

文章编号: 1004- 0609(2000) 02- 0234- 06

液压凿岩机活塞新材料开发和设计质量评估^①

周梓荣¹, 曾曙林¹, 罗亮光²

(1. 湖南工程学院 机械系, 湘潭 411104; 2. 湘潭风动机械厂, 湘潭 411103)

摘 要: 研制了一种具有 Cr-Ni-Mo 新配比的低碳合金钢作为液压凿岩机冲击活塞用材, 与常规活塞用材进行了金相组织、静强度、热处理后的表面和断面显微硬度及工业性对比试验, 测试了凿岩机冲击性能。结果表明: 该材料具有良好的淬透性、合理的金相组织和断面硬度分布以及较好的力学性能。还提出了应用凿岩机活塞冲击应力波波值系数初步评估所设计活塞性能的方法。

关键词: 液压凿岩机; 冲击活塞; 低碳合金钢; 应力波

中图分类号: TH142.1

文献标识码: A

在矿山、铁路、公路、港口、水电、煤炭和石材等工业企业中, 凿岩设备是必不可少的主要施工设备之一。目前已有 20 多个国家的数十家公司相继研制成功上百种系列齐全、规格品种配套的液压凿岩机, 并在工程施工中得到了广泛应用^[1~3]。然而在工作性能与可靠性等方面, 国产液压凿岩机与国际先进水平相比仍有较大差距, 其关键零件——冲击活塞的使用寿命只能稳定在 10 000 m 以内, 而法国、瑞典等国的同类产品都能稳定在 20 000 m 左右。为此, 作者在参加国家“八·五”科技攻关项目(85- 201- 02- 01- 1)的研究中, 开发了一种具有 Cr-Ni-Mo 新配比的低碳合金钢作液压凿岩机冲击活塞用材料, 并且运用冲击应力波的波值系数初步评价了所设计活塞的合理性, 取得了一些提高液压凿岩机性能和活塞寿命的好成果。以下, 本文将着重介绍它们。

1 活塞用新材料的开发

液压冲击活塞受力情况复杂, 其失效形式不属于普通的疲劳破坏, 也不属于过载破坏, 而是端面压碎剥落和下凹^[4,5]。提高冲击活塞可靠性指标的关键是选择合适的耐冲击、抗疲劳材料和进行适当的热处理。在分析了瑞典、法国等国先进产品的基础上, 根据低合金钢合金化的设计方法^[6,7], 结合国情研制出一种具有 Cr-Ni-Mo 合金元素新配比的

低碳合金钢^[8]。参照国产钢材牌号命名为 25CrNi3MoA, 并与国内广泛使用的 20CrMnMo 及 40CrNiMoA 作了对比性实验。

1.1 材料成分及热处理工艺

新钢材 25CrNi3MoA 在 150 kg 真空感应炉中冶炼, 浇注成钢锭后锻制成 $d 50 \text{ mm} \times 50 \text{ mm}$ 棒材, 与对比用钢 20CrMnMo, 40CrNiMoA 均按图 1 加工成试样。材料化学成分及热处理工艺见表 1 和表 2。

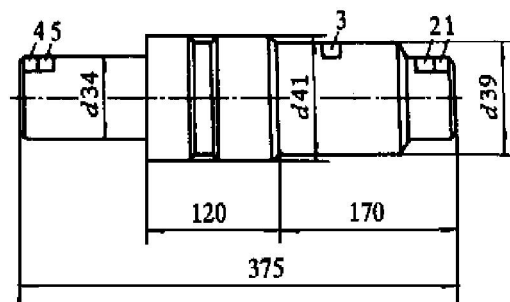


图 1 试验用活塞几何形状 (mm)

Fig. 1 Experimental piston of hydraulic drill YYG90SX (mm)

1.2 金相试验

按图 1 将成品活塞在标记处线切割取样(1~ 5 号试样), 其中 1 号和 2 号为活塞头部试样, 4 号和 5 号为活塞尾部试样; 各试样均经抛磨和化学腐蚀后观察, 腐蚀剂为 4%~ 5% 的硝酸酒精。检测设备为光学金相显微镜。

1.3 力学性能试验

① 基金项目: 国家重点科技计划资助项目 85- 201- 02- 01- 1
作者简介: 周梓荣(1964-), 男, 讲师, 在职硕士生

收稿日期: 1999- 11- 11; 修回日期: 2000- 01- 18

表 1 3 种冲击活塞用材的化学成分

Table 1 Chemical composition (mass fraction, %) of three kinds of steel materials for making piston

