

图1

工作要求是排槽畅通，密封性好，操作、制造、维修方便，成本低，并要使热麦汁得到充分利用。针对上述要求，我们厂自行设计制造的双联曲柄连杆机构出槽阀是可以胜任的。

1, 保证了阀的开启角度在 90° 以上，使出槽畅通。在每次投料量为10吨热麦汁的过滤槽中，出槽阀的孔径一般都采用400毫米直径的孔。在这样的孔径下，保证出槽畅通，本机构

阀的开启度和开启速度，都比较理想，能达到设计要求。

出槽阀的开启角度必须大于 90° ，才能保证出槽畅通。在机构的工作原理中已谈了，阀的开启和关闭是通过丝杆转动并使滑杆5作上下移动来实现的，因此，滑杆5的移动距离要保证阀的开启角度，也就是曲柄7有足够的摆动角度。在机构中，件6、8二杆的布置角度与水平夹角都成 45° ，那么根据三角函数关系，杆5即E点的移动距离应等于AB的长度，在结构设计中还得留有余地。

2, 为了确保阀盖的良好密封，除了安置密封垫外，并与阀盖对槽体的接合力有关。为了达到足够的接合力，在结构设计时采用了杆7和8的长度之和大于BD的距离。

$$\text{即 } BC + CD > BD$$

这是因为C点在接近BD的连线时，作用在C点上的并垂直BD的力，可产生很大的对B、D两点的作用力，这一点从力学公式中可以证明。如果C点到了死点或过了死点，那么作用力则为零，失去了接合力，也就不能密封了。所以件7、8二杆的长度要选择得当。

3, 出槽阀关闭后，始终靠丝杆顶紧着，因此，丝杆的螺旋角应该在它的自锁角内，以免在投料过程中由于机械运动所产生的振动而使丝杆松动而影响阀的密封。所以，设计时要考虑它的自锁或增加其他锁紧装置。 (下转64页)

旋转发酵罐的设计及试验

陕西商洛地区轻工研究所 钱廷杰

目前国内红葡萄酒的发酵绝大部分厂家都采用传统的水泥池开放式发酵，由于发酵过程是在水泥池中开放式地进行，并无法控制发酵温度，则杂菌易感染和发生氧化。同时为了避免果皮长期浮在液面上发生败坏和使果皮上的色素能较充份地浸提出来，则在发酵过程中需定期进行人工“打耙”，将果皮压入汁液中，使

漂浮的葡萄果皮等与发酵醪液浸润，操作工人的劳动强度大，葡萄果皮中的色素、果香等有效成份不能得到充份地浸提，直接影响酒的质量。

为此，国外一些葡萄酒生产国从60年代开始先后研究和探索，试制了各种红葡萄酒发酵新工艺设备。现在国际上较先进的红葡萄酒发

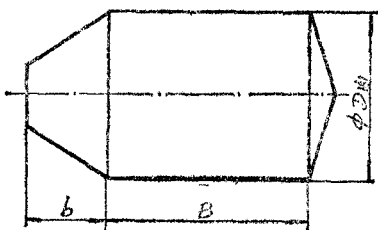
酵工艺主要有连续发酵工艺、热浸提工艺和旋转罐发酵工艺等。

综合比较这三种工艺，连续发酵工艺产量大，生产过程连续，但发酵过程比较粗糙，生成品酒质量不高。目前国外已正淘汰此生产工艺。热浸提工艺设备比较简单，成酒质量较好，但由于此工艺过程中需对葡萄在 65~70℃ 预先进行热浸提处理，故只有在保证原料质量的前提下，才能酿制好酒，否则酒质较难保证。旋转罐发酵工艺，是沿用了传统的发酵工艺，对发酵设备进行了改进并实现程控化和密闭、隔氧、自动控制发酵温度、机械打耙出渣等，使葡萄果皮中的有效成份得到充份的浸提、大大地提高了发酵液的质量。在法国于1979年研究推广了此工艺设备。在国内仅个别厂家和研究单位对红葡萄酒发酵新工艺设备也正处于研究和试验阶段。因此，积极研究、开发和推广红葡萄酒发酵新工艺设备也是进一步提高红葡萄酒生产技术和产品质量的一项紧迫任务。下面将着重对旋转发酵罐设计和试验进行介绍。

一、旋转发酵罐主要参数的设计计算

(一) 罐体基本尺寸

1. 容积系列：7.5m³, 10m³, 15m³, 20m³, 30m³, 35m³。



2. 外形尺寸系列

表 1

容积尺寸	7.5m³	10m³	15m³	20m³	30m³	35m³
D _内 (米)	1.8	2.0	2.2	2.4	2.8	2.8
B _内 (米)	2.4	2.6	3.4	3.8	4.2	5.0
(米)	0.8	0.8	0.84	0.9	1.0	1.0
长径比	1.33	1.3	1.55	1.58	1.5	1.67

