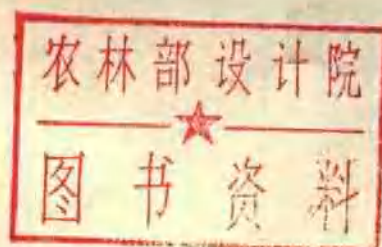


编号	95-2833
张数	
归档日期	77.7.

人造板机械設計

(試用教材)

下 册



东北林学院 湖南林学院 合 编
云南林业学院 南京林产工业学院

目 录 (下 册)

第十章 削片机	1
第一节 概述	1
第二节 盘式削片机	3
第三节 削片机主要零部件的计算	9
第十一章 铰切机	18
第一节 概述	18
第二节 技术参数的确定	19
第三节 主传动系统	20
第四节 卡轴箱	22
第五节 刀床	34
第六节 进给箱	43
第十二章 热磨机	49
第一节 进料机构	51
第二节 予热蒸煮器	61
第三节 研磨部分	64
第四节 排料装置	76
第五节 热磨机主要零件的计算	79
第十三章 长网成型机	93
第一节 长网成型机概述	93
第二节 网前箱	96
第三节 网案部	98
第四节 真空脱水部	103
第五节 压榨部	106
第六节 滤水网	109
第七节 湿板齐边锯与横截锯	111
第八节 成型机传动装置	112
第九节 长网成型机主要零件的计算	113
第十四章 人造板压机	127
第一节 人造板压机分类及其参数	127
第二节 压机的机架	131
第三节 压机的热压板	145
第四节 压机的蒸汽管	154
第五节 压机的油缸	156
第六节 压机的装卸料机	161
第七节 压机的液压传动系统	165

第十章 削片机

第一节 概 述

在木质纤维板和碎料板生产中，大都采用盘式或辊式削片机。削片机的结构型式，很大程度上决定于加工原料特征。对于加工抚育下来的小径级材和枝杈，通常可采用无强制进料的盘式或辊式削片机(见图10—1)。用来加工制材或木材加工剩余物的削片机，由于

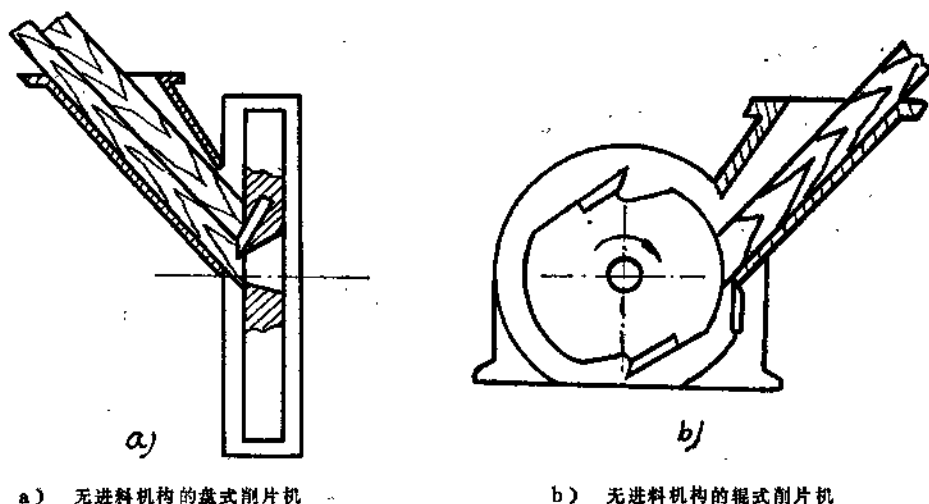
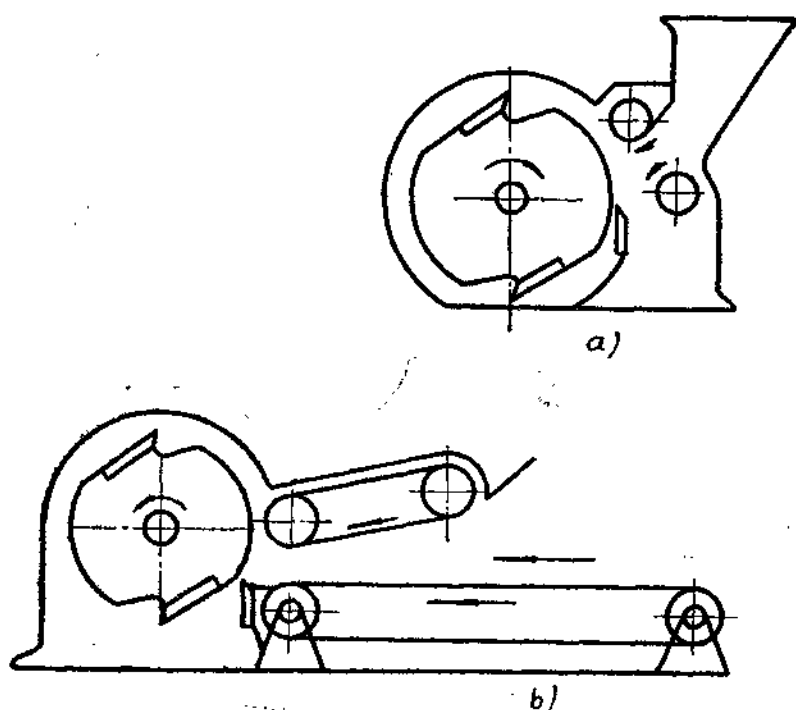


图10—1

原料规格较短小，切削时易跳动，故需采用强制进料的机构。进料机构大都采用链传动和齿轮传动，使切削速度和进料速度关系保持稳定不变，从而保证木片的长度一致。机械进料机构亦有几种不同的形式。对于板皮等的加工，通常采用一对或两对刺辊进料；如果加工原料主要是碎单板或胶合板边条，宜采用输送带进料机构(见图10—2)。

由图10—1中可以看出，辊式削片机飞刀运动的切削平面，随着飞刀位置的不同面有变化。因此，在切削过程中不能很好地形成有利的剪切作用(切削力不通过底刀的刃口)，特别是加工较厚的原料更加显著。在辊式削片机上加工厚料时，应将底刀和飞刀的间隙适当调整大些(1~2毫米)亦就是这个道理，但过大的间隙又影响切削木片的质量。由于辊式削片机随着加工原料的厚度增加而剪切作用越差，因此辊式削片机加工原料的厚度范围，通常要比盘式削片机来得小，亦就是说理论生产率不如盘式削片机。