Material brand	C	Cr	Mn	Si	Ni	Mo	V	P	Fe
25CrNi3MoA	0. 22~ 0. 28	0. 80~ 1. 20	0. 40~ 0. 70	0. 17~ 0. 37	2. 75~ 3. 25	0. 20~ 0. 40	< 0. 02	< 0. 02	balanced
20CrMnMo	0. 17~ 0. 23	1. 10~ 1. 40	0. 90~ 1. 20	0. 17~ 0. 37		0. 20~ 0. 30			balanced
40CrNiMoA	0. 36~ 0. 44	0. 60~ 0. 90	0. 50~ 0. 80	0. 17~ 0. 37	1. 25~ 1. 75	0. 15~ 0. 25	< 0. 02		balanced

表 2 材料的热处理工艺

Table 2 Heat treatment technologies of three kinds of steel materials for making piston

Material brand	Heat treatment technology
25CrNi3MoA	920 ℃ carbonization+ annealing+ 830 ℃ oil quenching+ 200~ 250 ℃ tempering
20CrMnMo	(930±10) ℃ carbonization+ annealing+ 830 ℃ oil quenching+ 200 ℃ tempering
40CrNiMoA	900 ℃ carbonization+ annealing+ 850 ℃ oil quenching+ 550~ 650 ℃ tempering

1) 物理机械性能试验

液压凿岩机冲击活塞属于承受小能量重复冲击的零件, 决定其使用寿命的主要是强度, 对冲击韧性要求不高, 因此只需采用万能拉伸试验机测试钢材的静强度。

2) 显微硬度检验

对 25CrNi3MoA 钢活塞测试表面硬度, 然后从距表面距离 0. 05 mm 处开始检测断面硬度, 检测点距离逐次增加 0. 1 mm 。检测在 ZWICK 显微硬度计上进行, 用 1. 96 N 负荷测定。

1. 4 工业性试验

将三种对比材料加工成冲击活塞配装在 YYG90SX 型导轨式液压凿岩机上, 在相同试验条件下进行工业性试验, 钻凿炮孔直径 $d42\text{mm}$, 岩石单轴抗压强度为 80~ 110 MPa。考核指标为凿岩机累计钻凿炮孔的延米(m) 数。

1. 5 结果与分析

1. 5. 1 金相组织

对比用钢 20CrMnMo 热处理后渗碳层从表层至里层的显微组织结构为

- 表层: 细珠光体和条网状碳化物, 图 2(a);
 - 次表层: 粗大淬火马氏体及较多残余奥氏体, 图 2(b);
 - 里层: 粒状及羽毛状贝氏体, 图 2(c) 。
- 研制的 25CrNi3MoA 钢热处理后试样在高倍光学金相显微镜下观察, 1~ 5 号试样显微组织基本一致。从表层至里层的显微组织为
- 表层: 细针片状高碳回火马氏体和细粒状碳化物及 15% 残余奥氏体, 图 3(a);
 - 次表层组织与表层基本相同, 但残余奥氏体和细粒状碳化物较表层略多些, 图 3(b);
 - 心部: 低碳条状回火马氏体, 图 3(c) 。