由于罐体是一个回转体，为了保证制造的可能性，罐体直径不易过大，因此长径比较大。

3. 罐体壁厚设计计算

罐体材料：1Cr 18 Ni 9 Ti

$$\delta_b = 55 \text{ kg/mm}^2$$

$$\delta_s = 21 \text{ kg/mm}^2$$

$$[\delta] = 14 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_T = 20^\circ\text{C}$$

操作温度：T=15~35℃

设计工作压力：表压 1kg/cm²。

焊缝系数：双面焊，对接，不作探伤 $\phi =$

0.7。

壁厚附加量：钢板负偏差取 0.2mm。

(1) 圆筒体壁厚

$$S = \frac{PD}{2[\sigma] \cdot \phi - P} + C$$

表 2

筒体内直径(m)	1.8	2.0	2.2	2.4	2.8
计算壁厚(mm)	1.12	1.22	1.32	1.43	1.63
圆整(mm)	3	4	4	4	5

(2) 封头壁厚

① 选用碟形封头

标准碟形封头壁厚计算公式

$$S = \frac{1.4PD_{内}}{2[\sigma] \cdot \phi - P} + C$$

表 3

筒体内直径(m)	1.8	2.0	2.2	2.4	2.8
封头计算壁厚(mm)	1.49	1.63	1.77	1.92	2.20
圆整(mm)	3	4	4	4	5

② 前端选用折边锥形封头

锥体大端过渡区圆弧半径 $r = 0.15D_{内}$,

锥体小端人孔直径 $\phi 700 \sim 800$,

锥体封头壁厚按过渡区壁厚确定，

计算公式：

$$S = \frac{K \cdot P \cdot D_{内}}{2[\sigma] \cdot \phi - 0.5P} + C$$

过渡区壁厚计算公式及其中 K 值根据“化工设备机械基础”选取。

表 4

锥大端直径 $D_{\text{内}}(\text{m})$	1.8	2.0	2.2	2.4	2.8
锥小端人孔 (m)	0.7	0.7	0.8	0.8	0.8
锥体长 (m)	0.8	0.8	0.84	0.9	1.0
锥顶角 $(^\circ)$	69.02	78.19	79.61	83.27	90
K值 (mm)	0.804	0.859	0.868	0.89	0.93
计算壁厚 (mm)	0.94	1.08	1.17	1.29	1.53
圆 壁 (mm)	3	4	4	4	5

4. 罐体应力验算

由于旋转发酵罐在工作中依靠托轮支承进行回转, 由于罐体上的滚圈可视为加强圈, 故可不考虑支承处的局部过截。因此主要进行罐体的径向应力验算。

35 m^3 容量的长径比最大为 1.67, 故按 35 m^3 罐体进行应力验算。

为计算简便近似按受力对称, 即重心在罐筒体中心, 跨中截面应力计算公式:

$$\delta = \delta_{\text{内压}} + \frac{M_b}{\pi \cdot R_{\text{内}}^2 \cdot S} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

罐体内半径 $R_{\text{内}} = 1400\text{mm}$

罐体壁厚 $S = 5\text{mm}$

罐体自重 $Q_0 = 3.5\text{吨}$

物料重量 $Q_1 = 35\text{吨}$

$L = 5000\text{mm}$

$H = 1000\text{mm}$

$A = 150\text{mm}$

$$\text{则 } L/R_{\text{内}} = \frac{5000}{1400} = 3.57$$

$$H/R_{\text{内}} = \frac{1000}{1400} = 0.71$$

查得 $C_1 = 0.205$

跨中截面的弯矩 $M_b = Q(C_1 L - A)$

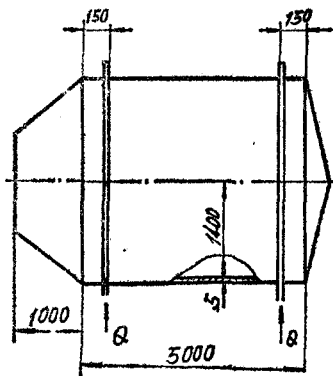
$$Q = \frac{Q_0 + Q_1}{2} = 19.25 \times 10^3 \text{公斤}$$

