

现代大中型锻造液压机的特点及发展趋势(上)

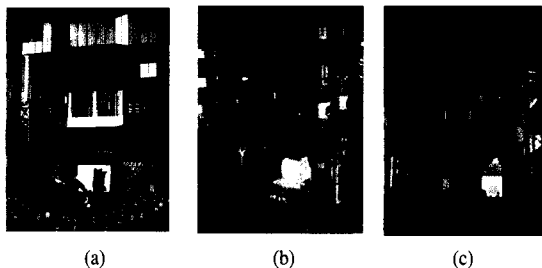
燕山大学 (河北秦皇岛 066004) 聂绍珉

近年来,我国新建造30MN以上大中型锻造液压机约40台,其中万吨级以上3台。现仍有数十家企业正在或计划建造大中型压力机,其中,万吨级压力机约10余台。而国外近20年未建造新的万吨级锻造液压机。我国已成为世界上锻造液压机、特别是大型锻造液压机数量最多、规格最大的国家。为此,本文将尝试分析现代大中型锻造液压机的特点和发展趋势。

一、现代大中型锻造液压机的主要特点

1. 结构形式多样化

20年前,大中型锻造压力机几乎全部为“三梁四柱”结构,而多样化意味着任何结构均无绝对优势。目前,“三梁四柱”压力机的数量仍居首位,我国一重、二重、上重已投产的三台150MN级压力机均为“三梁四柱”结构(见图1)。



(a) 一重150MN压力机 (b) 二重160MN压力机 (c) 上重165MN压力机

图 1

另外,大中型锻造液压机还出现了“双柱下拉”(见图2)、“四柱下拉”(见图3)、“双柱上压”(见图4)、“缸动”(见图5)“缠绕”等结构形式。



图2 PAHNKE公司设计的30MN双柱下拉压力机



图3 德国的85MN四柱下拉压力机



图4 90/110MN双柱上压式压力机



图5 25MN缸动式压力机

2. 全预应力框架结构居主流

传统压力机因其普遍采用局部预紧框架结构(见图6a),立柱主体部分承受拉弯联合应力,时而发生立柱折断事故。国内许多压力机均发生过此类事故,更换立柱通常需数月,即使就地焊合也需月余时间,将造成大面积停产。为提高压力机的可靠性和安全性,大中型压力机越来越多地采用了全预应力框架结构,图6b为插入式全预应力框架结构,图6c为平接式全预应力框架结构。图1、图2及图4所示压力机均为全预应力框架。全预应力框架通过拉杆将上、下梁及立柱预紧为承载框架。立柱仅承受压弯载荷,各工况下断面内只有压应力,可采用铸钢结构。

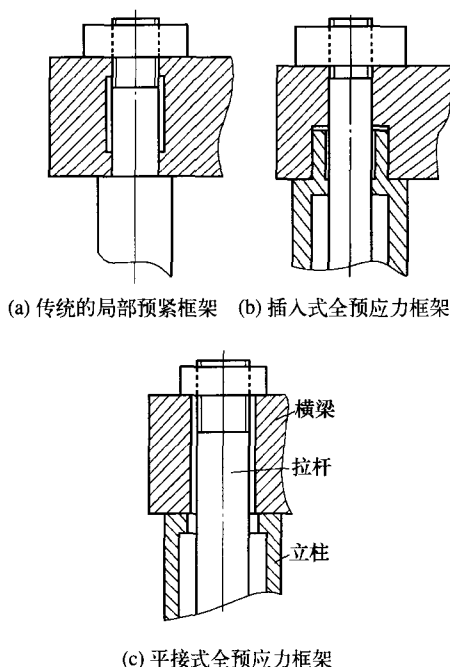


图6 三种组合框架结构的比较

锻造载荷产生的拉力由拉杆承担,其循环应力的脉动幅值较局部预紧框架小数倍,图7a对应于局部预应力结构,图7b对应全预应力结构。传统预紧曲线视横梁为绝对刚体,可称为理想预紧曲线。而全预应力框架预紧参数的确定应考虑横梁的变形,相应的预紧曲线称为真预紧曲线。可利用三维全接触有限元方法寻求预紧力、立柱、拉杆刚度及拉杆偏置量等参数的最佳匹配。

