

人造板热压机的卸压设计

张 群

(中国林科院木材工业研究所)

人造板热压后期,压机迅速减压打开,往往会造成制品鼓泡甚至放炮而报废。因此卸压性能是衡量某些人造板热压机性能的一项重要指标。

目前人造板生产中,鼓泡与放炮时有发生,全国每年为此而报废的板子数目十分惊人。仔细观察不难发现,鼓泡与放炮多数是在压机卸压或打开过程中,急剧排放蒸汽时发生的。如果这时制品含水率低到某一数值时就不会发生,所以目前工厂都是通过严格控制含水率来解决这个问题的。实际上通过延长热压时间也可解决,但延长热压时间,就会降低生产率。而且热压时间过长往往会由于胶降解、木材热解而降低制品性能。所以才采用缓慢卸压的办法,以达到既快速排除水分缩短热压时间,又不鼓泡或放炮。实践证明,含水率在一定范围内是可行的。

目前一般国产压机都能缓慢卸压,但效果不理想。作者认为这是由于性能参数不合理所致。作者在试验压机上发现,制品开始大量排放蒸汽时油压与热压板温度有一定关系。经计算发现,如铺装均匀,板坯在压板位置居中,这时,压机施加在板坯上的压力(以下简称面压)与热压板温度所对应的饱和蒸汽压接近。如果铺装不均匀,板坯与压板位置不对中,则面压大一些。作者认为这是因为制品中所含水份受热,升温到沸点后变成蒸汽,通过边缘处排入大气,同时由于蒸汽渗透性差,在板坯中间处聚集起来,压力升高。如水份过多,升至饱和蒸汽压力

后,多余的水份就成了高温水。卸压时某一处面压低于蒸汽压力时,蒸汽就会从压板与制品表面之间排出。制品温度虽低于热压板温度,但热压时间只要足够长,其温度还是比较接近的。另外,由于制品表面微观上是不平的,各处面压也就不相等,当平均面压虽还高于蒸汽压力时,但局部面压已低于蒸汽压力而排放蒸汽。所以快速排放蒸汽时的面压要高于蒸汽压力,甚至略高于热压板温度所对应的饱和蒸汽压力。至于铺装不均匀,板坯位置不居中,还会引起宏观上的面压不相等,所以这时大量排放蒸汽时的平均面压还要高一些。

由于生产型压机幅面大,压板刚度差,受力后往往有较大变形,再加压板表面很难做得很平和彼此平行,板坯也不易铺装均匀,这样制品各处面压更不相等。因此生产型压机开始快速排汽时的面压往往高得多。作者曾对几台压机做过测定,这时面压约为热压板温度所对应的饱和蒸汽压力的1.5~2.5倍。

制品含水率过高时,内部就含有饱和蒸汽和高温水,当面压降至低于蒸汽压力时,随着蒸汽的排放,高温水也急剧汽化变成蒸汽,体积急剧膨胀。又因为制品内部必然有空隙和局部施不上胶,这些地方强度比较低,当蒸汽压力与面压之差大于这强度时,蒸汽就会将这局部(应力集中)撕开而发生鼓泡或放炮。为了避免这种现象发生,应该采用如图1所示的卸压曲线。图中 P_0 为开始