取 $Q = 20 \times 10^3 \text{公斤}$

$$M_b = 20 \times 10^3 (0.205 \times 5000 - 150) \\ = 1.75 \times 10^6 \text{kg} \cdot \text{cm}$$

$$\text{内压产生的径向薄膜应力 } \delta_{\text{内}} = \frac{PR_{\text{内}}}{2S}$$

$$\delta_{\text{内}} = \frac{1 \times 140}{2 \times 0.5} = 140 \text{kg/cm}^2$$



这样

$$\delta_b = \delta_{\text{内}} + \frac{M_b}{\pi \cdot R_{\text{内}}^2 \cdot S}$$

$$\delta_b = 140 + \frac{1.75 \times 10^6}{\pi (140)^2 \times 0.5}$$

$$= 196.8 \text{kg/cm}^2$$

因 $\delta_b < [\delta] = 1400 \text{kg/cm}^2$

故验算合格。

参考资料: “化工容器及其设备”。

5. 结果

表 5

容 积 m^3	7.5	10	15	20	30	35
罐体内直径 mm	1800	2000	2200	2400	2800	2800
筒 体 长 mm	2400	2600	3400	3800	4200	5000
锥形封头长 mm	800	800	840	900	1000	1000
筒体壁厚 mm	3	4	4	4	5	5
锥形封头壁厚 mm	3	4	4	4	5	5
碟形封头壁厚 mm	3	4	4	4	5	5
材 料	1 Cr 18 Ni 9Ti					
设计压力	1 kg/cm^2					
制造技术要求	双面焊, 对接, 不探伤。					

(二) 功率消耗计算

旋转发酵罐由于是间歇操作, 每日运转 2 次, 每次正逆转 3~5 分, 转速 1~2 转/分。因此该设备主要按起动时功耗设计计算。

在起初时的动耗主要由二部分组成:

①启动时给予罐体及罐内物料的动能。

②启动及运转中支承托轮，轴承等摩擦副之间的摩擦功耗。

1. 启动时的动能计算

(1) 转动惯量的计算

①空罐转动惯量(视作细圆环计)

$$I_1 = mR^2 = \frac{1}{4}G'/gD^2$$

②满罐转动时，由于罐体转速低，物料为葡萄浆，因此罐体转动时，罐内的物料视作仅内螺旋带部份的物料随之作圆周运动(实际上只是内螺旋带对葡萄浆液的搅动)。满罐的转动惯量为

$$I_2 = \frac{1}{4} \frac{G}{g} D^2 + \frac{1}{2} \frac{G''}{g} \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 + \left(\frac{D-2B}{2} \right)^2 \right]$$

式中 G' — 空罐自重

G'' — 罐内随内螺旋带转动的物料量

D — 罐内的平均直径(近似按内直径计算)

B — 内螺旋带宽

$$G'' = G \frac{\pi \cdot D \cdot B \cdot L}{\frac{1}{4} \pi D^2 L} = 4G \frac{B}{D}$$

$$\text{这样, } I_2 = \frac{1}{4} \frac{G'}{g} D^2 + \frac{2GB}{Dg} \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 + \left(\frac{D-2B}{2} \right)^2 \right]$$

(2) 转动时的动能和启动功率

①空罐转动动能:

$$A_1 = \frac{1}{2} I_1 \omega^2 = \frac{\pi^2}{1800} I_1 n^2$$

②实数转动动能:

$$A_2 = \frac{1}{2} I_2 \omega^2 = \frac{\pi^2}{1800} I_2 n^2$$

式中, ω — 罐体转动角速度 $\omega = \frac{\pi}{30} n$

n — 罐体转速(转/分)

③启动功率

设罐体由静止至正常运转的启动时间为0.5秒。

$$N = A/\tau$$

$$N_{\max} = N_2 = \frac{A_2}{75 \cdot \tau} (\text{HP})$$

2. 支承托轮摩擦功耗计算

支承托轮的摩擦功主要来自托轮与罐体的环卷之间的滚动摩擦和托轮支承轴承的摩擦阻力。由于托轮与罐体的环卷间的摩擦为纯滚动摩擦，支承托轮的摩擦功耗仅以支承轴承的摩

表 6

容 量 m^3	7.5	10	15	20	30	35
D m	1.8	2.0	2.2	2.4	2.8	2.8
G' kg	1500	1800	2000	2500	3000	3500
B m	0.12	0.15	0.15	0.20	0.20	0.20
I_1 $kg \cdot m \cdot sec^2$	123.85	183.49	246.89	366.97	599.39	699.29
I_2 $kg \cdot m \cdot sec^2$	268.44	446.87	687.36	1196.06	2084.75	2432.22