盘式削片机飞刀运动的切削平面固定不变，飞刀和底刀很好地形成剪切作用。因此，从理论上来说，盘式削片机的飞刀和底刀之间间隙可以调整很小。但实际考虑到刀盘的端向偏摆等因素，其间隙一般调整到0.5~1.5毫米，刀盘尺寸小其间隙可调得小些。反之，则大些。



a) 刺辊进料的辊式削片机
b) 输送带进料的辊式削片机

图10—2

我国生产的 $\phi 1600$ 三刀强制进料盘式削片机的刀盘直径为1600毫米,刀盘转速为450转/分,进料线速0.45米/秒,进料槽轴线与水平线的交角为 45° ,主电动机功率55瓩,进料电动机功率4.2瓩,生产率约 $6 \sim 9$ 实积米³/时,机器重量5.4吨。另一种为GX1200型强制进料的辊式削片机,刀辊直径1160毫米,刀辊转速390转/分,进料线速0.5米/秒,主电动机功率为40瓩,生产率约 $1 \sim 1.5$ 实积米³/时。机器重量约5吨。

我们比较一下国产两种型式削片机的主要技术经济指标(见下表),可以看出盘式削片机在单位功率的生产率等项指标要比辊式削片机来得先进。

指 标 型 式	电动机功率 (瓩)	机床总重量 (吨)	生 产 率 (实积米 ³ /时)	单位功率的机 床重量(吨/瓩)	单位功率的生产率 (实积米 ³ /瓩时)
盘 式	59.2	5.4	6~9	0.091	0.1~0.15
辊 式	40	5.0	1~1.5	0.102	0.025~0.0375

盘式削片机经过适当改装可作为刨花机用。因此,采用盘式削片机对人造板机械制造业中,实现“三化”工作是较有利的。盘式削片机当加工制材、细木工碎料时,不如辊式削片机来得优越。这是因为盘式削片机的进料槽大多数成正方形,而辊式削片机进料槽均

成长方形，后一种料槽在分散进料时，可以充分发挥机床的生产潜力。盘式削片机在加工小径级木和成捆加工枝杈材时，才能充分发挥机床的生产潜力。辊式削片机刀片的更换和调整比盘式的简易和方便。

第二节 盘式削片机

一、盘式削片机的结构

盘式削片机（见图10—3）的切削机构是一个沉重的铸钢圆盘1（刀盘），刀盘固定在轴2上。轴2由两个球面轴承3支承，止推轴承4用来抵消在削片时所产生的轴向力。轴2可由电动机经联轴节5直接驱动，也可采用皮带传动。

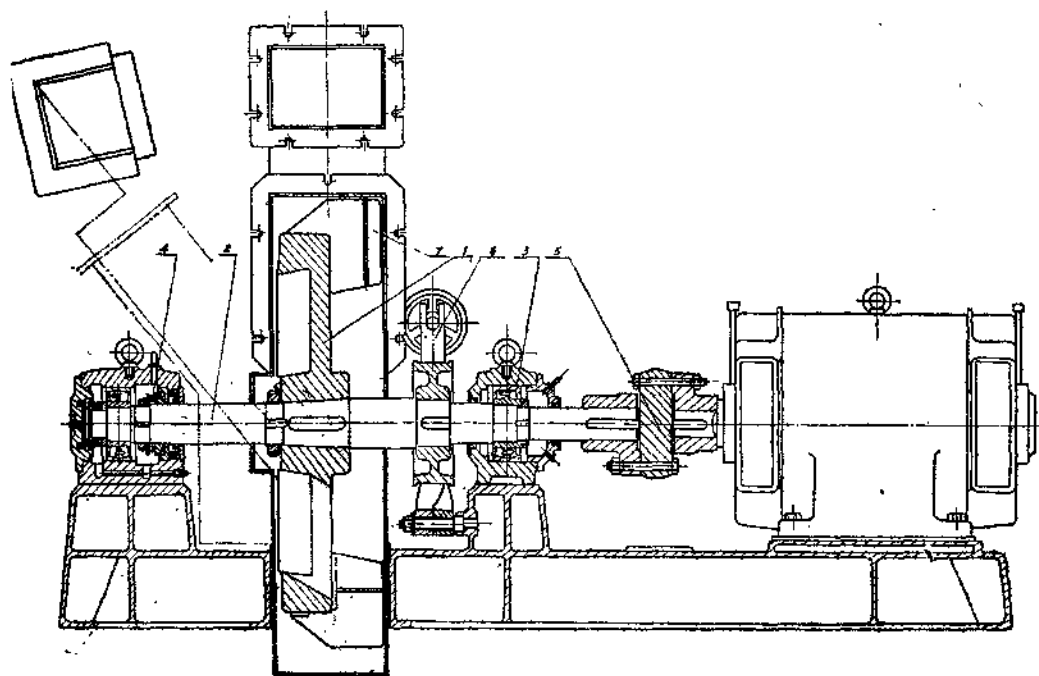


图10—3

刀盘的作用除不断切削木材外，还起着飞轮的作用，故要求刀盘有较大的重量。盘式削片机的刀盘直径是根据被加工原料特征和生产率要求而定，通常最小为900毫米，最大达到4200毫米。刀盘圆周上安装6~8块叶片7。当刀盘转动时，叶片直接推动木片，使木片产生圆周运动，并由于叶片驱动空气，产生一股具有较大风量和风压的气流，因此木片就沿着机壳切线方向的出料管被抛出。在一般情况下，当风叶的圆周速度为27~28米/秒时，木片抛出的高度可达4~5米。大型盘式削片机由于圆周线速度大，为防止打碎木片，故在刀盘上不装风叶。这时，削好的木片会直接落到削片机下面的运输带上，或者由鼓风机吸走。因此，盘式削片机有上口出料和下口出料之分。

