

594906

冲击凿岩的理论基础 与电算方法

徐小荷 等著

32
33
35
36
38
39
40
42
43
44
45
46
47

0.1138
0.0766
0.1112
0.1758
0.1926
0.1661
0.2313
0.2216
0.2526
0.2152
0.2139
0.2210
0.2274

东北工学院出版社

责任编辑：车荫昌

封面设计：赵殿泽

统一书号：15.16·5

定 价：3.45 元

冲击凿岩的理论基础与电算方法

徐小荷 等著

东北工学院出版社

内 容 简 介

本书汇集了徐小荷教授领导的东北工学院岩石破碎研究室多年从事冲击凿岩研究的成果。它包括：风动凿岩机结构参数的电脑模拟方法；冲击凿入系统的受力和效率的波动力学理论分析和数值计算；利用微机采集并处理凿岩机内部过程和钎具受力的方法。本书把研究、设计凿岩机械与工具的方法，由经验类比发展到电脑仿真的高度。书中除了论述基本原理，分析试验结果之外，为便于实际应用还给出了程序的框图和一些实用的程序。

冲击凿岩的理论基础与电算方法

徐小荷 等著

*

东北工学院出版社出版

(沈阳 南湖)

东北工学院印刷厂印刷

辽宁省新华书店发行

*

1092×787毫米 1/16 印张 13 字数 310 千字

1986年8月第1版 1986年8月第1次印刷

印数 1~3000

统一书号：13476·5 定价 3.45 元

前 言

本文集是东北工学院岩石破碎研究室近十年来在冲击凿岩方面的研究成果总结。它包括了气动凿岩机的电算模拟，凿岩机内部过程的微机采样处理，撞击凿入系统的波动力学计算和岩石凿碎规律的研究等方面。在研究过程中，冶金部科技司矿山处给予了大力支持，得到了中国科学院科学基金的部分资助，受到同行们的启示和鼓励，得到厂矿的支持和帮助。对此一并深表谢意。本文集难免有不足或错误之处，希读者批评指正。

作 者

目 录

冲击式凿岩理论的进展	彭庆霖 徐小荷 (1)
气动机具的计算机模拟基础	黄士芳 (5)
无阀冲击器的电算模拟	黄士芳 杨国伟 (12)
无阀风动工具辅助设计软件的使用方法	黄士芳 (18)
YGZ-40型凿岩机结构参数的电算优化	黄士芳 (29)
环状阀换向规律的试验研究	秦健民 徐小荷 彭庆霖 (36)
有阀气动凿岩工具性能的计算机模拟	秦健民 徐小荷 彭庆霖 (47)
凿岩机动力过程与性能参数微机测算的研究	孟祥振 (55)
凿岩机动力过程与性能参数测算程序使用方法	孟祥振 (64)
撞击凿入波动理论的基本概念及其图解方法	徐小荷 (75)
撞击凿入系统的波动力学分析	徐小荷 (92)
由撞击引起钎杆中纵波的研究	徐小荷 (116)
杆件纵向撞击面局部变形的非线性模型	邹定祥 (127)
撞击凿入系统受力的表算方法	徐小荷 (134)
撞击凿入系统的数值计算方法	徐小荷 (140)
撞击凿入系统应力和效率电算程序使用方法	徐小荷 (147)
对 DHD-360 冲击器的模拟实验研究	邹定祥 (164)
钎杆寿命的理论分析	宋守志 徐小荷 (172)
凿入过程的理论与试验研究	唐春安 (180)
对岩石的凿入力凿深曲线的测定和分析	潘 岳 徐小荷 唐春安 (188)
岩石凿碎比功的可钻性分级	徐小荷 (197)