表 7

容 量 m^3	7.5	10	15	20	30	35
动 惯 量	268.44	446.87	687.36	1196.06	2084.75	2432.22
动 动 能	$1.47 \cdot n^2$	$2.45 \cdot n^2$	$3.77 \cdot n^2$	$6.56 n^2$	$11.43 n^2$	$13.34 n^2$
动 功 率	$0.0393 \cdot n^2$	$0.0653 \cdot n^2$	$0.101 \cdot n^2$	$0.175 n^2$	$0.305 \cdot n^2$	$0.356 \cdot n^2$

擦功计算。

支承轴承选用单列向心球轴承，摩擦系数为径向 0.002，轴向 0.004。由于考虑润滑不良和安装不良因素，径向和轴向摩擦系数分别取为 $f_1=0.01$ 和 $f_2=0.02$ 。

同时，托轮与罐体中垂线夹角 $\alpha=35^\circ$ ，罐体由二组托轮支承(共四个托轮)。

(1) 每个托轮上的正压力(按满罐计算)

$$Q = \frac{G' + G}{4} \cdot \frac{1}{\cos \alpha}$$

(2) 摩擦功(设轴向力为径向力10%)

每个托轮受到的摩擦力

$$P' = Qf_1 + 10\%Q \cdot f_2 \\ = \frac{G' + G}{4} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} (f_1 + 0.1f_2)$$

总摩擦力 $P = 4 \cdot P'$

$$\text{摩擦功耗 } N' = \frac{P \cdot \frac{P}{2} \cdot n}{71620}$$

$$= \frac{(G' + G)(f_1 + 0.1f_2) \cdot n}{2 \times 71620 \times \cos \alpha}$$

这样计算得，

表 8

容 量 m³		7.5	10	15	20	30	35
罐 径 D cm		180	200	220	240	280	280
罐 体 重 G' kg		1500	1800	2000	2500	3000	3500
物 料 重 G kg		7500	10000	15000	20000	30000	35000
摩擦系数 f		f ₁ =0.01			f ₂ =0.02		
摩 擦 功 N'(HP)		0.166n	0.241n	0.382n	0.552n	0.945n	1.102n
总 功 耗	N=N'+N _i	0.0393n² +0.166n	0.0653n² +0.241n	0.101n² +0.382n	0.175n² +0.552n	0.305n² +0.945n	0.356n² +1.102n
	当 n=1 (HP)	0.205	0.306	0.483	0.727	1.25	1.458
	当 n=2 (HP)	0.489	0.743	1.168	1.804	3.11	3.628
	当 n=3 (HP)	0.852	1.311	2.055	3.231	5.58	6.51
	当 n=4 (HP)	1.293	2.009	3.144	5.008	8.66	10.104

(三) 传动设计

传动方案，电动机经蜗轮蜗杆减速后，再经一级套筒滚子链传动带动罐体进行正逆向转动。

1. 套筒滚子链传动的参数设计。

通常，链节距的伸长是链传动的主要失效形式，因此减轻铰链的磨损是选择传动参数和设计计算的主要依据。

主要参数的选择：传动效率 $\eta=0.96$

主动轮齿数 $Z_1=17$

传动比 $i=7$

大链轮齿数 $Z_2=119$

罐体转速 $n=2$ 转/分

小链轮转速 $n=14$ 转/分

(1) 链节距的设计计算：

工作情况：载荷稳定，滴油润滑，间歇运转。

许用比压 $[p]=3.5 \text{ kg/mm}^2$

$$\text{比压 } P = \frac{K_z \cdot P}{F} \leq [P]$$

式中， P —圆周力(链条拉力)，

$$P = \frac{102N'}{V} \cdot K_p$$

$$N' \text{—传动计算功率 } N' = \frac{K_1 \cdot N}{1.36\eta} \text{ (瓩)}$$

K_1 —工作情况系数，载荷平稳时 $K_1=1$

$N'=0.766N$ N —计算功耗(马力)

V—圆周速度 $V = \frac{z_1 n_1 t}{60 \times 1000}$ (米/秒)

K_P —载荷系数 $K_P = 1.05$ (稳定载荷, 传动布置倾角大于 40°)

$K_z = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6$

K_1 —载荷稳定时 $K_1 = 1$

K_2 —中心距可移动轴承调整 $K_2 = 0.9$

K_3 —当 $\frac{V}{Z_1 + Z_2} \leq 1$ 时 $K_3 = 1.5$

K_4 —中心线倾角大于 60° $K_4 = 1.5$

K_5 —滴油润滑 $K_5 = 1.0$

K_6 —间歇操作 $K_6 = 1$

$K_z = 0.9 \times 1.5 \times 1.5 = 2.025$

计算比压 $p = \frac{K_z \cdot P}{F}$

$$= \frac{K_z \cdot 102 \cdot N' \cdot 60 \times 1000 \cdot K_P}{F \cdot Z_1 \cdot n}$$