更换刀片时，利用带式制动器6锁住刀盘，以免换刀时发生事故。小型削片机在每换

一把刀片后，用手转动刀盘至下一换刀位置，以便更换另一把刀片。对中等以上的削片机，通常附有转动刀盘的棘轮装置。制动器 6 亦用来紧急停车。

普通盘式削片机刀片数为 3~5 把，多刀削片机为 8~12 把。刀片在刀盘上的位置是由辐射位置向前倾 $8 \sim 15^\circ$ 。刀片一般用铬镍合金钢或优质碳素工具钢制成复合刀片。刀刃部分的硬度一般要求 HRC62~65 之间。削片刀 1 和三角形垫块 2 一起借螺钉 4 固定在刀盘 3 上（见图 10—4 和 10—5）。三角形垫块是保证刀片具有一定的后角。削片刀刃磨后，需重新调整刀片的伸出量。图 10—4 是利用刀片后部的齿相对于三角垫块位移 1~2 个齿来调节的，而图 10—5 是采用重新浇铸铅条 6 来定位的。后者调节是无级的，刃磨量较少，故应用较普遍。无论是采用齿或铸铅，目的都是防止刀片因切削力或离心力而产生位移。刀片伸出量的调整，还可采用图 10—6 所示的结构。调节时先松开螺钉 1，然后沿着斜槽 2 移动挡块 3，最后将螺钉拧紧。

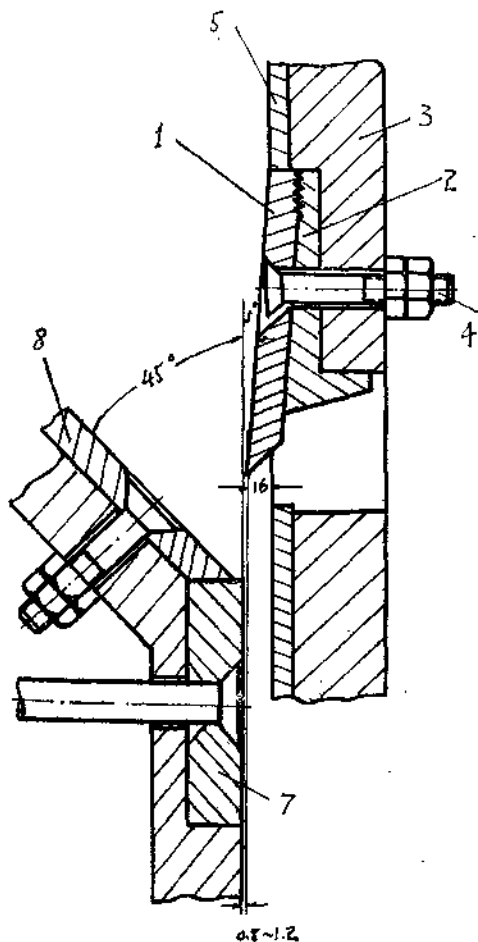


图 10—4

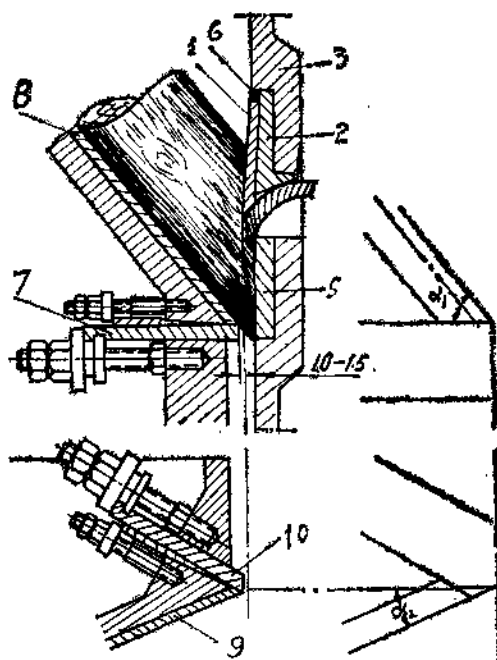


图 10—5

刀盘上开有窄缝，缝宽（指刀刃至护板距离）约 100 毫米，被切下的木片通过窄缝

到达刀盘的另一边。为了防止刀盘的窄缝口磨损，在此处装有护板5（见图10—5），而有些削片机在整个刀盘而上均装有护板（见图10—4）

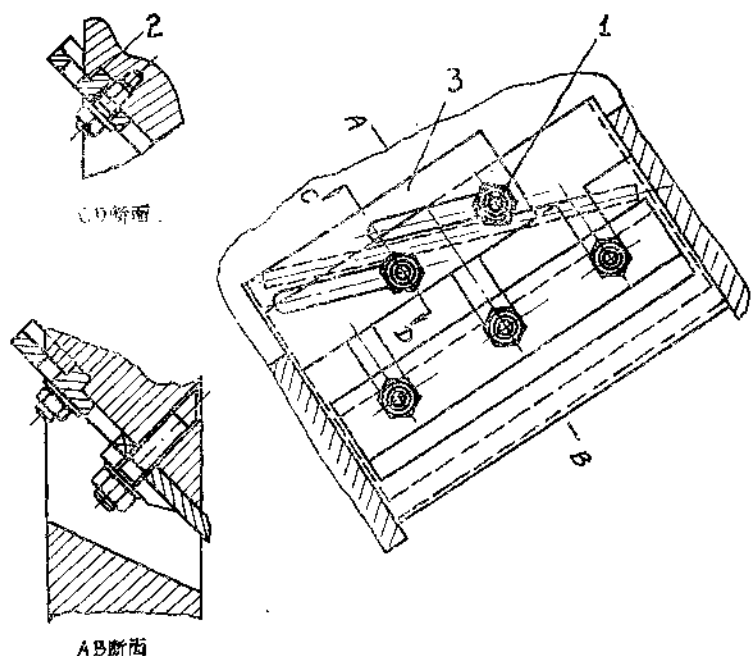


图10—6

削片机的进料槽通常采用方形。进料槽的倾斜角 α_1 和偏角 α_2 对于木片的长度、厚度以及削片时的动力消耗有很密切的关系。对于加工较长原料的削片机，其进料槽应有足够的长度，以防止木材跳动。