冲击式凿岩理论的进展

彭庆霖 徐小荷

摘 要

本文扼要地分析了冲击式凿岩理论的历史发展进程,着重地指出了自从出现了电子计算机之后,冲击凿岩理论研究的方向和进展。

一般把 1857 年作为气动凿岩机的诞生年。这一年 8 月 31 日,在法国和意大利间的塞尼峰隧道采用了压缩空气作动力的凿岩机,第一次成功地进行了凿岩和爆破。虽然在这以前,机械凿岩已经有四十多年的探索历史,但是都没有在工程应用上获得成功。1857 年 Germain Sommler 试验成功的第一架凿岩机是“活塞式”的,它把钎子和活塞固定在一起,由后者带着作撞击动作而凿出眼来。机器重 280kg,每分钟撞击约 200~300 次,钎头直径 40mm,每分钟能打 20~30mm 深的眼。现在看来这些指标都是很低的,但它终究开辟了气动凿岩机的发展道路。

到 1896 年,George Leyner 才成功地制造出了锤击式凿岩机,它以活塞锤击钎尾,将能量传到钎头而破碎岩石。这样使冲击频率猛增到每分钟 2000 次左右,凿岩机的重量也减轻了许多。这种锤击式工作原理的凿岩机,一直应用至今。

虽然锤击式凿岩机在实践中得到了极大的成功,但它在设计上却带来了莫大的困难。这种凿岩机的活塞是自由运动的,称之为自由活塞。它的运动完全依赖于活塞两侧气室中的压力,而气室中的压力又取决于活塞运动的速度和进入(或排出)气室的气体流量。因此,要得出活塞的运动历程,就要将运动方程、流量方程、气体状态方程和等熵方程联立求解。而这些微分方程并非都是线性的,所以虽然理论上运动是确定的,实际上却难以计算。直到不久前,还只是用整个过程的平均压力乘以活塞的冲程长度来计算出活塞的冲击动能,并以此作为设计凿岩机的重要依据,根本谈不上运动过程的设计和优化。在此期间,凿岩机的设计和改进,主要靠反复地制作样机,加以测定和调整,以得到较优的产品。这样的方法既耗费资金又耽搁时间。

在有了电子计算机之后,情况就改观了。自由活塞的运动过程和凿岩机各个结构尺寸间的关系就可以被准确地描述出来,这使得机器还未被制造出来以前,就能够预估到整个运动的历程,从而可以做到优化参数的设计。

自由活塞的高频冲击动作,是靠系统的振荡机制来促成的。这种系统把活塞所处的位置的信息反馈给阀门,致使活塞在前端时,阀门让压气从前气室进入,并打开后气室的排气通道,活塞便作回程运动;反之,当活塞回到后端时,阀门使压气由后气室进入,打开前气室的排气通道,活塞作冲程运动。图 1 是此系统的框图。

按照阀门受控于活塞的方式,阀门可分为三种:即无阀、控制阀和活阀。

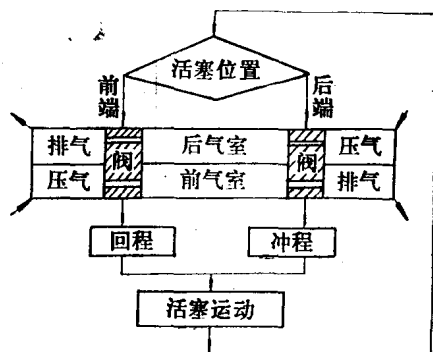


图1 凿岩机动作系统框图

气路的启闭。但阀的状态却仍然受控于活塞的位置。后者以启闭缸壁中特设的孔道藉压缩空气来控制阀的状态。即由活塞控制阀门的状态，再由阀门的状态来变换推动活塞气路的配置，因此，阀的动作利索，便于按需要达到配气的目的。但缸壁中要增设控制用的孔道，阀的构造也较复杂，制作较难。

以上两种阀的电算都比较方便，因为阀的状态及气路的分配，只取决于活塞的位置一个因素，而后者是容易确定的。

活阀的构造较简单，图3是一种活阀的原理。它的受控状态比较复杂，不直接由活塞的位置来决定，而取决于阀两侧的压气。这个压力不仅和前、后气室的压力有关，还取决于阀侧气流的速度以及阀的承压面积等。图4是7655型凿岩机实测的动力图。从图中可见，换向开始之际，正是一个气室的排气口骤然打开之后。这时进气通道和排气口直接贯通，阀的一侧气流速度很快，静压下降，阀便“飘”了过来。在冲程末了换向时，阀是向压力相对较高的后气室一侧靠拢的。