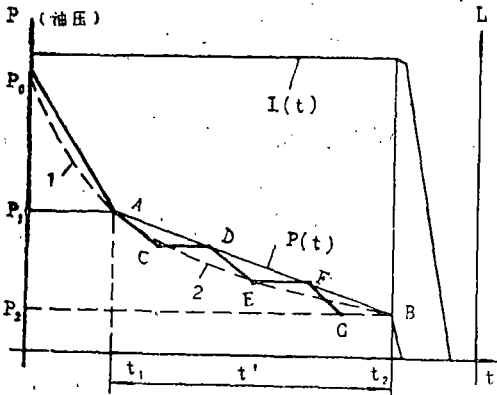


图1

卸压时的油压。先将油压 P_0 快速降至 P_1 ——开始快速排放蒸汽时的油压。这段速度在保证降至 P_1 时不超调的前提下越快越好。然后将油压 P_1 缓慢降至 P_2 。该段为快速排汽段。制品内过多水分应在此段内排尽，使紧接着的压机开启时，制品不鼓泡或放炮。这就要求在这过程中蒸汽压力与面压之差小于制品内部薄弱部分的强度。因此关键是卸压速度与结束时（即当压机开启时）的面压。随着面压的缓慢下降，各处面压相继降至蒸汽压力之下，当各处面压（或绝大部分面压）都降至蒸汽压力之下（即平均面压为 P_2 时）过多水份排尽时才开启。因此这段曲线的形状是重要的，最好是直线，其次是平滑的曲线（图中虚线），折线（图中ACDEFGCB）是不理想的。另外由于液压设计计算中数量很多，不容易算准，热压过程中参数变化较大（如温度、含水率、铺装均匀性等等），所以理想的卸压机构应该是卸压速率（或高效排汽时间）与打开时的油压 P_2 可调。下面给出计算 P_1 、 P_2 的经验公式供参考。必须指出，由于 P_2 往往很小，所以压机活动部分重量所引起的面压是不可忽略的。

$$P_1 = K_1 P'_s \pm P' \dots\dots\dots (1)$$

式中 $P'_s = \frac{F_1}{F_2} P_s$ 。 P_s 为热压板温度所

对应的饱和蒸汽压力（ kgf/cm^2 ）； F_1 与 F_2 分

别为制品与油缸活塞面积（ cm^2 ）。

$P' = (W_1 + W_2 + W_3 + W_4)/F_2$ 。 W_1 ， W_2 ， W_3 ， W_4 分别代表热压板、垫板与制品、活动横梁和油缸活塞重量（ kgf ）。对于上压式压机取“-”，下压式取“+”。

$K_1 = 1.5 \sim 2.5$ 。机精度高、热压时间短、温度高、铺装均匀取小值，反之取大值。

$$P_2 = K_2 P'_s \pm P' \dots\dots\dots (2)$$

式中 $K_2 = 0.1 \sim 0.5$ 。压机精度高、热压时间长、温度低、铺装均匀取大值，反之取小值。

t' 为高效排汽时间。主要取决于需要排放的蒸汽量、制品幅面、透汽性、厚度、平面抗拉强度以及卸压曲线形状等等。最好可调。一般可取30~45秒，最长不可超过90秒，否则会降低生产率。对于用厚薄规控制板厚的压机，只要知道板坯抗力曲线与卸压曲线，可以将 t' 完全包括在热压时间内，所以 t' 可适当加大。

有不少文献介绍，高温短周期压制刨花板时，延长热压时间反而会出现鼓泡与放炮现象。这是由于温度高、热压时间短、板坯表层与芯层温差大，芯层蒸汽压力不仅随着热压时间延长而迅速增加，而且与热压板温度相对应的饱和蒸汽压力相差大。所以这时应根据情况降低上述 k_1, k_2 的数值。但我国一般热压时间较长，还未见到因此而发生的鼓泡或放炮。

目前国产压机的卸压曲线一般如图2所示的先快后慢的降压曲线。很多压机由于漏

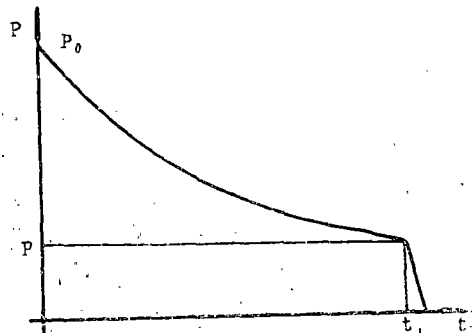


图2

油和污染,卸压曲线很不稳定。一般卸压时间很短,有的虽卸压时间较长,但打开时油压P偏高且不可调,以致前面提到的高效排汽时间 t' 很短,甚至接近零。所以工厂只能严格控制含水率来避免鼓泡与放炮。但由于含水率控制不稳定,因此鼓泡和放炮就难以避免。

必须指出的是:仅仅依靠提高卸压机构(或系统)的性能来克服鼓泡与放炮是不可取的,而且往往是行不通的,因为增加热压时间会引起木材热解、胶合剂降解和降低生

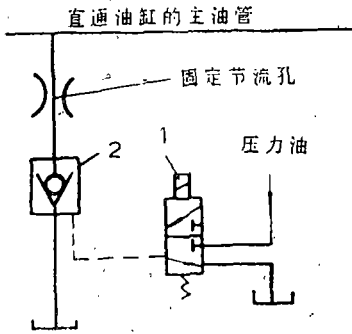


图3

产率。因此要解决鼓泡和放炮问题,还必须加强其他有关工艺(尤其含水率)与设备条件的控制,以及制订合适的热压曲线。

下面阐述几种卸压方法及其设计:

一、固定节流孔卸压法

固定节流孔必须结合其他元件才能达到缓慢卸压,其液压原理如图3所示。当卸压开始时,电磁阀1得电,控制压力油顶开液控单向阀2,主油管压力油经固定节流孔、单向阀2流回油箱,油压随之下降。图4为固定节流孔的示意图。

下面说明图4中各参数的设计计算。

1. 孔径d的求法。根据液压流体力学可得:

$$Q = C_q \cdot F \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} P} \quad (3)$$

$$\frac{Q dt}{V} E_0 = -dP \quad (4)$$

合并(3)(4)式并整理则得

$$\frac{dP}{P} = - \frac{C_q \cdot F \cdot E_0}{V} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} dt$$

两边积分,并代入初始条件: $t=0, P=P_0$ 则得:

$$\sqrt{P} = \sqrt{P_0} - \frac{C_q \cdot F \cdot E_0}{2V} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} t \quad (5)$$

式中 P_0 ——开始卸压时的油压 (kgf/cm²);
 C_q ——流量系数,当 $l \leq \frac{1}{2}d$ 时, $C_q = 0.61 - 0.62$, $\frac{1}{2}d \leq l \leq 4d$ 时,

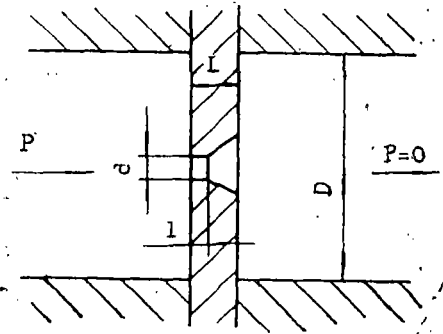


图4

$$C_q = 0.82;$$

F——节流孔面积 (cm²);

g——重力加速度 980cm/sec²;

γ ——油液重度 $\approx 9 \times 10^{-4}$ kgf/cm³;

P——进口处油压 (kgf/cm²);

V——压机被困油液容积,即压机在工作位置对压力油所占容积 (cm³);

E_0 ——油液体积弹性模量,一般取 7000kgf/cm²。

由(5)式可得高效排汽时间与节流孔面积为:

$$t' = \frac{2V}{C_q \cdot F \cdot E_0} \sqrt{\frac{\gamma}{2g}} (\sqrt{P_1} - \sqrt{P_2}) \quad (6)$$

$$F = \frac{2V}{C_q \cdot t' \cdot E_0} \sqrt{\frac{\gamma}{2g}} (P_1 - P_2) \quad (7)$$

以 $F = \frac{\pi}{4} d^2$ 代入 (7) 式并代入已知参

数则得:

$$d = 5 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{V(\sqrt{P_1} - \sqrt{P_2})}{C_d \cdot t'}} \quad \dots\dots\dots (8)$$

2. D 与 l 的确定。一般要求, $D \geq 3.2d$, $l \leq 4d$, 否则上述 C_d 的值要根据有关流体力学进行修正。

3. L 的确定。要求能承受最高工作压力。

由上分析计算可得如下结论:

(1) 本法得到的卸压曲线为一条如图 5 所示的幂函数曲线。

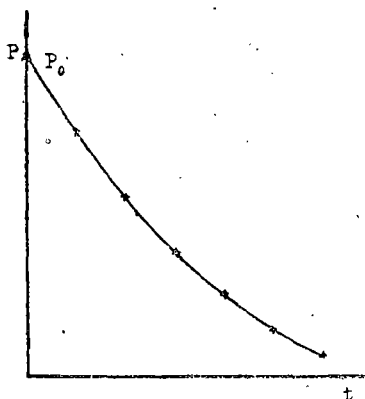


图5

(2) 本法卸压曲线重复性好。由(5)式可看到卸压曲线与油粘度无关。

(3) 变更卸压速率困难。因为只有变更节流孔面积才能改变卸压速度(不过已有一种变更节流孔较方便的结构)。

(4) 卸压速度要受制品厚度影响。因为由(5)式可知, 被困油液容积 V 要影响卸压曲线, 而制品越厚, V 越小。不过一般影响不大。

二、卸压阀卸压法

卸压阀即带卸压阀芯的单向阀, 这种阀分液动与手动两种。图 6 所示为液动式, 卸压开始时, 控制的压力油使控制活塞 5 上

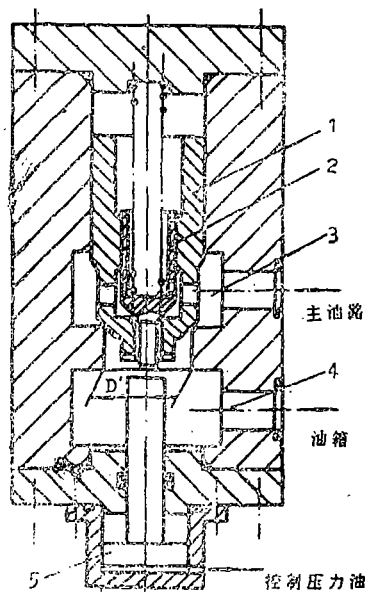


图6

升, 顶开阀芯 2, 与主油路相通的腔 3 里的压力油经阀芯、腔 4 流回油箱。当腔 3 压力

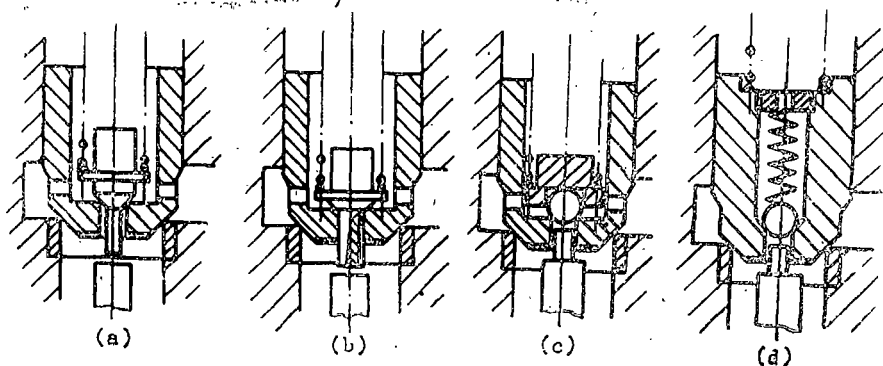


图7

降至 P_2 (图2), 控制活塞便顶开主阀芯1, 主油路的油经腔3、腔4大量流回油箱, 压机快速打开。手动式一般是由手柄带凸轮来实现顶开卸压阀芯与主阀芯的动作。

阀芯部位的结构很多, 除了图6所示的那种外, 图7所示的几种也是具有代表性的。钢珠结构简单, 工艺性好, 但磨损大, 往往由于磨损后不圆失去密封性。锥面的分为有导向与无导向的两种, 有导向的〔图6、图7(b)〕密封性好, 但同心度要求高, 制造较困难。现以图6为例, 说明其设计方法:

1. 决定卸压阀芯部位的尺寸

为了分析方便, 将图6的卸压部位放大成图8。

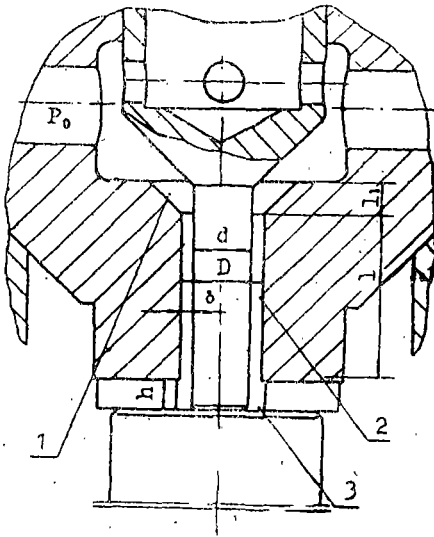


图8

卸压时各通流部位都有压力损失, 各部位损失与过流液体流速的一次到二次方成正比, 而过流面积只有 D 与 d 之间的环形处最小, 其他部位面积是其数倍, 甚至更大, 因此卸压时的压力损失可近似看作由三部分组成: (1) 锥面进口处 (图8中1) 局部损失; (2) 出口处 (图8中3) 局部损失; (3) D 与 d 围成的环形部位 (图8中2) 的沿程损失。因此

$$P_0 \approx (\zeta_1 + \zeta_3 + \lambda' \frac{L}{D-d}) \gamma \frac{V^2}{2g} \dots (9)$$