在进料槽的下方装有一块钢质的底刀7（见图10—4, 10—5）为避免在切削时因产生较大的冲击力而损坏底刀刃口，故其刃口的角度特别大，一般为 $85^\circ \sim 90^\circ$ 图10—4所示为采用 90° 角度的底刀，其四个角可以轮换使用。这种结构底刀与飞刀的间隙是靠调整飞刀来保证，调整较费时。图10—5所示的底刀结构，调整间隙较方便，但只能用底刀的一个角，不能轮换使用。

除飞刀与底刀用于切削木材外，在进料槽下方侧壁的旁底刀10（见图10—5）与飞刀之间也起切削作用。旁底刀的角度一般为 $60^\circ \sim 65^\circ$ ，它与进料槽的偏角 α_2 有关。也有的将底刀1和旁底刀2与防磨钢板3焊接在一起，如图10—7所示。这种结构型式的底刀和旁底刀的角度特别大，底刀的最大角度可达到 142° ，因此耐用度较高。这种结构的缺陷是底刀特别重，装卸和刃磨不方便，因此在中型或大型盘式削片机上不能获得推广。

二、盘式削片机的削片原理

过去认为，在切削时原木是紧紧靠在刀盘上，而切削后，被切面与刀盘不接触，如图10—8所示。在削片刀切削一次后，原木靠自重沿进料槽向前移动，移动的距离等于沿纤

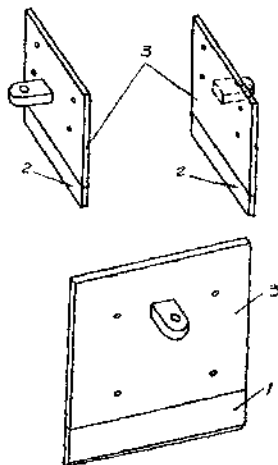
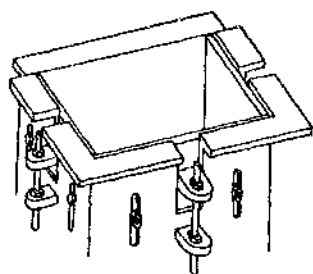


图10—7

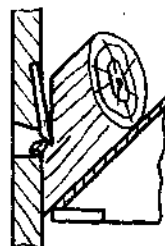


图10—8

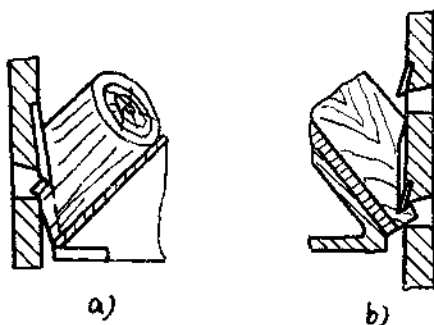


图10—9

维方向的木片长度。当原木被切端靠近刀盘后,另一次切削又开始。但从实际观察发现,原木的切削过程并不是这样的。无论在普通削片机或多刀削片机削片时,原木的被切削面是紧贴着削片刀的后面并与刀的后面作相对移动,直到原木端面的上部与刀盘面相遇为止;然后由于刀盘的旋转运动,原木端面上部紧贴于刀盘面作相对滑动,一直到第二把刀的窄缝处(见图10—9)。由于原木被切端面的上部靠着刀盘面,因此原木端面的下部就同刀盘面脱离。所以切削面就不是平的,面是如图10—9b所示的那样,存在着曲折。被切下的木块,经过刀盘的窄缝时,由于刀片的压力作用,被分裂成一定厚度的木片。木片的厚度与木片的顺纹长度和顺纹剪切应力有关。一般木片的长度(顺纹方向)为20毫米时,其厚度为3.9~6.2毫米;木片长度为25毫米时,厚度为4.8~7.5毫米。

当切削原木时,原木沿着进料槽的移动,主要是由于刀片对原木有一牵引力作用的缘故。原木靠自重是不能产生足够的位移,即不可能使端面靠近刀盘面。当削片机的进料槽与垂直线的交角,即投入角为 ϵ ,在没有外力作用下,进料槽中原木运动可用下式表示:

$$a = g(\cos\epsilon - \mu\sin\epsilon)$$

式中 a ——原木的加速度;

g ——重力加速度;

μ ——原木与进料槽的摩擦系数。

原木的位移量为:

$$S = \frac{at^2}{2}$$

式中 S ——原木的位移量；

t——时间。

假设不计摩擦,即认为 μ 等于零,当投入角 ε 为 20° 时,根据上述计算公式可求得 S 为 $4.6t^2$ 。对于普通削片机,两刀片切削的相隔时间约为 0.02 秒,可求得 S 值近似等于 2 毫米。从计算结果可以看出,靠原木自重是不可能使原木在切削时得到足够的位移(因为位移应等于木片的长度,通常需 20 毫米左右)。这就证明,在切削过程中,原木的位移主要不是靠原木的自重作用,而是由于刀片的牵引力作用。在生产实践中还证实,在盘式削片机加工枝杈材时,这个牵引力仍起作用。因此,加工枝杈材的盘式削片机无需设置强制进料装置。

三、连续削片及多刀削片机

在普通削片机削片过程中，削片刀对原木的切削是间隙进行的，即当第一把刀已离开原木后，要隔一段时间，第二把刀才开始切削。这不单影响生产率，而且造成电动机载荷的不稳定。为了提高生产率，就必须使切削能连续进行和提高刀盘的转速。

前而关于削片原理分析中已指出，削片时由于牵引力的作用，原木的被切削而是紧贴着刀片的后而，并沿着刀的后面作相对移动，如图10—10所示。如果被切削面的上部移动到刀盘面的B点处，而相邻的第二把刀片就开始切削，这是保证连续切削的必要条件。

为满足这一条件，刀片的后角 α 要求有一定的数值，即：

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{L - l \sin \alpha} = \frac{h}{K} \quad (10-1)$$