活阀的结构比控制阀简单，动作快、频率高；但它的动作受气源的压气影响很大，容易脱离最优的工作点。有部分新鲜压气直接从排气口排出，增大了压气的消耗。

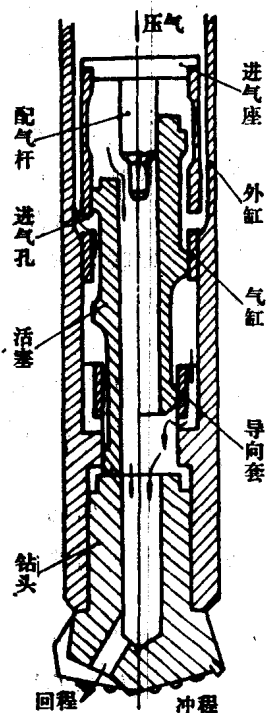


图2 无阀冲击器的配气原理

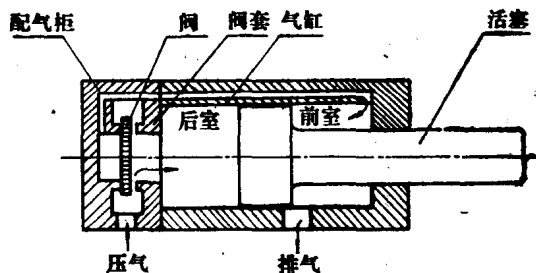


图3 活阀配气原理

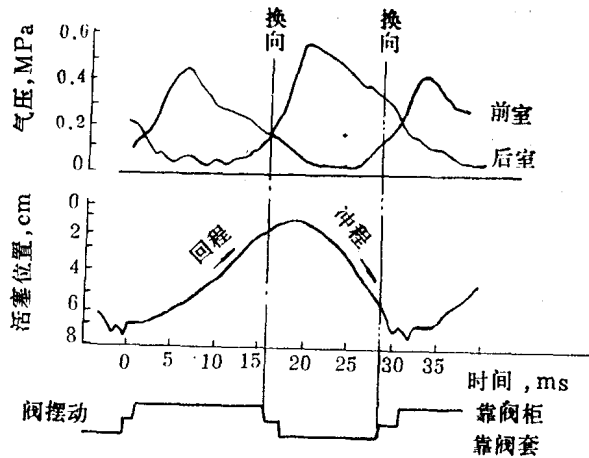


图 4 7655 型凿岩机的动力图

活阀的开始换向条件, 阀的运动速度和两侧压力的变化等, 都未有过深入的研究; 为了能够进行准确的电算, 必须搞清楚这些规律。

自由活塞的运动也不是全无限制的, 在冲程末尾, 活塞的运动被钎尾所制止, 即活塞撞击钎尾而向外输送能量。锤击式凿岩机的能量传递方式也是颇为特殊的。它不象平常的机器那样, 靠杠杆、齿轮、皮带或转轴来传递能量, 而是借助于撞击, 把活塞的动能转化成应力波, 以应力波的形式通过钎杆传到钎头, 再由钎头作用于岩石而使之破碎。这种方式能够以很轻巧的机器, 在瞬间发生极大的载荷。平常凿岩机能够在 0.2ms 内使载荷猛然上升到 100kN 。有了这样高的载荷, 才能够破碎坚固的岩石。不过这种撞击动作, 也给设计和计算带来困难。核算机构的强度和工作效率, 在设计机器时是不可缺少的, 只有利用波动力学才能解决这两个问题。应力波在钢铁中的传播速度是 5100m/s , 在钎杆中尤其是在冲击器的撞击系统中, 钎杆短, 界面多, 波的透反射十分频繁; 用波动方程无法给出解析解, 只有借助于电子计算机才能够给出相当满意的结果。用波动力学研究撞击凿入系统表明, 系统受力的大小, 凿入效率的高低不仅决定于活塞、钎具的质量比例, 还取决于它的几何形状。匹配好的活塞-钎具-岩石系统, 可以使钎具应力较小而凿入效率较高。

