射流基本段内无因次压力分布曲线

## 漫 流 的 影 响

从射流轴向压力沿径向分布的模式中，可以看出漫流条件的存在对射流的流动是有影响的，因此有必要对漫流的影响进行进一步的实验研究和对比。

采用毕托管和多孔井底测压盘两种不同的测试方法，在喷速为70~150m/s的范围内，首先对射流的轴心压力进行了对比实验，结果见图13、图14和图15。从图中可以看到射流在喷嘴出口处的轴心压力和喷距为 $L/d_0 = 15$ 处的射流轴心压力，在有、无漫流影响条件下，没有根本差别。

随后采用以上两种方法对特征半径进行了对比实验，结果见图16、图17。从图中可以看到漫流对于压力分布中的特征参数 $R_0$ 是有影响的。在其他条件相同时，漫流的存在使得特征半径 $R_0$ 增大。



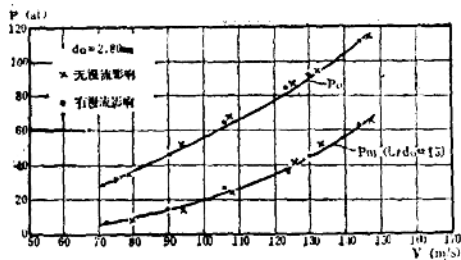


图13 漫流对射流轴心压力的影响

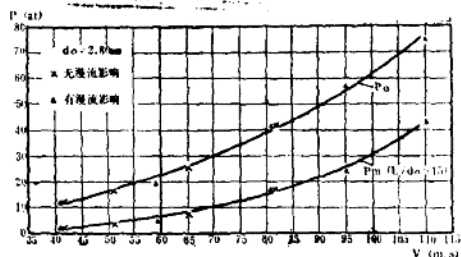


图14 漫流对射流轴心压力的影响

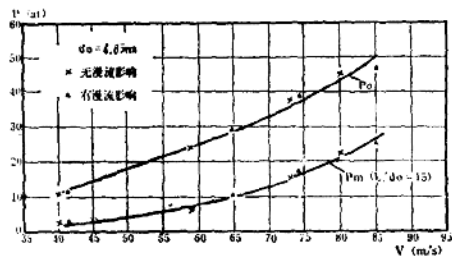


图15 漫流对射流轴心压力的影响

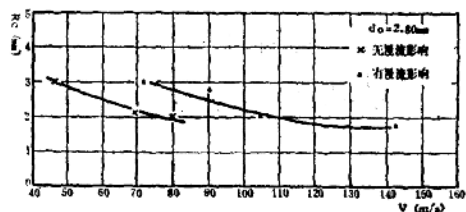


图16 漫流对射流压力分布中特征参数R0的影响

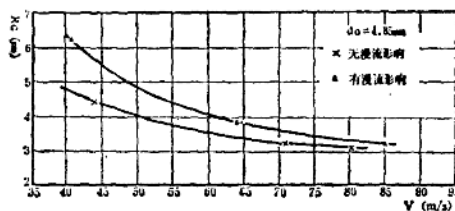


图17 漫流对射流压力分布中特征参数R0的影响

## 喷射钻井中井底水力参数的计算和按 井底水马力进行优选设计

### 1. 喷射钻井中井底水力参数的计算

由实验结果得到的模式 (1)、(2) 知在井底截面上任意一点的轴向压力可表示为:

$$P_r = P_0 0.5 (r/R_0)^2 \lambda \quad (3)$$

由式 (1)、(2)、(3) 出发, 可以对井底水力参数进行以下计算:

(1) 射流作用在井底的冲击力

根据力的迭加原理知射流作用在井底的冲击力为:

$$F = \int_A P_r dA = \int_0^{r_b} P_r 2\pi r dr$$

式中  $r_b$  为射流边界半径, 根据实验结果  $r_b = 3R_0$ 。

将 (3) 式代入上式计算可得:

$$F = \frac{P_0 \lambda \pi R_c^2}{\ln 2} \quad (4)$$

理论分析可得:

$$R_c = \alpha \lambda^{-\frac{1}{2}} d_0 \quad (5)$$

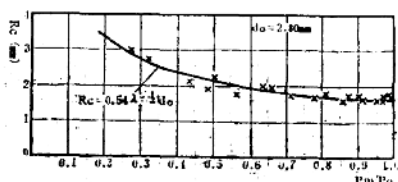


图18 特征半径 ( $R_c$ ) 的变化规律

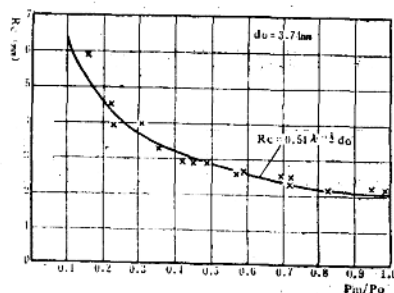


图19 特征半径 ( $R_c$ ) 的变化规律

其中  $\alpha$  为实验常数, 在  $L/d_0 = 10 \sim 15$  之间一般可取  $\alpha = 0.54$ , 见图18、图19中  $R_c$  与  $\lambda$ 、 $d_0$  的关系。

## (2) 射流作用在井底的平均冲击压力

井底平均冲击压力定义为冲击力除以冲击面积, 即

$$\bar{P}_{\text{底}} = \frac{F}{A} \quad (6)$$

根据实验结果取冲击面积为

$$A = \pi r_b^2 \approx 9 \pi R_c^2 \quad (7)$$

由式 (4)、(6)、(7) 可得

$$\bar{P}_{\text{底}} = \frac{P_0 \lambda}{9 \ln 2} \quad (8)$$

## (3) 射流作用在井底的水马力

根据测试结果和动量原理可得:

$$V_r = P^{-\frac{1}{2}} P_m^{\frac{1}{2}} 0.5^{\frac{1}{2}} (r/R_c)^2 \quad (9)$$

根据水力学原理有:

$$N = PQ = \int_0^{r_b} P_r V_r 2 \pi r dr$$

将式 (3)、(5)、(9) 代入上式可得:

$$N = N_0 0.79 \lambda^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

式中  $N_0$ ——喷嘴出口处的水马力

$N$ ——井底水马力

$\lambda$ ——压力衰减系数

(4) 射流作用在井底底面上的压力梯度

由式(2)可得:

$$\frac{\partial P_r}{\partial r} = P_m 0.5^{(r/R_0)^2} 2 \ln 0.5 \frac{r}{R_0^2} \quad (11)$$

(5) 最大压力梯度发生的位置

由式(11)可得:

$$\left. \frac{\partial P_r}{\partial r} \right|_{\text{最大}} = 0.849 R_0 \quad (12)$$

式(12)表明井底底面上最大压力梯度发生在特征半径附近,也就是说大约在冲击圆半径的三分之一附近。

(6) 井底底面上的最大压力梯度

$$\left. \frac{\partial P_r}{\partial r} \right|_m = \frac{1.322 P_0 \lambda^2}{d_0} \quad (13)$$

## 2. 按井底水马力进行喷射钻井优选设计

从式(8)、(10)、(13)中可以看出射流作用在井底的水力参数不仅与喷嘴出口处的水力参数有关,而且与射流衰减规律——射流轴心压力衰减系数( $\lambda$ )有关。而在不同的喷速、直径条件下, $\lambda$ 值是不同的,这只有井底水力参数才能反映出来,也只有按井底水力参数进行优选设计才是更合理的、更完善的。

实验结果表明射流轴心压力衰减系数( $\lambda$ )是随喷速( $V$ )和喷嘴直径( $d_0$ )而变化的,这种关系一般可表示为:

$$\lambda = \varphi(V, d_0)$$

或者表示成:

$$\lambda \propto V^S d_0^T \quad (14)$$

不难检验这种假设的合理性,根据实验数据回归得到的 $S$ 、 $T$ 值代入式(14)中与实验数据对比见图20。从图中可以看到吻合是好的,即说明:轴心压力衰减确实可以认为与喷速的 $S$ 次方和直径的 $T$ 次方的乘积成比例关系,也表明式(14)是成立的。

根据实验数据可以得到不同喷距下的 $S$ 、 $T$ 值,见图21。

进一步考虑喷速和排量之间的关系有:

$$V = \frac{4Q}{\pi d_0^2} \quad (15)$$

由式(14)、(15)可得:

$$\lambda \propto Q^S d_0^{T-2S} \quad (16)$$

另一方面考虑循环中泵功率的分配关系有:

$$N_0 = N_s - N_1 \quad (17)$$

式中  $N_s$ ——泵发出的功率;