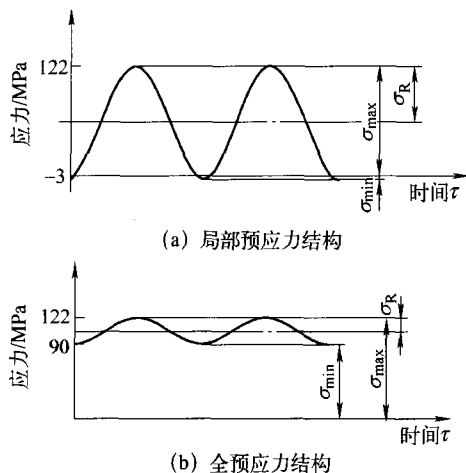


图7 局部预紧和全预应力框架的脉动应力幅值

3.均采用方立柱平面可调间隙导向结构

圆立柱结构简单,但导向精度低,间隙不可调,导致动梁的定位精度及锻件尺寸精度很低,大大降低了锻件利用率。为有效提高锻件尺寸精度,20世纪70年代后,出现了方立柱平面可调间隙导向结构,某大型压力机的

方立柱导向断面见图8。动梁柱孔内安装可沿导向面法向调整立柱间隙的导板,立柱亦可贴条状耐磨导轨板见图1a、图1c,导轨板可更换。柱体无研伤可能,可永不更换。导向为面接触,面压低,无运行卡死可能。对于万吨以上压力机,锻件尺寸偏差均可 $< \pm 3\text{mm}$ 。但需在许可面压及考虑不同工况和动梁处于不同位置的条件计算最小的立柱内外预置间隙,从而最大限度地提高导向精度。

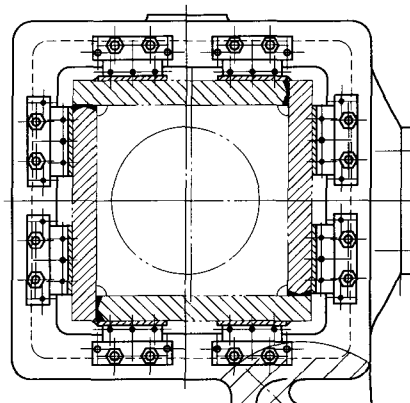


图8 方立柱可调间隙导向结构

4.主要构件出现整体化趋势

因制造能力的限制,大型压力机中的主要铸钢构件长期以来一直被设计为预应力组合结构,重量和加工量大、可靠性差,预应力参数确定困难。为提高压力机的可靠性和安全性,降低造价,加之已具备了炼钢、浇铸、起重和加工能力,现代大型压力机横梁等铸钢件出现了整体化的趋势,如图1a、图1b中的上横梁和动梁均为整体结构。

整体上横梁、活动横梁铸钢件最大重量已近500t。大型箱型铸钢件质量要求高,需进行超声或磁粉探伤及力学性能和组织检测。铸件尺寸巨大、壁薄、热节多,砂芯尺寸大,固定及排气困难,稍有疏忽即造成废品。另外,其外观和内在质量不易控制,铸造难度大。

5.双柱斜置式压力机增多

近年来,德国多家公司开发了不同形式的双柱压力机,我国的兰石、太重及西重所等企业也设计制造了数十台双柱压力机,结束了三梁四柱压力机一统天下的局面。它与四柱压力机相比,确实具有独到的优点。其锻造空间大,允许环类件沿压力机横向超出立柱,可锻造直径大于横向开档尺寸 B_1 的环类件,如图9中 $B_2 > B_1$ 。可安装尺寸更大的辅具,见图10。操作视域非常宽阔,见图

11. 若采用多拉杆预应力框架(见图12), 其拉杆断面尺寸小、强度指标高; 多拉杆亦使梁-柱结合面上预应力分布均匀, 框架更易保持整体性。另外, 如用锻造天车操作, 天车及锻件易于接近压力机中心, 操作方便, 可减少工作台移动次数或距离。