在获得活塞和钎具撞击载荷谱的基础上, 便有可能对其寿命作出估计。这在利用波动力学对撞击系统进行电算以前, 是难以想象的。

由上可见, 电子计算机的应用, 把冲击式凿岩的理论计算推进到一个新的阶段。它所涉及的理论基础也愈加广泛, 以前只涉及机械功转换成动能, 和牛顿碰撞原理等简单理论, 现在要涉及可压缩流体动力学, 波动力学, 岩石破碎学等方面。解决问题的深度和准确性也都大大提高。

但是电子计算机并不能解决所有问题, 如凿岩机中诸管道、孔口的局部阻力系数, 还是要通过实际测定才能获得。活塞撞击钎尾的局部变形系数, 钎刃凿入岩石的边界条件-载荷侵深曲线, 也只能由实际测量得到, 何况电算程序是否准确可靠, 也要通过实际测定才能鉴别。因之凿岩机内部过程和撞击凿入系统的实际测试, 仍然是发展冲击式凿岩理论和实践的

重要手段。利用微机采样处理，来代替以往的示波器记录系统成了冲击式凿岩现代化试验的重要标志。它提高了实验的精度，节省了整理数据的时间。

测定凿岩机冲击能的国际标准 ISO2787，发表于 1984 年，它规定了测定撞击应力波流过钎杆的能量，作为凿岩机的冲击能。我国的研究部门和制造厂家，利用微处理机，在当年就掌握了这一技术，建立了相应的测定装置。我国凿岩机、冲击器的设计，已经采用了电算优化的方法。我国还研究出了以凿碎比功为依据的，有自己特色的岩石可钻性分级。这些表明了我国在凿岩理论的研究上，也已跨入了八十年代的世界水平。我国冲击凿岩的理论和实践居于世界先进行列是指日可待的。

气动机具的计算机模拟基础

黄 士 芳

摘 要

气动机具的计算机模拟是以气体热力学和动力学为基础的。它利用一维气体稳定流的流动方程、气体状态方程、能量平衡方程等微分方程组来描述。本文简要地阐述了与气动机具的计算机模拟有关的气体热力学理论基础。

气动机具的计算机模拟, 需要建立描述其内部动力过程的一种“数学模型”。这种模型是随时间而变化的, 故称之为“动态模型”。

气动机具的动态模型, 是以气体热力学和动力学理论为基础的。一般采用一维气体稳定流的流动方程、气体状态方程、能量平衡方程等微分方程组来描述。

本文将着重介绍与气动机具计算机模拟有关的气体热力学基础及其基本分析方法。

一、气体状态方程式

为了描述气动机具内气室的状态, 可把它视为一热力系统, 如果该系统处于平衡状态, 即如果外界条件不变化, 则系统的状态参数均匀一致。在平衡状态下, 气室内气体的状态可由气体状态方程来确定。

对于 1kg 气体, 其状态方程式可表达为:

$$Pv = RT \quad (1)$$

式中 P ——气体压力;

R ——气体常数, 对于空气, $R = 287.1 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

T ——气体绝对温度;

v ——比容, 即单位质量的物质所占的容积。设气室容积为 V , 气室内气体质量为 M , 则

$$v = V/M$$

实际上, 气动机具气室内的气体状态是不断变化的。它是一个热力过程, 不可能是静态的平衡过程。但是, 若将气室内气体状态变化过程分成许多微时间段, 则气体状态将一段一段地发生微小的状态变化而稍微偏离原有平衡状态。在每一微时间段后, 立即建立新的平衡状态。于是, 在整个热力过程中, 气体经过的是一系列的平衡状态。这种准静态过程的处理方法, 使计算机有可能利用迭代有限差分原理, 模拟气室内的气体状态。