式中 L ——相邻两刀片之间的平均距离(毫米),

h ——刀片的伸出量(毫米);

l ——木片顺纹方向的长度(毫米)；

 α_1 ——进料槽的倾斜角度。

设刀盘上刀片的总数为 Z ，刀片刃口中点至刀盘中心的距离（即平均切削半径）为 R ，则 L 可由下式求得：

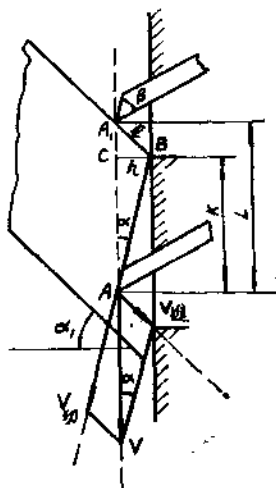


图 10—10

$$L \approx \frac{2\pi R}{\gamma} \quad (10-2)$$

解 (10-1) 和 (10-2) 式得

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{Z_h}{2\pi R - Z_l \sin \alpha} \quad (10-3)$$

上式就是多刀削片机的设计依据。

从图10—10还可看出，为了保证在原木直径 d 较小时亦能连续削片，必须满足：

$$\frac{2\pi R}{Z} \leq \frac{d}{\cos \alpha_1} \quad (10-4)$$

多刀削片机由于刀数的增加，如采用普通削片机那样的装刀方法就不可能。因此，多刀削片机的刀片通常固定在刀盘的窄缝中，刀的前面与刀盘平面的交角一般为45°。（见图10—6）。

在普通削片机中，由于切削力对原木是周期（间歇）作用的，因此原木在进料槽中产生间隙地跳动，所以削出的木片均匀度较差。在多刀削片机中，由于刀片对原木的切削是连续作用的，所以原木在进料槽中跳动的现象就大大减少，因而对整个削片机的操作情况都有所改善。

四、诺曼削片机

从前面讨论中指出，后角是削片机设计中一个重要的参数。在讨论多刀削片机时所得的后角 α 的计算公式为：

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{L - l \sin \alpha_1}$$

因为相邻两刀片之间的距离随着刀盘不同的半径处是有变化的，距离主轴越近，相邻两刀片之间的距离 L 越小，所以欲保证木片长度 l 不变，就必须改变后角 α 。从图10—11可见，假如后角 α 按照较大的 L 值（即距离主轴较远）设计，那末在相邻两刀片距离 L 较小处（即距离主轴较近）切出的木片长度 l 较短。

为了使削出的木片长度一致，诺曼提出了具有螺旋面刀盘的削片机——诺曼削片机的理论。

理论的主要之点是刀片的后面和刀盘面均应形成变化的后角。由于两相邻刀片之距离由内至外逐渐增加，为保持 l 一致，后角 α 则应由内至外逐渐减小。刀片的后面和刀盘面都应正确地延展到第二把刀片的窄缝上，即各相邻两刀之间的刀盘面（包括刀片后面）均应呈螺旋面。

图10—12所示为诺曼削片机的刀盘，由于各相邻两刀片之间的刀盘面成螺旋面，因此不可能采用整块薄的钢护板，而改用多块（同刀片数目相等）的铸钢板 1 。刀片的压板 2 ，其表面亦为螺旋面。经验证明，当后角 α 的值由外至内从2°渐增至4°，削片机削出的木片质量十分高。首先是木片均匀度增加，其次是木屑减少，因而提高了原材料的利用率。诺曼削片机的缺点是，加工和修理费事，刀片的后面、护板和刀片的压板的表面加工，均需要专用设备。

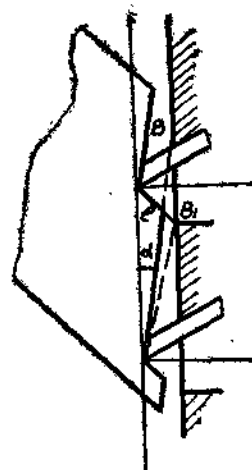


图10—11

五、削片机生产能力的计算

削片机的理论生产能力，可按式确定：

$$Q_1 = 60 F l n Z = \frac{60 F h n Z}{\cos \alpha_1 \cos \alpha_2} \quad (\text{实积米}^3/\text{时})$$

式中 F ——料捆的最大横断面面积;
 l ——木片的平均长度;
 h ——刀片的伸出量;
 Z ——刀片数;
 α_1 、 α_2 ——分别为进料槽的倾斜角和偏角;
 n ——刀盘的转速(转/分)。

在实际操作中,由于料捆直径大小不一,以及投料的间歇性,因此削片机的实际生产能力比理论生产能力要小得多。

$$Q_s = 60\varphi F/nZ \text{ (实积米}^3\text{/时)}$$

系数 φ 一般在0.07~0.1范围内。

六、削片机的功率确定

在削片过程中,由于加料的不连续性、被切削断面面积的变化,以及同时参加切削的刀片数的不同,切削力不是一个固定的数值,因此,削片机功率的确定一般采用下列试验公式进行估算,

$$N = KEQ_s$$

式中 K ——不均衡系数,一般可取1.1~1.2;

E ——根据实验测得的,将各种木材加工成一立方米实积的木片所需的千瓦小时,通常为4~6(瓩·时/米³),对大型多刀高速削片机取上限值,低速少刀削片机取下限值。

以上计算不包括风扇消耗的功率。

第三节 削片机主要零部件的计算

一、刀盘的设计

1. 刀盘尺寸的计算

削片机的刀盘通常由30、35号铸钢或者4、5号锻钢制造。刀盘的尺寸设计是根据刀的配置情况和飞轮转矩要求来进行的。对于刀盘的强度计算,只是为了确定刀盘上的作用应力和安全系数作为检验计算。

在普通削片机的工作过程中,木材的切削是间歇进行的。在多刀削片机中,虽然切削是连续的,但在每一瞬时,由于切削截面的变化,其消耗的功率也是变化的。其次,由于加料的不连续性亦引起功率的变化。由于上述情况,故刀盘上驱动力的功与切削阻力的功不相等,由此造成刀盘速率的波动,这就降低了机器的效率、影响机器的寿命及增加动力消耗。因此,通常把削片机的刀盘看作是飞轮来进行设计。当选择适当质量的飞轮时,使它能在驱动力的功超过切削阻力的功时,把多余的能量贮藏起来,即使其动能加大而速率增加不太大,相反,当切削阻力的功超过驱动的功时,又把多余的能量放出来,即使其动能减少,速率降低不至太大。因此可以使削片机的速率不致波动过大。