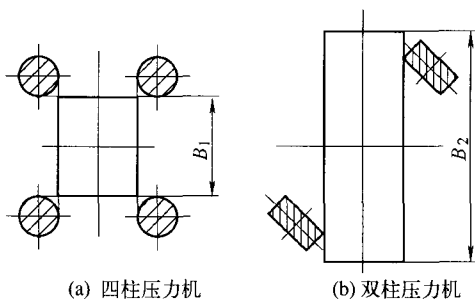


图9 双柱压力机锻大直径环形件示意

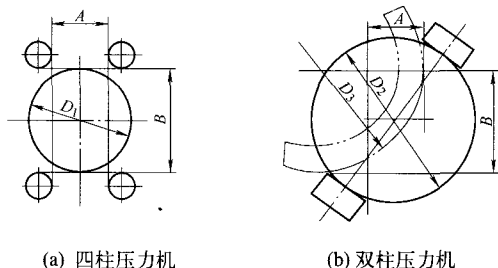


图10 两种压力机辅具安装空间比较

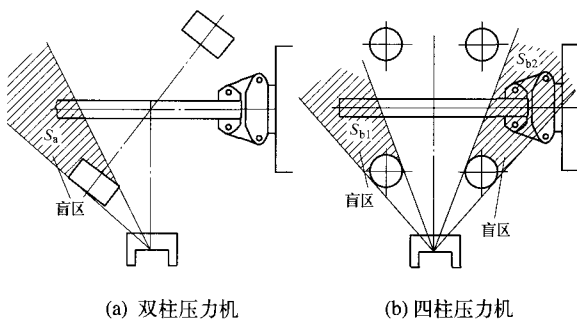


图11 两种压力机操作视域比较

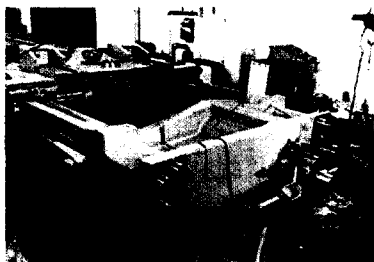


图12 双柱压力机的多拉杆框架结构

双柱压力机也存在缺点, 与四柱压力机相比, 其抗偏载能力倍受关注, 疑虑颇多; 加之其并无重量优势, 目前世界上万吨以上双柱压力机仅有一台(见图4)。对

于多拉杆双柱压力机, 其拉杆多、造价高, 若需外协, 约占主机总造价的1/4以上。

6. 快锻功能明显强化

无论何种结构形式的压力机, 由于操作机等辅机配备逐渐齐全, 液压系统日臻完善, 为适应高生产效率、低能耗的要求, 普遍强化了具有柔性的快锻功能, 从而有效地提高了生产效率。附表为新旧30MN级压力机速度和压下频次的参数比较。

30MN级压力机快锻参数比较表

技术参数	传统水压机	现代压力机
压力/ MN	31.5	35
压力分级/ MN	15/31.5	—
总行程/ mm	2000	2000
空程向下速度/ $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$	250~300	0~250
回程速度/ $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$	200~300	0~250
常锻速度/ $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$	120~150	—
常锻频次/ $\text{次}\cdot\text{min}^{-1}$	8~10	—
快锻频次/ $\text{次}\cdot\text{min}^{-1}$	35~45	—
压力/行程/速度/频次 ($\text{MN}/\text{mm}/\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}/\text{次}\cdot\text{min}^{-1}$)	—	35/300/83/15
		35/100/83/22
		35/100/83/40
		23.3/100/125/50
		19/25/125/100
		7.5/25/250/120

由附表可见, 现代压力机在额定压力和常规压下量时, 其速度略低于水压机, 而频次则高于水压机。因此, 在需要大压力和大压下量时的锻粗、拔长工序, 两者差别并不明显。在小压力和小压下量工况下, 速度和频次则明显高于水压机。在需要小压力、小压下量的导棱和精整等工序, 其快锻优势极其明显, 效率大幅提高。图13为高频快锻细长轴的实况。