二、能量平衡方程式

如果气室内的气体, 由 A 平衡态经历一个微小变化到 B 平衡态。在这一过程中, 气源传

给气室一定的热量 dQ ，它一部分用于气体对活塞作功 dW ，一部分用于增加内能 dU 。根据热力学第一定律，可得到如下的能量方程式，即对于质量为 M 的气体

$$dU = dQ - dW \quad (2)$$

但这时，气室与外界间只有能量交换，没有物质交换。

在绝热情况下， $dQ = 0$ ，气体对外界作功可表示为 $dW = PdV$ ，其中 dV 为气室的容积增量。气体容积缩小时，其值为负，即外界对气体作功。

如果在微段时间间隔 dt 内的热力过程中，接受热量 dQ 和对外作功 dW 的同时，有质量为 dM_1 的气体，经进气口进入气室，又有质量为 dM_3 的气体经排气口流出。在此情况下，气室内气体由初始状态时质量为 M 变化到终了状态时质量为 $M + dM$ ，按照质量守恒定律，气室内气体质量增量应为

$$dM = dM_1 - dM_3 \quad (3)$$

上述关系式可写成

$$\frac{dM}{dt} = \frac{dM_1}{dt} - \frac{dM_3}{dt} = G_1 - G_3 \quad (4)$$

式中 G_1 、 G_3 分别为单位时间内流入和排出的气体流量。

因此，当气室与外界间有气体交换时，应考虑气体质量变化的影响因素。这时，能量方程式可由下式表达：

$$dQ = dE + dW \quad (5)$$

式中 dE 为气体的总能增量，它包括气体的内能增量 dU 、气体的流动动能 dE_k 和气体位能 dE_p 。若忽略位能项，则稳定流动能量方程式可写为

$$dQ = dU + \omega d\omega + PdV \quad (6)$$

式中 ω ——气体稳定流动速度。

由热焓定义知，热焓

$$H = U + PV \quad (7)$$

或对于 1kg 气体，可写成

$$h = u + Pv \quad (8)$$

由此可得

$$dh = du + Pdv + v dP \quad (9)$$

由式(2)可知，对于 1kg 气体

$$dq = du + Pdv$$

故

$$dh = dq + v dP \quad (10)$$

三、气室内气体压力和温度方程式

式(2)中的内能 dU 是一个状态参数。在热力过程中，气体的内能变化是温度的单值函数，即

$$dU = c_v \cdot M \cdot dT \quad (11)$$

式中 c_v ——气体的定容比热。

气体的焓也是温度的单值函数。若用 c_p 表示气体的定压比热, 则气体焓的变化可由下式表达:

$$dh = c_p dT \quad (12)$$

现考虑气体质量 dM 流入气室时的能量变化关系。假设过程为绝热的, 则气室内所增加的能量是 dM 的热焓增量, 即

$$dH = dM \cdot h_0 \quad (13)$$

式中 h_0 ——气体初始热焓。由式(12)知, $h_0 = c_p T_0$; 其中 T_0 为气室入口(或出口)处的气体绝对温度, 故式(13)可改写为

$$dH = c_p \cdot T_0 \cdot dM \quad (14)$$

若气体质量 dM 比气室内气体小得多, 即 $dM \ll M$, 则气室内的压力不会因 dM 气体流入而受到影响, 因此, 式(9)可改写如下:

$$dH = dU + PdV \quad (15)$$

将式(11)、(14)代入上式后, 变为

$$c_p T_0 dM - c_v M dT = PdV \quad (16)$$

利用理想气体的定容比热、定压比热与绝热指数 K 的关系, 即

$$c_p = \frac{K}{K-1} \cdot R \quad (17)$$

$$c_v = \frac{1}{K-1} \cdot R \quad (18)$$

并且考虑式(1)后, 式(16)可写成

$$\frac{K}{K-1} RT_0 dM - \frac{1}{K-1} RM d\left(\frac{PV}{MR}\right) = PdV$$

经整理, 得到气室内气体压力微分方程式如下:

$$dP = \frac{K}{V} (RT_0 dM - PdV) \quad (19)$$

或

$$\frac{dP}{dt} = \frac{K}{V} \left(RT_0 \frac{dM}{dt} - P \frac{dV}{dt} \right) \quad (20)$$