$N_1$ ——钻头水马力。

根据水力学原理有:

$$N_0 = \frac{0.11 P Q^3}{C^2 d_0^4} = b \frac{Q^3}{d_0^4} \quad (18)$$

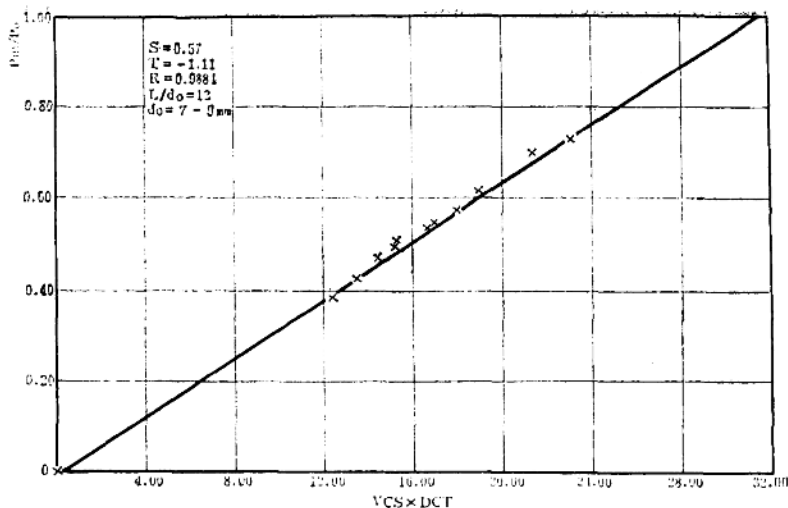


图20 压力衰减系数 ( $\lambda$ ) 与喷速 ( $V$ ) 喷嘴直径 ( $d_0$ ) 的关系

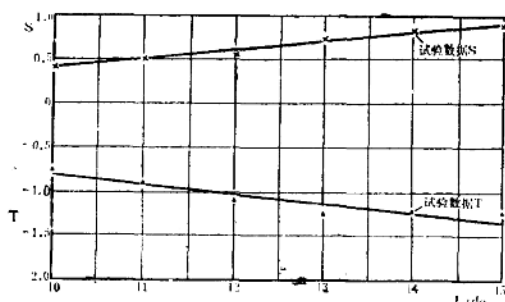


图21 不同喷距下的速度指数 ( $S$ ) 和直径指数 ( $T$ )

$N_1$ ——循环中损耗的水马力。

根据水力学原理有：

$$N_1 = \frac{mH + n}{7.5} Q^3 = k_1 Q^3 \quad (19)$$

由式 (17)、(18)、(19) 式可得：

$$b \frac{Q^3}{d_0^4} = N_s - k_1 Q^3 \quad (20)$$

进一步考虑泵的工作条件得到下面结果：

最大功率状态下  $N_s = N_R$  ( $N_R$  为泵的额定功率) 由式 (20) 可得：

$$Q = \left( \frac{N_R}{b/d_0^4 + k_1} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (21)$$

最大允许泵压状态下  $N_s = \frac{P_R Q}{7.5}$  ( $P_R$  为泵某缸套的许用压力)，由式 (20) 可得：

$$Q = \left( \frac{P_R/7.5}{b/d_e^4 + k_1} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (22)$$

由 (16)、(21)、(22) 式可得:

$$\left. \begin{aligned} \lambda \propto \left( \frac{N_R}{b/d_e^4 + k_1} \right)^{\frac{1}{2}} d_e^{T-2s} & \quad \text{最大功率状态下} \\ \lambda \propto \left( \frac{P_R/7.5}{b/d_e^4 + k_1} \right)^{\frac{1}{2}} d_e^{T-2s} & \quad \text{允许泵压状态下} \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

在此基础上进一步发展肯德尔<sup>[1]</sup>的最大喷嘴水马力设计方法, 可得到按最大井底水马力进行优选设计的方法, 经过推导可得最优当量直径计算式为:

$$\left. \begin{aligned} d_{e/op} &= \left[ \frac{b(4+T)}{k_1(8+2s-T)} \right]^{\frac{1}{4}} & \text{允许泵压工作状态下} \\ d_{e/op} &= \left[ \frac{b(3T-2s)}{3k_1(8+2s-T)} \right]^{\frac{1}{4}} & \text{最大功率工作状态下} \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