图13 快锻细长轴

7. 动梁位置控制(锻件尺寸)精度明显提高

传统的锻造水压机动梁沿圆形立柱运动, 其位置由悬在外部的指针凭肉眼观察, 锻件尺寸误差均 $>10\text{mm}$ 。

现代锻造压力机除在结构上采用导向精度很高的可调间隙方形立柱外,还装备了可测量动梁行程的编码器或磁栅尺。在液压系统中配置了可实现正弦控制的比例-伺服阀;利用具有自适应功能的动梁位置闭环控制系统可实现大质量、高速度对象的高精度位置控制。大型压力机的锻件尺寸误差可 $<2\text{mm}$,中小型压力机则 $<1\text{mm}$ 。图14为一重150MN压力机锻成的世界首个API1000百万千瓦核电蒸发器锥形筒体,直径为5600mm,其尺寸和外形已十分精细。精度的提高,降低了材料、能耗及加工成本。

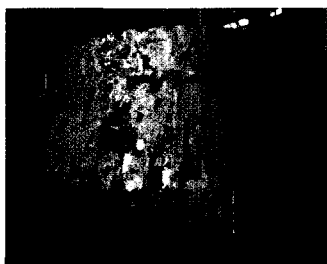


图14 一重150MN压力机锻造的核电蒸发器锥形筒体

8. 液压油直接传动的压力机数量骤增

与水泵-蓄势器传动方式相比,油泵直接传动方式具有以下优点:

(1) 传动效率高。油泵的输出压力可随变形抗力改变,系统的压力曲线与变形抗力曲线变化规律相似,与水泵-蓄势器的恒压传动相比,其传动效率较高。

(2) 泵站投入少。轴向柱塞油泵的价格仅为同规格水泵的几分之一,而且不需配置价格昂贵、数量很多的高压水罐和气罐,其泵站造价仅相当于水泵-蓄势器传动的1/2左右。

(3) 力、速度、位置等控制技术成熟,操作方便;传动和控制元件易于采购,价格便宜。当然,锻造油压机数量增多还与密封技术的进步有关。

油泵直接传动方式的缺点:①泵站装机容量大,约比水泵-蓄势器传动大75%以上,无功损失大。②维护要求和运行成本高。液压油比乳化液昂贵得多;油温需保持在一定范围内,需配备加热和冷却装置;在防止油的泄漏、污染等方面需专门的技术支持。③火灾隐患时刻存在。

尽管油泵直接传动渐成主流,但水泵-蓄势器传动因有所长,所以在大型锻造液压机中的应用仍较多。

9. 自动化水平大幅度提高

现代锻造液压机一般应具有如下自动化功能:

(1) 压力机-操作机联动。通常均设置手动、半自动、自动工作模式,而半自动、自动模式可实现压力机-操作机联动功能,操作机不设单独的司机。

(2) 工艺参数在线输入和自动执行,工艺参数的实时存储,可作为锻件质量分析的依据。

(3) 压力机运行状态参数的实时检测、显示和存储,可作为故障分析的依据。

(4) 故障的监测、报警、分析及存储,通常可处理200余种故障。

(5) 锻件尺寸的自动检测和控制。

(6) 拔长和剃刀砧具的自动更换。配备砧库和横移砧装置及其驱动和定位系统。

(7) 生产管理原始数据(工令号、图号、材质、数量和班组等)的输入、存储,实际执行数据(产量、总火次、能耗和半成品等)的统计、存储。MW

(待续) (20081117)

开泰抛丸机械
为您设计制造
为您提供适合的解决方案

山东开泰抛丸机械有限公司

现代大中型锻造液压机的特点及发展趋势 (下)

燕山大学 (河北秦皇岛 066004) 聂绍珉

二、现代装备制造对大型锻造液压机的要求

现代装备越来越趋于大型、高性能、长寿命化,要求制造其核心部件的大型锻件的尺寸和重量更大、内在质量更高,且制造成本更低。这就要求锻造液压机应具有大压力、大规格、高效率、高精度、高可靠性、高安全性、高自动化水平和低能耗等特点。