式中 $\frac{dV}{dt}$ ——在微时间段 dt 内活塞位移后的气室容积变化量。

由热力学知, 准静态绝热过程方程式为

$$Pv^K = \text{const} \quad (21)$$

或者

$$TP^{(1-K)/K} = \text{const} \quad (22)$$

利用关系式(22), 可知气室内气体的温度和压力的变化关系如下, 即

$$\frac{dT}{T} = \left(\frac{dP}{P} \right)^{(K-1)/K}$$

由此可得到

$$dT = \frac{T}{P} \cdot \frac{(K-1)}{K} \cdot dP \quad (23)$$

将式(19)代入上式后, 变为

$$dT = \frac{T}{P} \cdot \frac{(K-1)}{V} (RT_0 dM - PdV) \quad (24)$$

$$dT = \frac{T \cdot R}{V \cdot P} [(K-1)T_0 dM] - \frac{(K-1)}{V} T dV \quad (25)$$

或

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T \cdot R}{V \cdot P} \left[(K-1)T_0 \frac{dM}{dt} \right] - \frac{(K-1)}{V} \cdot T \cdot \frac{dV}{dt} \quad (26)$$

式(20)和式(26)就是气室内气体压力和温度的微分方程式。

四、气体流动方程式

假设气体在气动机具的气道内流动为稳定流动, 即在气道任何位置上的气体状态和流速不随时间而变化, 并且在同一截面上各点的气体状态和流速相同。在此情况下, 单位时间内流经气道某一截面的气体流量计算式如下:

$$G = F \cdot \omega \cdot \gamma \quad (27)$$

式中 F ——气道的截面积;

ω —— F 截面上气体流速;

γ ——气体密度, $\gamma = \frac{1}{v}$ 。

按照质量守恒定律, 气体稳定流动时,

$$F \cdot \omega \cdot \gamma = \text{const}$$

上式可写成微分形式, 先取对数, 然后求微分, 得到

$$\frac{dF}{F} + \frac{d\omega}{\omega} + \frac{d\gamma}{\gamma} = 0 \quad (28)$$

一般情况下, 气体在气道内流动时, 单位质量气体的动能为 $u_k = \omega^2/2$ 。于是, 稳定流动的能量方程式可写成如下形式:

$$dq = dh + \frac{1}{2} d(\omega^2) \quad (29)$$

比较式(10)和式(29), 可得到气体状态变化与流速变化之间的关系, 即

$$-v dP = \omega d\omega \quad (30)$$

由此得到流速的增加率

$$\frac{d\omega}{\omega} = \frac{-dP/\gamma}{\omega^2}$$

或

$$\frac{d\gamma/\gamma}{d\omega/\omega} = \frac{\omega^2}{-dP/d\gamma} \quad (31)$$

令 $c^2 = \frac{dP}{d\gamma}$, 则式(31)可写成

$$\frac{d\gamma/\gamma}{d\omega/\omega} = -\frac{\omega^2}{c^2} \quad (32)$$

式中 c 是气体介质中的声速。声音在介质中的传播速度与气体状态有关。若对绝热过程方程式求微分, 则在气体中声速计算式可写成

$$c = \sqrt{K \cdot R \cdot T} \quad (33)$$

将式(32)代入式(28), 式(28)变成如下形式:

$$\frac{dF}{F} = \left(\frac{\omega^2}{c^2} - 1 \right) \frac{d\omega}{\omega} \quad (34)$$