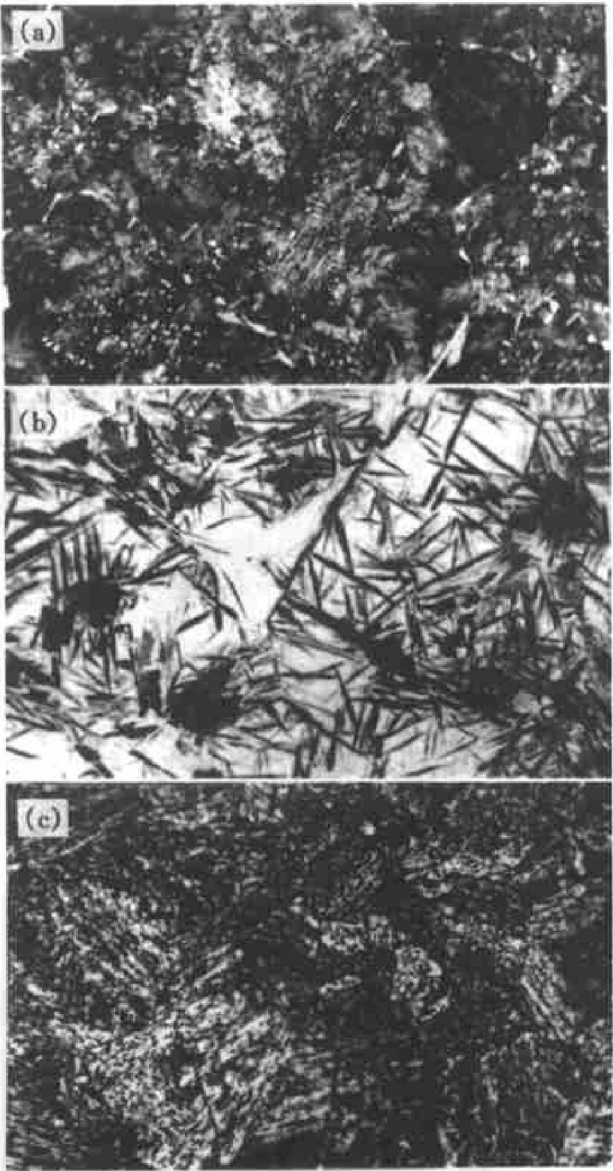


图 2 20CrMnMo 热处理后的显微组织(× 300)

Fig. 2 Microstructures of heat-treated 20CrMnMo (× 300)

(a) —Surface layer; (b) —Subsurface; (c) —Interior layer

文献[5] 认为网状碳化物使渗碳层变脆, 极易形成裂纹并导致压碎剥落, 适当控制表层回火马氏

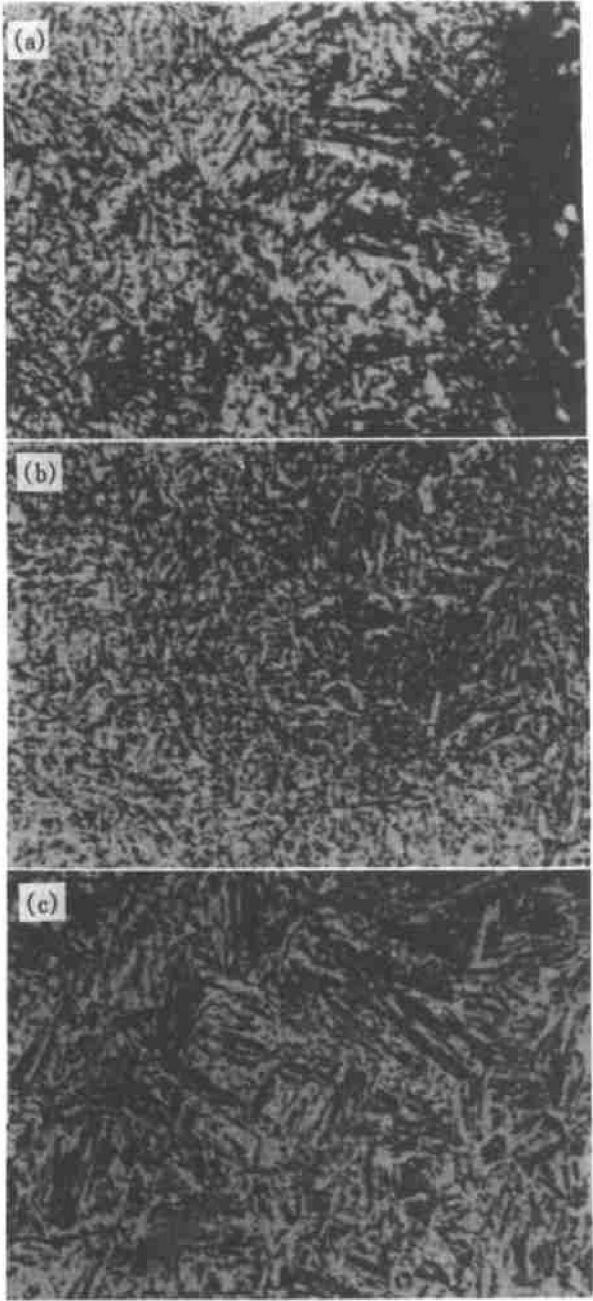


图 3 25CrNi3MoA 热处理后的显微组织(× 500)

Fig. 3 Microstructures of heat-treated 25CrNi3MoA (× 500)