(1) 大压力 百万千瓦核电锻件所需最大钢锭已达 600t,大型钢锭的锻粗、压实,大型封头、管板的锻造均需大压力。

(2) 大尺寸参数 大直径石化容器、大直径核电容器锻件(如封头)的锻造均需要压力机具有大的净空距及横向开档。

(3) 高效率 130MN 级大型液压机的锻件产量应不少于 10 万 t/年。为此,必须使压力机具有高的生产效率。提高效率的途径不外三点:一是提高压力机的压下速度和频次;二是操作机、砧库及横移砧装置等辅机需配备齐全;三是降低故障率。

(4) 高精度 为提高钢锭和锻件的利用率,降低锻件成本,中小压力机的锻件尺寸误差应 $<1\text{mm}$,大型压力机应 $<2\sim3\text{mm}$ 。

(5) 高可靠性 高生产效率和复杂的自动化系统需要压力机具有高的可靠性。大型压力机的年工作日数应不少于 330 天,寿命应不低于百年。

(6) 高安全性 大型压力机一旦发生事故,将导致长时间停机,并造成极大损失。因此需具有极小的事故概率,即实际上的零事故率。

(7) 高自动化水平 高自动化水平是高效率和高精度的保证。大中型锻造液压力机应实现如下自动化功能:主机和操作机联动;自动换砧及上砧旋转;锻件尺寸的测量和自动控制;部分锻造工序(如拔长)

的自动执行及工艺数据的实时存储;压力机运行状态的自动显示和存储;一般故障的自动诊断及报警;生产管理数据的自动采集和处理。

(8) 低能耗 对于一般锻件,单位产量电费为 150~200 元/t。

三、大型锻造液压机的发展趋势

展望未来,重型装备制造对大压力和大尺寸参数液压机的需求会越来越迫切。新近建造的 3 台 150MN 级压力机最多可满足约 20 年的需求。正在研发的第四代核电主容器直径已超过 8m;压水堆机组功率的进一步提高也期待压力壳直径的增大;百万千瓦核电机组常规岛汽轮机转子所需钢锭已达 600t;5.5m 宽厚板轧机支撑辊所需钢锭也达 500t;百万吨乙烯装置的直径已达 6.8m,重达 400t。如果新一代大压力机的压力超过 250MN,横向开档超过 9m,目前这种梁-柱式框架结构就可能面临挑战,全新的框架结构也可能应运而生。

如果抛开压力机本体的创新,仅从设计的角度看,锻造液压机的发展趋势和技术进步表现在以下几个方面。

1. 安全性设计

安全性系指事故概率的高低。而“事故”则是有别于“故障”的概念。锻造液压机,尤其是大型锻造液压机关系到企业的命脉,甚至关系到国家的战略装备,一旦发生事故影响极大。其“事故”可包括人员死亡、长时间(如 30 天以上)停产及数百万元经济损失等。

所谓安全性设计是保证压力机事故概率极小,即事实上的零事故率。这就要求压力机设计中应使其具有“主动安全”和“被动安全”性能。“主动安全”性能是指任何故障和人为误操作均不导致事故。如,任何情况下,动梁不会自由下落;任何情况下,立柱不折断;任

何情况下,不导致工艺执行失误等。显然,这样的压力机具有一定的智能化特征。“被动安全”性能是指在导致事故的因素已经形成时,中断事故的进程。

2. 可靠性设计

可靠性设计的目标是尽可能降低故障率,即尽可能提高压力机的寿命。为此,在压力机设计中应建立“稳定性设计”、“保护性设计”、“整体性设计”和“协调性设计”的概念。

(1)“稳定性设计”是尽可能消除或减小冲击、振动的设计。应实现平缓卸载,防止因瞬时卸载(如冲孔结束瞬间)引起的强烈振动而损伤薄弱部位,并导致故障。如,在冲孔结束前逐渐降低动梁速度,并设法适当反向加压。应实现平缓换向,防止因速度瞬时突变引起强烈冲击。这方面业内人士已做了许多卓有成效的工作,基本实现了按正弦曲线控制速度的目标。

(2)“保护性设计”是保证压力机工作在允许状态的设计。如偏载不可避免,因此在设计中通常规定了一个椭圆形的区域,如果超出该区域,压力机可能受到损伤。为此,可设计超偏载保护系统,使压力机在出现超偏载时自动纠正或报警、停机。