上述关系式表明, 在气道中气体状态及流速的变化和气道截面积变化密切相关。

气道中的气体流速 ω 可由式(29)得到。设气体为绝热稳定流动, 即 $dq=0$, 式(29)可写成

$$-dh = \frac{1}{2} d(\omega^2)$$

利用式(12)和式(17), 代入上式后, 经积分得到

$$\omega_2 = \sqrt{2 \left(\frac{K}{K-1} \right) R(T_1 - T_2) + \omega_1^2} \quad (35)$$

式中 ω_1, ω_2 ——相应为气道入口和出口处的气体流速;

T_1, T_2 ——相应为气道入口和出口处的气体绝对温度。

计算气道入口到气道出口处气体流速变化时, 常因 ω_1 比较小而可以忽略不计, 故气道出口处气体流速可近似地表达为

$$\omega_2 = \sqrt{2 \left(\frac{K}{K-1} \right) R T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right)} \quad (36)$$

当气流速度等于声速时, 气流处于临界状态。流速小于声速的气流称为亚声速气流; 流速大于声速时, 则为超声速气流。

按照临界流速等于声速的关系, 令

$$\sqrt{2 \left(\frac{K}{K-1} \right) R T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right)} = \sqrt{K R T_2} \quad (37)$$

由此可得

$$\frac{2}{K-1} = \left(1 + \frac{2}{K-1} \right) \frac{T_2}{T_1}$$

或

$$T_2/T_1 = \frac{2}{K+1} \quad (38)$$

利用绝热过程方程式(22), 用压力比 $\frac{P_2}{P_1}$ (P_1, P_2 ——相应为气道入口和出口处的气体压力) 代入上式, 整理后可得

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_c = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\left(\frac{K}{K-1} \right)} \quad (39)$$

式中 $(P_2/P_1)_c$ ——临界压力比, 即当 $P_2/P_1 = (P_2/P_1)_c$ 时气体流速等于声速。由上式可见, 临界压力比仅与气体的绝热指数 K 值有关。当 $P_2/P_1 > (P_2/P_1)_c$ 时, 气体流速小于声

速; $P_2/P_1 \leq (P_2/P_1)_c$ 时, 则为超声速。利用式(39), 可以判别气动机具内流入和排出气室时气体的流动状态。

流入和排出气室的气体流量, 是气动机具内部动力过程的一个重要参数。现设气室内气体的压力、温度分别为 P_1 、 T_1 , 排气口截面积为 F_2 , 该截面处的气体状态为 P_2 、 T_2 , 流速为 ω_2 。将式(36)代入气体流量计算式(27), 得到

$$G = F_2 \cdot \gamma_2 \cdot \sqrt{2 \left(\frac{K}{K-1} \right) R T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right)} \quad (40)$$

当气体流速为超声速时, 利用式(38), 上式可改写为

$$G = F_2 \cdot \frac{P_2}{R \cdot T_2} \sqrt{2 \left(\frac{K}{K-1} \right) R T_1 \left(1 - \frac{2}{K+1} \right)} \quad (41)$$

利用临界压力比关系式(39)和式(38), 代入 P_1 和 T_1 后上式变为

$$G = F_2 \cdot \frac{P_1}{R \cdot T_1} \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\left(\frac{1}{K-1} \right)} \sqrt{2 \left(\frac{K}{K-1} \right) R T_1 \left(\frac{K-1}{K+1} \right)} \quad (42)$$

整理后得到

$$G = F_2 \cdot \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{2}{R} \left(\frac{K}{K+1} \right) \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\left(\frac{2}{K-1} \right)}} \quad (43)$$

或

$$G = F_2 \cdot \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{K}{R} \left(\frac{2}{K+1} \right)^{(K+1)/(K-1)}} \quad (44)$$

式(44)表明, 在超声速流情况下, 当气室内气体状态及排气口截面积为一定时, 气体流量恒定, 并且达到最大值。

气体流速为亚声速时, 即 $P_2/P_1 > \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\left(\frac{K}{K-1} \right)}$ 时, 气体流量计算式表达为

$$G = F_2 \cdot \frac{P_2}{R \cdot T_2} \sqrt{2 \left(\frac{K}{K-1} \right) R T_2 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(1-K)/K} - 1 \right]} \quad (45)$$