(a) —Surface layer; (b) —Subsurface layer; (c) —Core

体晶粒大小及残余奥氏体含量(10% ~ 20%), 能防止显微组织裂纹的产生和扩展。由此可见试验用钢 25CrNi3MoA 比 20CrMnMo 有更合理的显微结构。

1.5.2 力学性能试验及结果

材料的力学性能见表 3。表 3 说明 3 种材料的 $\sigma_b > 1\,000\text{ MPa}$, 均满足活塞用材选择原则, 即 $\sigma_b \geq 800\text{ MPa}$ ^[4]; 25CrNi3MoA 的抗压强度最高, 承受小能量重复冲击的能力强于对比用钢, σ_s/σ_b 也较高, 抗蠕变能力较强。从表 1 和表 3 中 25CrNi3MoA 与 40CrNiMoA 两种材料的对比看出, 在其它合金成分相近时, 提高 Ni 的含量可显著提高材料的强度和抗蠕变能力。国外冲击活塞选材的发展趋势也是将 Ni 的含量加大到 3%, 这是今后应该注意的。

表 3 试验用钢材的力学性能

Table 3 Mechanical properties of steel materials tested

Material brand	Tensile strength	Yield strength
	σ_b/MPa	$\sigma_{0.2}/\text{MPa}$
25CrNi3MoA	1 196	1 050
20CrNiMo	1 080	780
40CrNiMoA	1 080	930

25CrNi3MoA 钢制活塞表面硬度及断面硬度见表 4, 表中硬度为 1~ 5 号试样的平均值。

从表 4 可见, 距离表面 1.25 mm 范围内, 硬度仅发生微小变化, 距离表面 3.05 mm 的心部硬度仍为原来的 HRC45, 说明材料具有良好的淬透性能。冲击活塞工作时, 前端整体与钎杆接触, 各点受力基本相同。25CrNi3MoA 较高的心部硬度使整个断面均能承受较大的冲击载荷, 能有效防止“打堆”和端面压碎剥落, 即“下凹”现象^[4]的发生。

用 25CrNi3MoA 制造的冲击活塞在徐州某矿务局累计工作约 400 h、钻凿炮孔达 25 500 m 后仍完好无损, 而用 20CrMnMo 制造的冲击活塞在钻孔 8 000 m 后端面便开始出现剥落现象, 40CrNiMoA 钢活塞的情况也差不多。说明 25CrNi3MoA 钢活塞是 3 种试验用钢材所制活塞中使用寿命最长的一种。

2 评价活塞性能的简易方法

我们在研究和设计新型 YYG90SX 液压凿岩机的活塞期间, 也给自己提出了这样一个问题: 能不

表 4 冲击活塞硬度(材料 25CrNi3MoA)

Table 4 Hardness of piston made in 25CrNi3MoA

Distance from sampling site to surface / mm	0	0.05	0.15	0.25	0.35	0.45	0.55	0.65	0.75	0.85	0.95
Average hardness HRC	59.5	59.2	59.3	59.5	59.5	59.5	59.5	59.5	59.5	59.4	59.3
Distance from sampling site to surface / mm	1.05	1.15	1.25	1.45	1.65	1.85	2.05	2.35	2.65	2.85	3.05
Average hardness HRC	59	58.8	57.8	56.6	55.4	53.3	51.3	49.5	48	47	46.5

能用某种简单可靠的方法评估已经设计但尚未加工的冲击活塞的主要性能, 以便避免或减少其制成后造成的损失, 包括成品活塞应力波检测造成的时间和资金等方面的损失。对这个问题的求解引导我们较深入地分析了冲击应力波波值系数。

2.1 应力波与波值系数

通过应变仪—示波器—计算机系统测试的应力波, 依活塞形状及其与钎(钻)具的匹配等而不同。气动凿岩常用的阶梯活塞与等径钎尾匹配的实测应力波形是“三角形”, 如图 4 形所示; 液压凿岩机常用的圆柱活塞的应力波形呈“矩形”, 如图 5 所示。它们也可以通过理论计算近似地求出, 如图 4^[9, 10]。

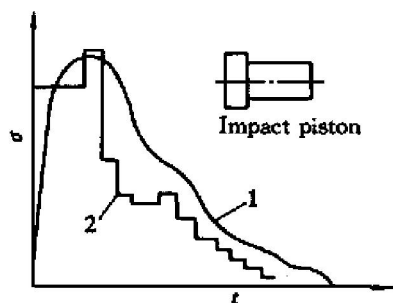


图 4 阶梯活塞的入射应力波形

Fig. 4 Incident stress-wave shape of stepped impact piston

1—Measured stress wave;