式中: ζ_1 —锥面进口处的局部阻力系数;

ζ_3 —出口处的局部阻力系数;

λ' —摩阻系数;

V —环形部位的平均流速(cm/sec)。

ζ_1 与 $l_1/D-d$ (l_1 见图8) 及锥角的度数有关, 如 $l_1/D-d \gg 1$, 锥角 $\approx 90^\circ$ 时, 可忽略。

ζ_3 与 $h/D-d$ (h 见图8) 及主阀芯端面槽形和尺寸大小有关, 当 $h/D-d \gg 1$, 槽宽 $\gg D$ 时, 且环形部位呈紊流状态, 则 $\zeta_3 \approx 1$ 。

λ' 与 d/D 、 Re 、 d 与 D 的偏心率、管壁粗糙度及其分布均匀度有关, 这些均可查有关流体阻力手册。下面提供 d 与 D 同心、壁面光滑情况下的参数选用办法供参考:

$$\lambda' = k_H \cdot \lambda$$

式中: λ ——一般油管的摩擦阻力系数;

k_H ——修正系数, 当 $Re \leq 1100$, $d/D > 0.6$ 时, $k_H \approx 1.5$, $Re > 2000$ 时, $k_H = 1.05$ 。

由(9)式可得:

$$Q = VF = C_q \cdot F \sqrt{\frac{2g}{\gamma} P_0} \dots (10)$$

$$\text{式中: } C_q = \frac{1}{\sqrt{\zeta_1 + \zeta_3 + \lambda' \frac{1}{D-d}}}$$

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

显然(10)式与(3)式完全相同, 因此固定节流孔卸压法中得到的结论完全适合本法。

$$\text{令 } dm = \frac{1}{2} (D + d), D - d = 2\delta$$

则 $F = \pi dm \delta$, 代入(7)式则得:

$$dm \delta = 6.16 \times 10^{-8} \frac{V}{C_q \cdot t'} (\sqrt{P_1} - \sqrt{P_2}) \dots (11)$$

层流时流量受油温影响较大, 要保证卸压过程重复性好, 只有使整个卸压过程处于紊流状态, 即使卸压终了时的 $Re \geq 2000$ 才行:

$$Re = \frac{(D-d)V}{\nu} = \frac{2\delta V}{\nu} \geq 2000$$

$$V = C_q \sqrt{\frac{2g}{\nu} P_2} \quad [\text{由式 (9) 得来}]$$

$$\therefore \delta \geq \frac{1000\nu}{C_q} \sqrt{\frac{\gamma}{2gP_2}} \quad \dots\dots\dots (12)$$

式中: ν ——油液最低工作温度时的运动粘度 (cm^2/sec),

由式 (11)(12) 联立即可求出 dm 和 δ , 然后折整而确定 D 与 δ 。

2. 确定开启力 f

开启力要满足如下两个要求:

(1) 能顶开处于最大工作油压 $P_{m,x}$ 下的卸压阀芯, 即 $f > \frac{\pi}{4} D^2 \cdot P_{m,x} + f_s$, 式中的 D 见图 8, f_s 为弹簧力。

(2) 当油压降至 P_2 时能顶开主阀芯, 即 $f \approx \frac{\pi}{4} D'^2 \cdot P_2 + f_s$ 。式中的 D' 见图 6。

本法与上一种卸压法比较, 优点是简化了整个油路系统, 一个阀就可完成卸压与打开的两个功能。但对液控式来说, 由此产生了①高效排汽段调整困难。②热压温度较低时, P_2 很小, 打开时, 阀口的开口量很小, 延长了打开时间而影响生产率。

另外, 具体计算时就可发现, 本法不适合于被困液体容积 V 小、热压温度低的热压机。此外, 上述计算的误差比固定节流孔法往往要大, 设计计算时应该充分考虑到这点。