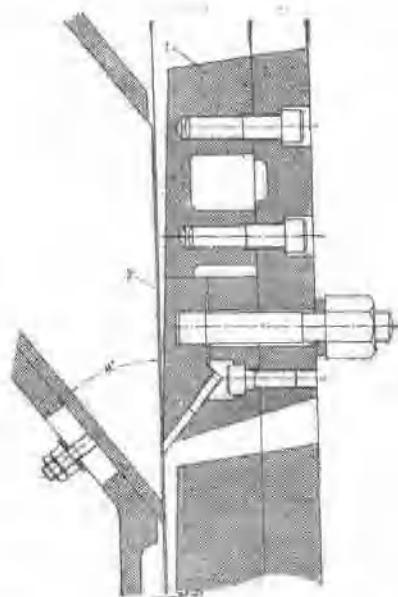


图10—12

根据《机械原理》，可求出刀盘应有的转动惯量

$$J = \frac{A}{\omega^2 \delta} \approx \frac{90 A}{n^2 \delta} \quad (10-5)$$

式中 A ——刀盘运转时的盈亏功（公斤·米/秒）；

ω ——刀盘的角速度（弧度/秒）；

n ——刀盘转数（转/分）；

δ ——速率不均匀系数。

从上式可知，欲求出刀盘的转动惯量，必须已知刀盘转速 n ，速率不均匀系数 δ ，盈亏功 A 。

刀盘在运转时的盈亏功可以认为等于切削功的一半。切削功可按式计算：

$$N = \frac{Pv}{102} \approx \frac{2pl\pi Rn}{102 \cdot 60} \quad (\text{瓩})$$

式中 P ——切削力（公斤）；

v ——切削速度（米/秒）；

p ——单位长度的切削阻力，一般为8.4~9.6（公斤/毫米）；

l ——刀片实际参加切削的长度（毫米）；

R ——平均切削半径（米）；

n ——刀盘转速（转/分）。

从式(10-5)可以看出，如确定了 n 及 A 值后，当 J 愈大，则 δ 愈小，削片机便可接近于等速运转。但当 δ 值过分小时，会要求 J 增大很多，这要求飞轮有很大的尺寸，从而会增加机器重量和成本。因此 δ 不能过小，通常取 $\delta = \frac{1}{20}$ 。

由上式求得飞轮的转动惯量后，假定刀盘近似地看作实心圆盘，就可以根据下式来确定刀盘的尺寸。

$$J = \frac{1}{2} \frac{G}{g} \left(\frac{D}{2} \right)^2 = \frac{GD^2}{8g}$$

式中 G ——刀盘重量（公斤）；

D ——刀盘直径（米）；

g ——重力加速度 $g = 9.81$ 米/秒²。

因为 $G = \frac{\pi D^2}{4} H \gamma$

式中 H ——刀盘厚度（米）；

γ ——刀盘材料的比重， $\gamma = 7800$ 公斤/米³。

所以 $J = \frac{\pi H \gamma D^4}{32g}$

从上式可看出，根据(10-5)式求得 J 后，只要决定刀盘直径，即可求出刀盘的厚度。刀盘直径可由下式决定

$$D = 2(L_1 + R_1 + R_2)$$

式中 L_d ——刀片的长度，通常比料槽宽度大100~150毫米，料槽尺寸是根据原木或料捆的最大尺寸以及削片机的生产率来决定；

R_1 、 R_2 ——分别为刀片的一端至轴心和另一端至刀盘边缘的距离，这两数值可根据刀盘结构设计时初步确定，然后进行强度检验。

2. 刀盘强度的检验

当刀盘旋转时，由于离心力作用而产生的应力，可根据《材料力学》中等厚旋转圆盘来计算；

$$\sigma_t = \frac{\gamma v^2}{8g} (3 + \mu) \left[2 + \left(1 - \frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} \right) \alpha^2 \right]$$

式中 σ_t ——最大切应力（公斤/厘米²）；

γ ——材料的比重， $\gamma = 0.00785$ 公斤/厘米³；

g ——重力加速度， $g = 981$ 厘米/秒²；

μ ——泊桑系数，对钢 $\mu = 0.25 \sim 0.33$ ；

$\alpha = \frac{d}{D}$ ——装轴的内孔直径 d 和刀盘外径 D 之比；

$v = \frac{\pi D n}{60}$ ——刀盘轮缘的线速度（厘米/秒）；

n ——刀盘转速（转/分）

实际上，削片机的刀盘上开有沟槽，故受力情况与等厚回转圆盘是有差别的。

除了按上式确定应力方法之外，同样可以较合理地求得被刀槽削弱的AA断面处，由于离心力作用使刀盘断裂成两半时的应力（见图10—13）。

作用在AA断面上的离心力数值，
可以按下式确定：

$$Q = \frac{G}{2g} \rho \omega^2$$

式中 G ——刀盘重量（公斤）；

ρ ——刀盘旋转轴线至半个刀盘的质量中心的距离， $\rho = \frac{4}{3\pi} R = 0.424 R$
 $= 0.212 D$ （厘米）；

$\omega = \frac{\pi n}{30}$ 1/秒——刀

盘旋转角速度；

在AA断面上的应力为： $\sigma = \frac{Q}{\Sigma F_{AA}}$

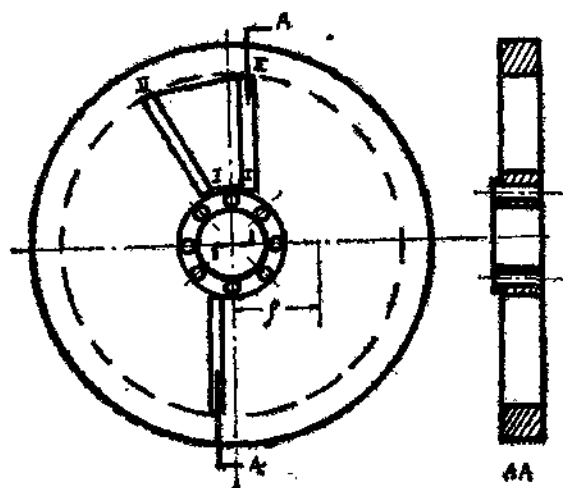


图10—13

式中 ΣF_{AA} ——AA断面的总面积。

安全系数的确定是根据所选用材料的屈服限 σ_s 与计算所得的应力 σ_t 或 σ 之比，即

$$\frac{\sigma_s}{\sigma_t} = n \quad \text{或} \quad \frac{\sigma_s}{\sigma} = n$$