上式中在允许泵压工作状态下, 若取  $S=3$ ,  $T=2$  则可得:

$$d_{e/op} = \left[ \frac{0.825 \rho}{2C^2(mH+n)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (25)$$

式 (25) 就是钻井水力设计中按喷嘴出口水马力优选设计的喷嘴直径计算式<sup>[11]</sup>, 而将  $S=3$ ,  $T=2$  代入式 (14) 中即得:

$$\lambda \propto V^3 d_e^2 \propto N_0$$

这表明为假设射流轴心压力衰减和喷嘴出口处水马力一致时, 则按井底水马力和按喷嘴出口水马力设计是一样的, 从而说明最大井底水马力设计方法包括了肯德尔的最大喷嘴水马力设计方法。另外从式 (24) 中可以看出, 该方法不仅包含了与井深、钻具压耗系数以及泥浆密度、喷嘴流量系数有关的常数  $K_1$  和  $b$ , 而且也包含了与射流衰减规律有关的速度指数  $S$  和直径指数  $T$ , 而且  $S$  和  $T$  值又是随喷距而变化的。因此按最大井底水马力进行优选设计的方法不仅考虑了泥浆在循环过程中能量分配关系, 而且考虑了不同喷距下射流流动过程中的能量变化, 是一种更广泛和完善的设计方法。

## 水力程序设计对比

计算条件:

某井使用  $8\frac{1}{2}$ " 钻头、7" 钻铤 80 米、5" 钻杆、泥浆比重  $\rho=1.1$ , 两台 NB<sub>8</sub>-600 泵, 选用  $\phi 130$  毫米缸套:

额定泵压: 200 压力

额定功率: 820 马力

额定排量: 31 升/秒

三个等直径喷嘴, 井深 3000 米

1. 喷距为 130mm 时, 按喷嘴出口水马力和按井底水马力设计对比 (计算过程省略)

喷嘴出口水马力设计结果: 井底水马力  $N_1=300$  马力

井底水马力设计结果: 井底水马力  $N=371$  马力

对比结果表明,按井底水马力设计比按喷嘴出口水马力设计可提高井底水马力23%。

## 2. 喷距缩短为50mm时与130mm时进行对比

(1) 喷距50mm时按井底水马力进行设计,结果为: 井底水马力 $N = 440.18$ 马力

(2) 喷距130mm时按井底水马力进行设计,结果为: 井底水马力 $N = 371$ 马力

(3) 喷距为130mm时按喷嘴出口水马力进行设计,结果为: 井底水马力 $N = 300$ 马力

对比设计结果表明,喷距从130mm缩短为50mm,且把设计方法从喷嘴出口水马力改用井底水马力方法,则提高井底水马40%以上。

都按井底水马力方法进行设计,喷距从130mm缩短为50mm,可提高井底水马力18%。

## 结 论

通过以上研究,初步可以得如下结论:

1. 淹没非自由射流轴心压力衰减规律受喷嘴出口速度的影响较大,在所进行的实验范围内,射流的轴心压力衰减随着喷嘴出口速度的增大而减慢。

2. 淹没非自由射流轴心压力衰减规律也受喷嘴直径的影响。在所进行的实验范围内,对于细射流( $d_0 = 2.80 \sim 4.85$ mm),随着喷嘴直径的增大,射流轴心压力衰减减弱;对于粗射流( $d_0 = 7 \sim 9$ mm),随着喷嘴直径的增大,射流轴心压力比值随着实际距离增大而衰减的规律变化不大,而用无因次距离( $L/d_0$ )表示的压力衰减曲线则向下移动。

3. 除了在喷嘴直径较小( $d_0 = 2.80$ )、喷速较低(40m/s左右)时,射流轴心压力衰减可以用吐尔敏模式表示外,在直径较大,喷速较高情况下,射流轴心压力衰减则与吐尔敏计算模式以及其他现有射流轴心压力衰减模式有较大差别。

4. 新引入的特征参数——半衰距是适用的,除了给出了射流轴心压力达到半衰时的长度概念,对射流喷距设计有一定参考价值之外,它基本能够集中反映射流基本段内轴心压力的衰减规律。

5. 根据实验数据分析、回归而建立的射流轴心压力衰减和轴向压力沿径向分布的计算模式与实验数据点的相关系数都在0.96以上,用于射流的计算、分析是较为准确的。

6. 通过实验对比发现漫流对于射流径向压力分布有影响,使射流截面半径增大。

7. 按井底水马力进行优选设计的方法,不仅考虑了循环中压力分配关系,而且考虑了湍流出喷嘴后的减弱过程,把优选设计的目标移到了与喷距有关的实际发生清岩、破岩过程的井底底面,在原有工作方式的基础上向前迈进了一步。