(3)“整体性设计”是保证组合结构具有整体工作性能的设计。大中型锻造液压机的框架、下梁等只能采用组合结构。若其结合面在承载后“开缝”,卸载后“闭合”,数次反复后必将导致结合面损伤、预应力失效及组合结构松动。此类缺陷一旦形成,修复极其困难。因此,保证组合结构的整体性在压力机设计中十分重要。

整体性设计的任务应包括三个方面:一是组合结构的整体性分析,即对于已确定的组合结构,分析其承载后是否出现“开缝”,如计算压机预应力组合框架(见图6)承载后,其梁-柱结合面的接触状态;二是确定影响整体性的敏感结构参数,如组成压力机框架的立柱断面面积、横梁的高度等;三是确定组合结构的预应力参数,如拉杆的断面面积、预紧力等。

由于大中型液压机的复杂性和重要性,传统设计中常用的理想预紧曲线(对于框架仅考虑立柱和拉杆的变形,而将横梁等大型构件视为绝对刚体)已无法正确描述构件间的整体性关系,可建立真实预紧曲线。整体性分析需在三维接触有限元模型上进行。图15为用该种模型分析得到的框架组合结构开缝状态。

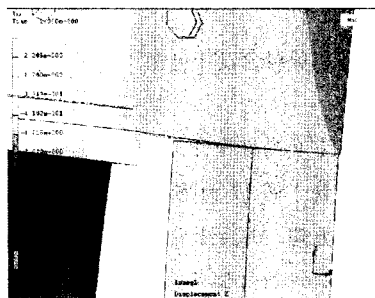


图15 框架梁-柱结合面的开缝形态

(4)“协调性设计”是使组合结构接触面的接触应力分布均化的设计。组合结构中因各组元间承载后变形不协调,导致结合面法向应力分布很不均匀,产生了特高应力区(通常可达300MPa以上,见图16)。

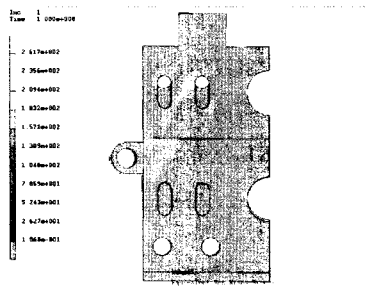


图16 结合面的特高应力区

在大型组合结构中这一现象具有普遍性,但却鲜见关于此类问题的研究报道。一方面是由于当特高应力值超过屈服极限后,可能仅出现局部轻微塑性变形,使特高应力区扩大,特高应力“矮化”为一般高应力,除影响局部配合精度外,未进一步损伤结构,在宏观上暂时感觉不到结构损伤,因而未引起关注。可把这种应力均化称之为“被动均化”。另一方面是由于特高应力区出现明显的塑性变形,乃至溃裂损伤,从而破坏了组合结构的整体精度,并影响了承载体系的载荷分配关系,比如导致各立柱的不均匀受力等。然而,即使由此造成了立柱断裂,也未将其归咎于组合结构的不协调。

笔者认为,因上述不协调造成的特高应力对压力机的影响不容忽视,应在设计阶段主动设法降低。可通过三维分析预测特高应力区的位置,以及局部屈服后的影响,适当改变其形状,使特高应力主动“矮化”。也可在结合面垫入软材料,通过其受载后的变形流动降低特高应力。

3. 绿色设计

锻造液压机的绿色设计包含“节能”和“节材”两部分内容。

(1) 压力机的节能设计可从两方面入手。①设计可节能的液压系统。图 17 为德国 PAHNKE 公司压力机的液压系统工作原理。该系统采用 PAHNKE 公司开发的比例径向柱塞泵，可通过调节泵芯的偏心控制输出流量。由图 17 可见，其液压系统为泵控系统，主回路中无流量控制阀，不存在阀口造成的能量损失。加压（见图 17b）过程中，回程缸的压力液体直接吸入主泵，打入主缸；且回程时，主缸的部分压力液体一方面驱动主泵，一方面进入回程缸，提升动梁。在此过程中，压力液体未返回油箱，而被重复使用，且回程时主泵电动机无能量消耗。压力机处于停止状态时，主泵泵芯的偏心距为零，主泵空载运行，不输出液体，从而节省了一般液压系统主泵处于循环状态所需的大部分能量，而这部分能耗是相当可观的。PAHNKE 公司认为，该系统可节能 30% 以