通常取 $n = 5 \sim 7$ 。

在刀盘联结处（即断面 I—I 和 II—II 处），切削力所引起的剪应力，近似地可由下式确定

$$KP = (F_I + F_{II})\tau'$$

式中 τ' ——剪应力（公斤/厘米²）；

K——动载荷系数， $k = 2 \sim 3$ ；

P——最大的切削力（公斤）；

F_I 、 F_{II} ——分别为相邻两刀槽之间的断面 I—I 与 II—II 的面积（厘米²）。

在断面 I—I 处，扭转力矩所引起的平均剪应力，可由下式确定

$$M_n = 1.5\lambda M = F_I' R_1 \tau_{PJ}$$

式中 τ_{PJ} ——平均剪应力；

λ ——电动机瞬时过载系数， $\lambda = 2.2 \sim 2.6$ ；

$M = 975 \frac{N}{n}$ ——削片机主轴由电动机直接带动时的力矩；

$M = 975 \frac{N}{n} \eta$ ——削片机主轴由电动机通过皮带传动时的力矩；

N——电动机功率；

n——刀盘的转速；

$\eta = 0.96 \sim 0.97$ ——皮带传动效率；

R_1 ——联结处最小半径，从刀盘中心起始测量。

$F_I = HbZ$ ——所有联结处总的断面面积；

H——刀盘厚度；

b——断面 I—I 的长度；

Z——联结处数目（即刀数）。

据有关资料介绍，对现有产品进行校验计算，所得的 τ' 和 τ_{PJ} 数值均不超过 5~20 公斤/厘米²。

3. 刀盘的固定

刀盘固定在轴上通常利用螺栓联结（10~14）或用锁紧螺母紧固（见图10-3）。

图10-14a为刀盘利用螺栓直接面定在轴的凸肩上，b为通过法兰和键与轴相联结，后者联结方法简化了轴的制造工艺。

刀盘固定在轴上的螺栓数目及其直径，是根据最大扭矩所引起的剪应力来确定。考虑

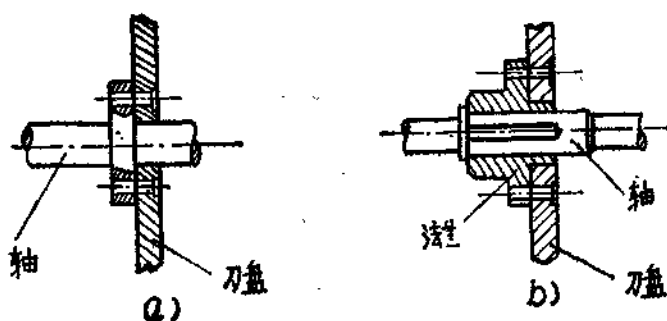


图10—14

到对每一螺栓承受载荷的不均匀性,在计算时取螺栓总数 i 的 $\frac{1}{2} \sim \frac{1}{3}$,则螺栓断面尺寸可按下式确定

$$\frac{\pi d_1^2}{4} \times \frac{i}{2 \sim 3} \times \frac{D_1}{2} [\tau] \geq M_n$$

式中 d_1 ——螺栓螺纹的内径(厘米);
 D_1 ——螺栓孔中心圆的直径(米);
 i ——螺栓总数;
 $[\tau]$ ——许用剪应力,取 $0.6 \sim 0.8[\sigma]$ (公斤/厘米²)

楔键联接的键的长度 l 可按下式确定

$$M_n = 0.04bl[\sigma_y](2.28d + h)$$

式中 d ——轴的直径(厘米);
 b, h ——键的宽度和高度,可按轴的直径选用标准尺寸(厘米);
 $[\sigma_y]$ ——许用挤压应力,取 $800 \sim 1000$ 公斤/厘米²。

二、轴的计算

1. 轴的强度计算

削片机轴的强度初步计算,可按许用弯曲应力,即由相当弯矩 M_{xa} 所产生的弯曲应力 σ_w 应不超过许用弯曲应力 $[\sigma_w]$ 。计算顺序如下(见图10—15),

(1) 绘出轴的计算简图,轴的结构(各段的长度)可以根据轴上零件(刀盘、制动盘、联轴节或皮带轮、轴承和机壳)最紧凑的布置初步确定之。如图10—15, a为削片机轴的结构,轴是籍联轴节直接与电动机轴联结。

(2) 确定支点反力和绘制弯矩图。首先确定在轴上承受载荷的数量、大小及方向。

作用在轴上的载荷有零部件的重量(刀盘 G_1 、制动盘 G_2 、联轴节 G_3 和轴的自重 G_4)和切削阻力 P 。零部件的重量作用在垂直平面上。切削阻力的方向根据进料槽配置的位置不同而不同(如图10—16所示)。如果进料槽配置在图10—16, a的位置上,则切削阻力作用在轴上是由下向上且位于垂直平面中。如果进料槽配置在图10—16, b的位置上,则切削阻力

作用在轴上是由左向右且位于水平平面中。又如进料槽配置在其他位置, 则应将作用于轴上的切削阻力分解为水平分力和垂直分力。切削阻力的计算可根据选用的电动机功率来求得。

支点反力的确定可按照一般静平衡方程式。例如求在垂直平面中支点 A 和 B 的反力 R_A' 和 R_B' , 可先假定 R_A' 和 R_B' 方向向上, 列出平衡方程式:

$$G_1 + G_2 + G_3 + G_4 - p_{\max}' - R_A' - R_B' = 0$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_A = & G_3 L - R_B' (l_I + l_{II} + l_{III} + l_{IV}) + G_2 (l_I + l_{II} + l_{III}) + \\ & G_4 (l_I + l_{II}) + G_1 l_I - P_{\max}' l_I = 0 \end{aligned}$$