三、液控单向阀与调速阀 (或节流阀) 的组合卸压法

液压原理如图 9 所示。卸压一开始, 电磁换向阀 1 得电, 液控单向阀 2 被顶开, 主管管的压力油经调速阀 3, 以几乎不变的流量排回油箱, 因此本法卸压曲线是一条直线。〔由于调速阀的流量只有在压差大于某一值 (一般为 $5 \sim 10 \text{ kgf}/\text{cm}^2$) 时才稳定, 因此 P_2 大于此压差时, 卸压曲线才是直线。至于节流阀, 卸压曲线是条先快后慢的曲

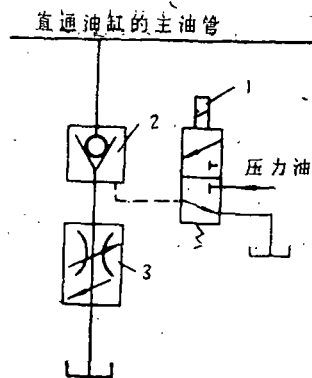


图9

线]

调速阀有个最小稳定流量, 只有被困油液容积符合下式时, 才可使用本法。

$$V \geq \frac{Q_{min} \cdot t' \cdot E_0}{P_1 - P_2} \quad \dots\dots\dots (13)$$

式中的 Q_{min} 为最小通径的调速阀的最小稳定流量 cm^3/sec (如有泄漏的调速阀, Q_{min} 应为最小稳定流量与泄漏量之和)。

因此本法只适于较大的压机。优点是卸压速度调节方便。但一般需要先由其他元件将油压快速降至 P_1 , 即需要一个快速降压阀组。还需要一个打开阀组, 因此整个系统复杂些。

上述三种卸压法都要求油路泄漏小, 最好没有泄漏, 否则无法实现要求的卸压曲线。由于高效排汽时间是在低压, 而低压时泄漏较少, 实践证明; 只要适当提高油液洁净度和选择较高质量的元件是可以得到满意结果的。

四、溢流阀与多个过程调压阀组合卸压法

液压原理如图 10 所示。卸压开始时, 换向阀 A 切换, 系统压力为溢流阀 a 调定的压力 (此时 B、C 关闭)。经过一定时间, 换向阀 B 切换, 系统压力为远程调压阀 b 调定的压力。再过某一时间, 换向阀 C 切换, 这时压力为远程调压阀 C 调定的压力。所以图 10 可实现三段卸压曲线。