2—Wave value coefficient, i. e. Φ_K value in Eqn. (1)

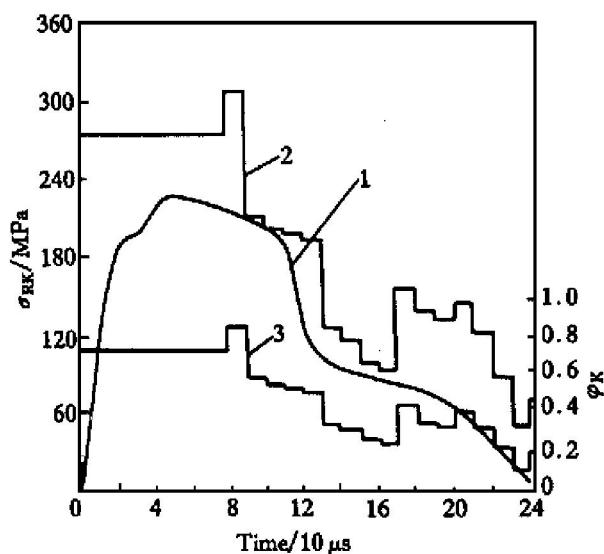


图 5 圆柱活塞(YYG90SX)的应力波形及其波值系数

Fig. 5 Stress-wave shape and Φ_K

values of a cylindrical impact piston of hydraulic drill (YYG90SX)

1—Measured stress wave; 2—Calculated stress wave;

3—Wave value coefficient, i. e. Φ_K value in Eqn. (1)

简化的应力波计算式如下:

$$\sigma_{RK} = \Phi_K \cdot \sigma_{RE} \quad (1)$$

$$\sigma_{RE} = -E_R \cdot v_P / C_R \quad (2)$$

$$\sigma_{RK} = -E_R \cdot \Phi_K v_P / C_R \quad (3)$$

式中 σ_{RK} —活塞冲击钎杆后在活塞钎杆界面上产生的第 K 阶入射应力波值, Φ_K —钎杆受冲击面上应力波的各阶波值系数, σ_{RE} —刚体活塞冲击钎杆时产生的最大应力波值, E_R —钎杆的弹性模量, v_P —活塞冲击钎杆的速度(即冲击末速度); C_R —应力波在钎杆中的传播速度。

因 E_R / C_R 为常数, 由式(3)可知, 理论的冲击应力波图形是由波值系数和冲击末速度两个因素综合决定的。当 v_P 确定后, 冲击应力波大小只跟波值系数有关, 且波值系数与相应的各阶应力波成比例, 见图 5。但应力波图形反映的是整个凿岩系统性能的优劣, 不能单独依据它对活塞几何形状设计的合理性做出判定, 例如, 当应力波最大应力值太高时, 究竟是活塞几何形状不合理还是冲击末速度太高? 因此有必要先分析冲击应力波波值系数(以便排除冲击末速度的影响), 单独地对活塞几何形状进行评价, 给出其相应的应力波形; 然后根据波动力学理论对活塞几何形状、结构参数进行调整、优化, 使其应力波形较理想、合理, 并控制其最大应力峰值, 达到提高冲击能和能量利用率、提高冲击活塞及钎具使用寿命的目的。从这个观点出发, 波值系数有可能成为评价冲击活塞几何形状的一个重要参数^[11, 12]。

运用式(1)~(3)及文献[10]的表算法, 分别计算了两种典型的气动凿岩机(K90W, YTP26)及新设计的 YYG90SX 液压凿岩机活塞的 σ_{RK} 和波值系数 Φ_K , 并列于表 5。

由表 5 可见: 1) 如果将 100 MPa 以上的入射波应力称为“有效破岩应力”的话, 则 YYG90SX 和 YTP26 的“有效破岩应力”变化较平稳, K90W 最差。2) 按“有效破岩应力”的持续时间(μs)进行比较, 则 YYG90SX 的最长, 达 100 μs 左右; K90W 其次, 约 90 μs ; YTP26 的最短, 还不到 60 μs 。3) 在“有效破岩应力”范围内, 3 种凿岩机活塞的波值系数 Φ_K 分别为: K90W, 0.28~0.84, 以 0.51 以上最好; YTP26, 0.284~0.58, 以 0.564 以上最好; YYG90SX, 0.27~0.594, 以 0.50 以上最好。4) 按表内的最大应力分析(理论最大入射力为 $\Phi_0 = (1/2) \rho C_R v_P$, ρ 为钎钢密度), K90W 的最大, 为 3015 MPa; YTP26 其次, 为 252.4 MPa; YYG90SX