解上两式得 R_A' 和 R_B' 的数值。如果数值为正数, 说明原假设方向正确, 如果为负数, 则应把求得负数值的反力方向改变过来, 以免求弯矩时发生错误。

用同样方法, 可求得支点 A 和 B 在水平平面中的反力 R_A'' 和 R_B'' 。

将作用于轴上的所有力作一空间简图, 如图 10-15, b 所示。图中 $p_{\max}'$ 和 $p_{\max}''$ 分别为切削阻力在垂直和水平平面上的分力。由于切削过程中产生的牵引力很小, 因此轴向力可不考虑。

求出作用于轴上不同断面处的弯矩。在垂直平面为:

$$M_A' = 0$$

$$M_C' = R_A' \times l_I$$

$$M_D' = R_A' (l_I + l_{II}) - G_1 l_{II} + p_{\max}' l_{II}$$

$$M_E' = R_B' l_{VI} - G_3 (l_{VI} + l_V)$$

$$M_B' = -G_3 l_V$$

在水平平面为:

$$M_C'' = R_A'' l_I$$

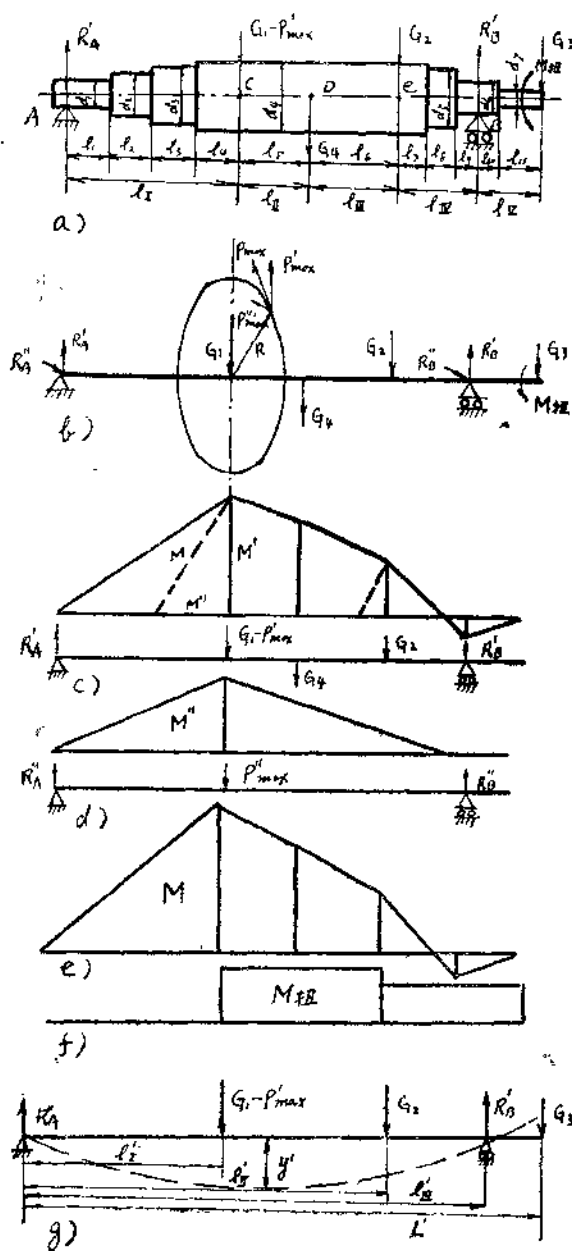


图 10-15

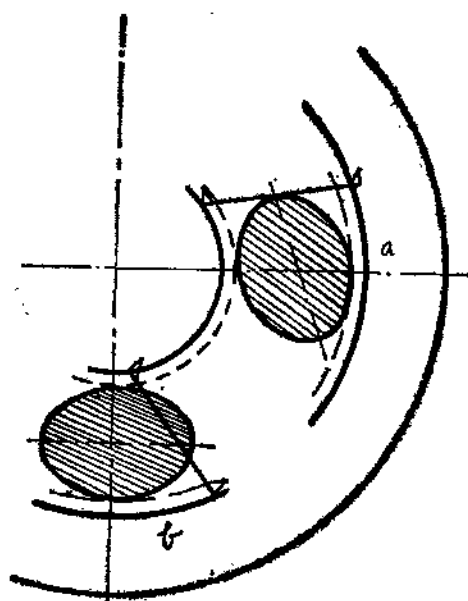


图10—16

根据计算所得绘制弯矩图，如图10—15，c,d。

(3) 作出合成弯矩图， $M = \sqrt{M'^2 + M''^2}$ 。合成弯矩M亦可采用图解法，即以M'和M''为直角边，所求得斜边便是M值。如图10—15c虚线所示。根据计算或图解法求得的合成弯矩，绘出合成弯矩M图，如图10—15e所示

(4) 作出扭矩图。扭矩计算须同时考虑到电动机的特性和制动盘的转动惯量。

在Be段的计算扭矩取电动机的极限扭矩，即：

$$M_{n(Be)} = M_j = \lambda M$$

式中 λ ——电动机瞬时过载系数， $\lambda = 2.2 \sim 2.6$ ；

M——电动机的额定输出扭矩。

在ec段的计算扭矩应计入制动盘的转动惯量，按下式确定：

$$M_{n(ec)} = M_j + J_z \varepsilon$$

式中 $\varepsilon = -\frac{M_{max} - M_j}{J_d + J_z} \cdot 1/\text{秒}^2$ ——轴的计算角加速度，取绝对值；

$M_{max} = P_{max} \cdot R$ ，R——切削圆半径；

J_d 、 J_z ——分别为刀盘和制动盘的转动惯量。

扭矩图表示在图10—15f上。

(5) 应用公式 $M_{xd} = \sqrt{M^2 + (\alpha M_n)^2}$ 计算出相当弯矩。式中 α 是根据扭矩性质而定的应力校正系数。对于不变的扭矩，取 $\alpha = \frac{[\sigma]_{III}}{[\sigma]_I}$ ，对于脉动的扭矩，取 $\alpha = \frac{[\sigma]_{III}}{[\sigma]_{II}}$ ，

对于对称循环的扭矩，取 $\alpha = 1$ 。 $[\sigma]_I$ 、 $[\sigma]_{II}$ 、 $[\sigma]_{III}$ 分别为材料在静、脉动循环和对称