8. 计算对比结果表明:缩短喷距、采用井底水马力设计方法效果是明显的,有必要进行现场实验。

## 符 号

$P_m$ ——射流轴心压力, at;

$P_0$ ——喷嘴出口处压力, at;

$P_r$ ——某射流截面内,半径 $r$ 处的轴向压力, at;

$L$ ——喷距, mm;

$L_1$ ——等速核长度, mm;

$L_{0.5}$ ——半衰距, mm;  
 $d_e$ ——当量喷嘴直径, cm;  
 $d_o$ ——喷嘴直径, cm;  
 $r$ ——测点离轴心距离, mm;  
 $r_b$ ——冲击圆半径, 射流边界半径, mm;  
 $\lambda$ ——压力衰减系数  $\lambda = P_m/P_o$ ;  
 $V$ ——喷嘴出口处射流速度, m/s;  
 $b$ ——常数  $b = 0.11 \frac{\rho}{c^2}$ ;  
 $C$ ——流量系数;  
 $\rho$ ——泥浆密度, 克/厘米<sup>3</sup>;  
 $K_1$ ——常数  $K_1 = \frac{mH+n}{7.5}$ ;  
 $m$ ——钻具压耗系数;  
 $n$ ——地面管汇压耗系数;  
 $H$ ——井深, m;  
 $Q$ ——排量, 升/秒;  
 $S$ ——速度指数 (无因次);  
 $T$ ——直径指数 (无因次);  
 $F$ ——冲击力, 公斤;  
 $\bar{P}_{底}$ ——平均井底冲击压力, 公斤/cm<sup>2</sup>;  
 $N$ ——射流作用在井底的功率, 马力;  
 $N_s$ ——泥浆泵发出的功率, 马力;  
 $N_R$ ——泥浆泵的额定功率, 马力;  
 $P_R$ ——泥浆泵某缸套的许用压力, at;  
 $Q_R$ ——泥浆泵的额定排量, 升/秒。

### 主要参考文献

- [1] Kendall. H.A and Goins, W.C.Jr "Design and operation of Jet-Bit Programs for Maximum Hydraulic Horsepower Impact Force, or Jet Volocity" Paper SPE 1288—6.
- [2] R.H.McLEAN: "Crossflow and Impact Under Jet Bits" J.Pet. Tech. (Nov 1964) 1299—1305.
- [3] David.A. Smalling and Thomas A. key "Optimization of Jet Bit Hydraulics Using Impact Pressure" Paper SPE 8440.
- [4] Pratt.C.A: "Increased Penetration Rates Achieved with New Extended Nozzle Bits" J. Pet. Tech (Aug. 1978) 1191—1198.
- [5] Sietko. A.A. and Myers, G.M: "The Effect of Nozzle Size, Number and Extension on the Pressure Distribution Under a Tricone Bit" J. Pet Tech (Nov.1971)

1299—1304.

- [ 6 ] Feenstra, R: "Full-scale Experiments on Jets in Impermeable Rock Drilling" J. Pet. Tech. March 1964.
- [ 7 ] Cheuthm J.B. Jr: "Chip Removal by a Hydraulic Jet" Society of Pet. Eng. J. March 1964.
- [ 8 ] John, R. Eckel and W. J. Bielstein: "Nozzle Design and its Effect on Drilling Rate. and Pump Operation" Drill. and Prod. Prac. API (1951).
- [ 9 ] 谢象春: 《湍流射流理论与计算》, 科学出版社, 1975.
- [ 10 ] 王效敏等: 《高压水射流技术译文集》, 煤炭工业出版社, 1982.
- [ 11 ] 刘希圣等: 《钻井工艺原理》, 石油工业出版社, 1981.
- [ 12 ] 赵国珍 "关于喷射钻井中井底水力参数的计算问题" 石油钻采工艺, 1980、2.
- [ 13 ] 周煜辉 "喷射钻井中井底水力能量近似计算方法", 石油学报, 1983年1月.
- [ 14 ] 解浚昌 "喷射钻井水力参数与泥浆流变参数互相适应的优选方法", 石油学报, 1981年10月.