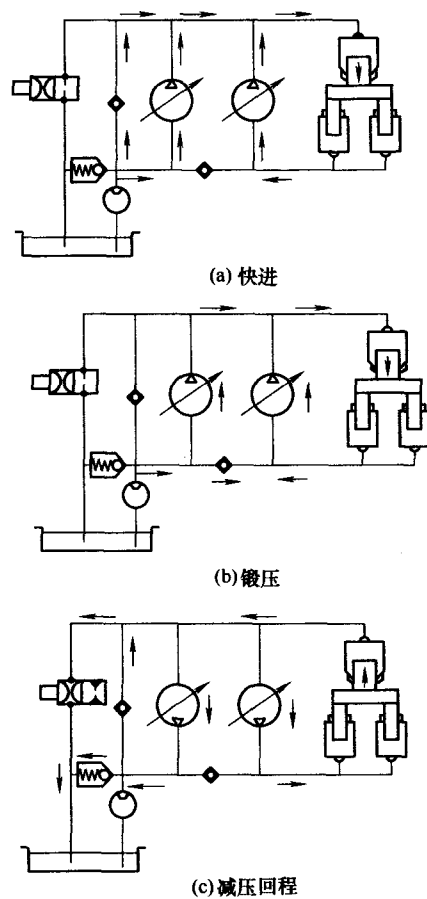


图 17 PAHNKE 公司的液压系统节能原理

上。②确定合理的速度和压力参数及其匹配，降低泵站的装机容量，以减少无功损失。大中型锻造液压机在设计中需考虑各种复杂工况，其装机容量均很大，万吨级水压机为 6000kW 左右，万吨油压机则超过 1 万 kW。同样的 31.5MN 压力机，传统水压机的装机容量为 2200kW，普通锻造油压机大致为 3350kW，而 PAHNKE 压力机的泵站装机容量仅为 2600kW，略大于水压机。

(2) 大中型压力机的横梁、立柱等均为重量很大的构件，“节材设计”的目标主要是减少这些构件的重量，以降低压力机的材料消耗。通常采用结构优化方法达到减重的目的。结构优化可分为结构拓扑优化、形状优化及特征参数优化等三个层次，其优化效果依次递减。对于液压机横梁类构件，结构拓扑优化主要解决筋板的数量和分布问题，这也是长期困扰压力机结构设计的重大技术问题，至今仍无突破性进展，设计中仍需完全依赖专家的经验。

目前正在探索，且具有可行潜力的方法有两种。一种是“基结构法”。基结构是设计和制造条件许可的所有可能结构的集合，它通常依据专家知识提出。对于压力机横梁，其基结构包含着所有可能的筋板。横梁结构拓扑优化是通过数学、力学理论建立减少筋板的策略，最终给出一种最轻或接近最轻的筋板分布方式。图 18 为用基结构法优化得到的某压力机底座拓扑结构。另一种拓扑优化方法为“变密度法”。依设计中提出的约束条件，用数学、力学方法使一充满材料的三维实体各单元的密度连续改变，反复去除低密度部分，可得到满足约束条件的最佳密度分布。因计算得到的密度常常与工程材料的实际密度不同，整理结果十分困难，但可为筋板分布提供合理的信息。该方法目前尚处于理论探索阶段。

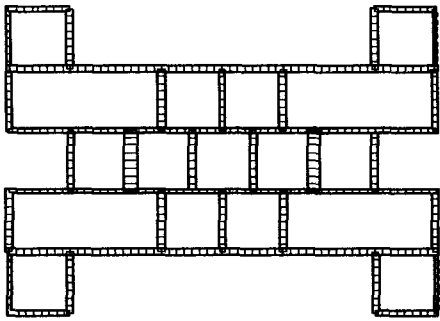


图 18 一种底座的最佳拓扑结构

MW（全文完）（20081119）