利用式(22), 上式改写为

$$G = F_2 \cdot \frac{P_2}{R \sqrt{T_1}} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(1-K)/K} \sqrt{2 \left(\frac{K}{K-1} \right) R \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(K-1)/K} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(1-K)/K} - 1 \right]} \quad (46)$$

经整理后可得到

$$G = F_2 \cdot P_1 \sqrt{\frac{2}{R T_1} \left(\frac{K}{K-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/K} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(K+1)/K} \right]} \quad (47)$$

对于流入气室的情况, 可按流过喇叭形喷管的模型, 计算最小截面处的气体流量, 作为流入气室的进气量。

实际上, 气动机具内气体的流动, 与喷管有所区别; 并且上述的计算式忽略了气道的阻力, 有必要加以修正。为此, 有人^[1]提出引入一孔口系数 C_w , 它由如下经验式确定:

$$C_w = 0.874 - 0.2743 P_2/P_1 \quad (48)$$

式中 $P_1 > P_2$ 。由上式可见, 在一般情况下, 系数 C_w 的变化范围为 0.6~0.8。由于气动机具内前后气室的进口气道情况差异较大, 因此孔口系数 C_w 尚需加以调整。

五、有效热效率方程式

气动机具的热效率是分析研究其热能利用的经济效益的一个重要指标。气动机具的有效热效率一般由下式表示:

$$\eta = \frac{N}{N_e} \quad (49)$$

式中 N ——气动机具的有效冲击功率, 它等于活塞冲击能与冲击频率的乘积;

N_e ——气动机具的气源输入功率。

根据能量方程式(10), 按绝热过程考虑时, $dh = dP/\gamma$, 于是气源输入功率 N_e 可由下式表示:

$$N_e = Q' \cdot \int_{P_0}^{P_e} dh = Q' \cdot \int_{P_0}^{P_e} \frac{dP}{\gamma} \quad (50)$$

式中 Q' ——单位时间内气体质量消耗量;

P_e 、 P_0 ——分别为气源压力和大气压力。

根据绝热过程的气体压力和密度的关系, 代入上式后得到

$$N_e = Q' \cdot \int_{P_0}^{P_e} \frac{1}{\gamma_0} \left(\frac{P_0}{P} \right)^{1/K} \cdot dP \quad (51)$$

式中 γ_0 ——自由空气密度。

对式(51)进行定积分, 可得到

$$N_e = Q' \cdot \frac{P_0^{1/K}}{\gamma_0} \left(\frac{K}{K-1} \right) [P_e^{K-1/K} - P_0^{K-1/K}]$$

令 $Q = Q'/\gamma_0$, 上式可改写为

$$N_e = \left(\frac{K}{K-1} \right) \cdot P_0 \cdot Q \left[\left(\frac{P_e}{P_0} \right)^{(K-1)/K} - 1 \right] \quad (52)$$

由式(49)和式(52)可见, 有效热效率的函数具有如下形式:

$$\eta = f(U_s, W_s, S, P_e, Q) \quad (53)$$

式中 U_s ——活塞冲击末速度;

W_s ——活塞质量;

S ——活塞冲击频率。

由量纲分析知, 热效率 η 的无因次量纲可表达为

$$I_p = P_e \cdot U_s^2 \cdot W_s / Q^2 \quad (54)$$

式中 I_p 称为品质因子。研究表明^[2], 有效热效率 η 与 I_p 呈线性关系, 它随品质因子的增加而线性增大, 且不受气动机具型号的影响, 因此, 可以作为气动机具性能优化的目标函数。

参 考 文 献

- [1] W.N.佩特森, 凿岩机械与风动工具, 1985, №1, 15~20。
- [2] 高桥义雄, 渡边善治郎, 凿岩机械与风动工具, 1984, №4, 42~48。