表 5 3 种凿岩机活塞冲击钎尾时的入射应力波及其波值系数 φ_k Table 5 Incident stress wave (σ_{RK}) and wave value coefficient (φ_k) produced by piston impact of three drills

Drill brand	φ_k, σ_{RK}	Time since impact/ μs (corresponding to abscissa of Fig. 5)													
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	140	160	180	200
K90W	φ_k	0.840	0.584	0.539	0.524	0.510	0.355	0.326	0.280	0.260	0.378	0.411	0.241	0.198	0.177
	σ_{RK}/MPa	301.5	209.6	199.5	188.1	183.1	127.4	117.0	100.5	93.3	135.7	147.5	86.5	71.7	63.5
YTP26	φ_k	0.789	0.583	0.566	0.564	0.564	0.284	0.240	0.231	0.202	0.350	0.295	0.228	0.161	0.199
	σ_{RK}/MPa	252.4	186.6	181.1	180.5	180.5	90.9	76.8	73.9	64.6	112.0	94.4	73.0	51.5	63.7
YYG90SX	φ_k	0.594	0.590	0.580	0.582	0.570	0.560	0.490	0.360	0.270	0.240	0.238	0.22	0.19	0.10
	σ_{RK}/MPa	235.0	234.0	230.0	231	226.0	223.0	194.0	143.0	106.0	95.0	94.0	86.0	70.0	40.0

最小, 为 235 MPa。因此, 可以认为在 3 种活塞中, YYG90SX 的应力波形最好, 设计最佳, 因其“有效破岩应力”的峰值最小, 变化最平稳, 且持续时间长, 这些将有利于提高钎(钻)具及活塞本身的使用寿命和破岩效率。此外, 看来我们可以把波值系数 $\varphi_k \approx 0.5$ 以上的应力波持续时间、变化状况和峰值作为评估标准, 以初步评估所设计活塞的优劣。

2.2 实验验证

为验证 YYG90SX 凿岩机活塞的设计以及用波值系数初步评估的正确性与可行性, 按国际标准 ISO2787-1984 的要求, 在应力波测试系统内检测了活塞的冲击能、最大应力值以及凿岩机的冲击频率和能量利用率。所测得的应力波为图 5 的曲线 1。结果表明: 在系统油压为 16 MPa 时, 该机低频档的冲击频率为 39 HZ, 冲击能为 150.99 J, 能量利用率为 60.98%; 活塞的最大应力波值为 234.47 MPa, 应力波形相当理想、与表算法结果绘制的应力波及其波值系数曲线(图 5 之 2, 3)基本吻合, 说明该活塞的设计是成功的, 用波值系数进行试制前的初步评估也是可行的。

2.3 讨论

评价已制成活塞的最佳办法, 无疑是实验室检测加凿岩机工业试验, 只有当凿岩机的钻速和能量利用率最高、活塞寿命最长时, 才能证明其先进性和正确性。

然而, 评价已设计的待制活塞, 却不那么准确、也不十分容易, 它首先需要判据。所谓的最佳破岩应力, 实际上是存在的, 但是依岩性及其他条件的变化而变化, 而且应当通过对活塞一钎(钻)具一岩石系统的统一研究才能确立的, 但是由于问题的复杂性, 迄今鲜见有关研究报道。为提高活塞及钎(钻)具寿命, 峰值应力不宜过高; 为保证破岩效率, 有效应力波应能完成 3 个以上破岩循环而且持续时间应适当延长, 这是众多研究工作者所一致承认的, 也是三角形应力波形在活塞研制中逐步被淘

汰、矩形应力波逐步占优势的一个重要原因。但是, 有效应力应当多大? 持续时间应当多长? 像这样的评价判据恐怕只能寄希望于比较系统深入地研究活塞一钎(钻)具一岩石系统后才能真正解决。