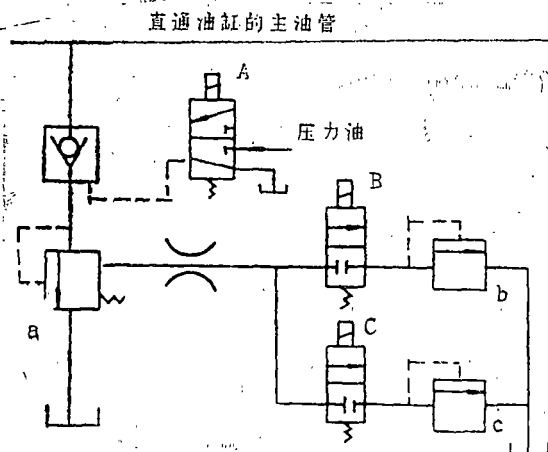


图10

本法设计的关键仅是液压元件的选择问题。

本法不仅卸压曲线调整方便，而且无需快速卸压阀组。其最大优点是可以用补压泵来克服泄漏对卸压曲线的影响。

五、电液伺服闭环卸压法

原理如图11所示。指令电位计1电压与压力传感器2输出电压在伺服放大器3中比较，如油压低于要求值，则前者比后者大，3向电液伺服阀4输出电流，使其偏离中心

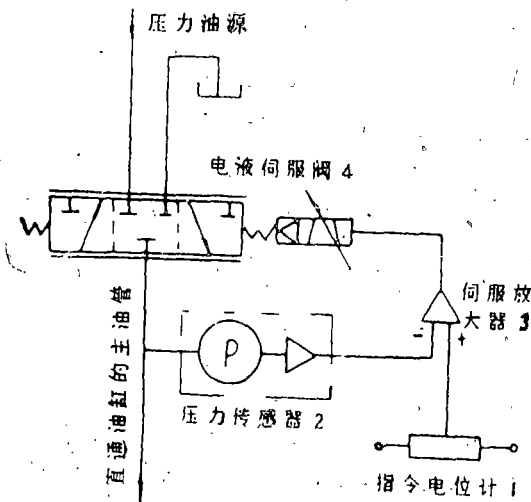


图11

位置，继而使压力油源与油缸接通，压力油源向油缸供油，油缸压力升高，随之2输出

电压升高，一直到两个电压相消为止，这时3输出电流为零，4回到中位，压力油源与油缸断开。卸压时，1输出电压小于2输出电压，3向4输出反向电流，4向反向偏离中心位置，使油缸与油箱相通，油缸的压力油排回油箱，油缸压力下降，2输出电压下降，一直到1与2电压相消为止。因此油压是随指令电位计电压变化的。所以本法不仅卸压速率不受泄漏影响，而且卸压曲线可任意设计（主要取决于电气上实现的可能）。本法缺点是价格贵。

本法设计见有关专著。

(六) 电液比例卸压法

原理如图12所示。这是在主油管上装一只电磁比例溢流阀。这种溢流阀与一般溢流

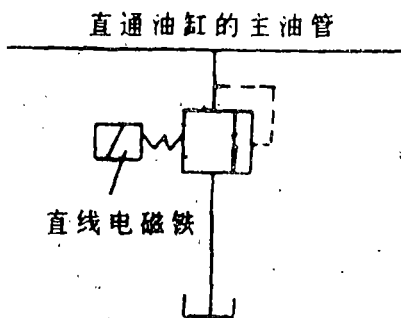


图12

阀不同的是调节压力的弹簧后面装一个比例直线电磁铁，这种电磁铁伸出的长度与通入电流强度成正比。这样该阀的溢流油压与输入比例电磁铁的电流强度成正比。当卸压时逐渐降低输入比例电磁铁的电流强度，这时整个油路的油压也就随着下降。本法还不怕漏油。因为在卸压的同时，可以用补压泵来补充漏掉的油液（补压泵的多余油流可以从比例溢流阀溢出而不影响油路的油压）。

本法的效果主要取决于比例阀的性能。设计是简单的。

最后必须指出的是，上面列举的卸压法并不是目前压机卸压法的全部，今后必将出现更先进更有效的卸压系统。

王 恺 陈平安等*

(中国林业科学研究院)

我国林业面临资源危机、森林采伐量超过生长量、资源赤字增加、同时木材供需矛盾紧张、国家不得已大量进口木材及木制品的严峻局面。随着我国经济建设的发展,人口增长和生活水平的提高,今后木材供不应求的趋势,将越来越突出。如何减少森林资源赤字,同时又能缓和木材供需矛盾,是一个重要问题,难度很大。从战略上看,应大力开源,即认真保护好现有森林资源,积极发展和增加资源;与此同时还必须重视节流,即充分合理利用我国有限的木材资源,并对木材消费进行调节和控制。这就是必须实行开源与节流并举的方针。由于今后20—30年内,原有林区资源下降,采伐量减少,而营造的速生丰产用材林只能弥补部分用材,

要缓和木材供需矛盾,减少资源赤字,节流不仅有长远意义,更具有现实意义。

据“五五”清查,原木年产量为1.2亿立方米(包括计划外产量,但不包括薪材,下同),资源赤字3,000万立方米;加上进口材,年消费量不少于1.3亿立方米。1985年资源赤字达1亿立方米左右,而这种趋势还在发展。2000年初步预测,如按资源消耗极限负担值计算,原木产量为1.25—1.35亿立方米;如根据各林区和国营林场原木生产状况以及速生丰产用材林营造计划分析计算为9,500万立方米。考虑到林业资金有可能逐步增加,2000年原木产量1.25亿立方米(包括速生材2,000—2,500万

*侯知正、张维钧同志参加本文撰写。承李继书同志提出修改意见,谨致谢忱。

Unloading System Design of Wood-based Panel Press

Zhang Qun

(Research Institute of Wood Industry, Chinese Academy of Forestry)

Abstract

The unloading curvature and the formulas of calculating the related parameter was obtained from the results of observation, measurement and analysis in production site and lab, which can be applied to eliminate the "blister" and other defects during pressing. The commonly used unloading systems, these design methods and the development of formulations, were described briefly.