因此, 利用波值系数评价活塞设计的好坏, 在现阶段只能是定性的、初步的, 方法的本身也需要进一步完善。

3 结论

1) 研制的 25CrNi3MoA 低碳合金钢是一种具有良好淬透性和抗疲劳破坏性能的优质冲击活塞用材, 其 Cr-Ni-Mo 配比合理, 热处理工艺恰当, 表层回火马氏体晶粒及残余奥氏体含量较理想, 能有效地防止显微裂纹的产生和扩展。

2) 工业实验证明, 所研制的 YYG90SX 液压凿岩机的活塞, 工作寿命达 400 h 以上, 在煤矿基岩内的累计钻孔深度达 25 500 m 以上。

3) 活塞冲击钎(钻)具的应力波波值系数用来定性地初步评价已设计但未制造的活塞, 但其判据尚待完善和制定。

REFERENCES

- [1] ZHAO Tong-wu(赵统武). Dynamics of Rock Drilling(岩石钻进动力学) [M]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 1997.
- [2] ZHOU Zhi-hong(周志鸿). 前腔常压型液压凿岩机冲击器优化设计[J]. Rock Drilling Machine and Pneumatic Tools(凿岩机械气动工具), 1994(2): 10~13.
- [3] ZHU Jian-xin(朱建新). 液压凿岩设备的研制现状及发展思路[J]. Rock Drilling Machine and Pneumatic Tools(凿岩机械气动工具), 1999(2): 21~26.
- [4] CHENG Huo-jin(程火金). 活塞失效分析及提高寿命的途径[J]. Rock Drilling Machine and Pneumatic Tools(凿岩机械气动工具), 1996(4): 39~43.

- [5] HU Da-bang(胡大邦). 液压凿岩机冲击活塞抗端压破碎剥落研究[J]. Rock Drilling Machine and Pneumatic Tools(凿岩机械气动工具), 1996(3): 37~40.
- [6] TONG Jia-min(仝健民). 低合金耐磨钢的冶金设计[J]. Machine Engineering Materials(机械工程设计), 1990(3): 32~35.
- [7] ZHAO Shao-bian(赵少汴). 单轴载荷下的无限寿命设计方法与设计数据[J]. Machine Design(机械设计), 1999(9): 4~8.
- [8] ZHOU Zi-rong(周梓荣). 国家液压凿岩机冲击活塞材料的研究[J]. Metal Mine Design and Construction(冶金矿山设计与建设), 1999, 31(1): 49~51.
- [9] LAI Hai-hui(赖海辉), ZHU Cheng-zong(朱成忠), LI Xi-bing(李夕兵), et al. Mechanical Rock Fragmentation (机械岩石破碎)[M]. Changsha: Central University of Technology Press, 1991.
- [10] Rock Fragmentation Research Group of Northeast Institute of Technology. 撞击凿入系统受力的表算法[J]. Rock Drilling Machine and Pneumatic Tools(凿岩机械气动工具), 1978(4).
- [11] LUO Liang-guang(罗亮光). 凿岩机冲击活塞几何形状对入射应力波最大应力值的影响[J]. Rock Drilling Machine and Pneumatic Tool(凿岩机械气动工具), 1998(1): 36~42.
- [12] ZHOU Zi-rong(周梓荣) and LUO Liang-guang(罗亮光). 评价凿岩机冲击活塞几何形状的重要参数[J]. Rock Drilling Machine and Pneumatic Tools(凿岩机械气动工具), 1999(2): 31~35.

Improving material properties and evaluating design quality of hydraulic rock drill's piston

ZHOU Zi-rong¹, ZENG Shu-lin¹, LUO Liang-guang²

1. Machinery Department, Hunan Engineering Institute, Xiangtan 411104, P. R. China;

2. Xiangtan Pneumatic Machinery Manufacturer, Xiangtan 411103, P. R. China

Abstract: A kind of low carbon containing alloy steel with composition (mass fraction, %) of 25CrNi3MoA was developed for making hydraulic drill piston which experiences long period cyclic impact stress. The experimental piston was made according to the designed sizes. Then heat treated, sampled and studied using microscopy and the results were compared with those of another piston made with conventional low alloy steels. Metallographic studying and industrial tests show that the experimental piston has very good microstructures and properties, and its working life exceeds 400 h with a total drilled hole length of 25 500 m in a coal mine, which is about 3 times of that of the comparing piston made by conventional low alloy steel. In addition a method of using stress wave coefficient, φ_k , to evaluate preliminarily the designed piston was proposed.

Key words: hydraulic rock drill; impact piston; low carbon containing alloy steel; stress wave

(编辑 何学锋)