计算面积

$$F = \frac{102 \times 60 \times 1000 \times K_z \cdot K_P \cdot N'}{[p] \cdot z_1 \cdot n_1 \cdot t} \leq [F]$$

式中 $[F]$ —链条有效支承面积 (毫米)²

t —链节距 (毫米)

$$F = \frac{102 \times 60 \times 1000 \times 2.025 \times 1.05 \times 0.766}{3.5 \times 17 \times 14} \cdot \frac{N}{t} \leq [F]$$

$$F = 11666 = \frac{N}{t} \leq [F]$$

由此确定链节距 t

表 9

容 量 m^3	7.5	10	15	20	30	35
计算功耗(HP)	0.489	0.743	1.168	1.804	3.11	3.623
计算面积(毫米) ²	5851/t	8891/t	13976/t	21587/t	37214/t	43413/t
链 节 距 t (mm)	31.75	38.1	44.45	50.3	63.5	63.5
F 值	184	233.4	314.4	424.9	586.1	683.66
[F]	260.45	389.29	466.09	637.37	1035.5	1035.5
许用载荷[Q]	1600	2100	2800	3100	4300	4300
圆周速度 V	0.126	0.151	0.176	0.202	0.252	0.252
圆 周 力 P	318.4	403.7	544.4	732.7	1012.5	1181.1
小链轮轴功率 KW	0.375	0.569	0.895	1.382	2.382	2.779

(2) 静强度验算

当链条速度 $V < 1m/s$ 时, 因静强度不足而破坏的机率增大, 故需静强度检验。

由于罐体在运转中荷载平衡无冲击,

因此, 按 $P_{max} \cdot K_1 \cdot K_2 \leq [Q]$ 验算

式中 P_{max} —链条上最大拉力

K_1 —工作情况系数 $K_1 = 1$

K_2 —速度系数 当 $V = 0 \sim 0.25m/s$

$K_2 = 1$

则 $P_{max} = P$, 由上面计算结果表中, 可见 $P < [Q]$ 静强度检验合格。

(3) 链传动基本尺寸计算(略)。

2. 圆柱蜗杆减速器的选择

圆柱蜗杆减速器选择 Q/ZB 125—73标

准机型。

低速轴转数 $n = 14$ 转/分

传动比 $i = 41 \sim 60$

双向工作

低速轴最大工作扭矩 $T_{max} = P \cdot \frac{d_1}{2}$

式中 p —链条拉力(圆周力)

d_1 —小链轮节圆直径 $d_1 = z_1 \cdot t$

作用于齿面的许用扭矩 $T_{C2} = K_A \cdot K_B \cdot K_V \cdot T_{mx}$

式中, K_A —工作情况系数, 连续载荷 $J_C = 15\%$ $K_A = 0.50$

K_B —载荷集中系数, 载荷稳定 $K_B = 1$

K_V —动载荷系数 $K_V = 1.3$

$$\text{这样, } Tc_2 = 0.50 \times 1.3 \times p \cdot \frac{Z_1 \cdot t}{2} = 5.525 \times P \cdot t$$

表 10

容 量 m³	7.5	10	15	20	30	35
链节距 t	31.75	38.1	44.45	50.8	63.5	63.5
圆周力 p kg	318.4	403.7	544.4	732.7	1012.5	1181.1
T _{C₁} kg·m	55.9	85	133.7	205.6	355.2	414.4
减速器中心距	180	210	250	300	360	360
速 比	40~60					
机 号	WD					
装 配 形 式						

散热计算, 由于罐体每次运转时间短暂, 可忽略。

3. 电机选择:

(1) 电机转数选择。

传动总减速比 $i = i_1 \cdot i_2 = 7 \times 60 = 420$

罐体转动转数 $n = 1 \sim 2$ 转/分

因此选择 8 极电机, 转数 730 转/分。

(2) 电动功率(见表11)

(四) 其他零部件的设计计算。

由于篇幅有限在此暂且省略。

二、旋转发酵罐的发酵试验

旋转发酵罐的罐体是装置在四个托轮上,

表 11

容 积	7.5	10	15	20	30	35
罐体功耗 HP	0.489	0.743	1.168	1.804	3.11	3.628
电机功率 KW	3	4	5.5	5.5	7.5	7.5
电动机型号	Jo ₁ -42-8	51-8	52-8	52-8	61-8	61-8

通过传动装置和链轮进行驱动实现转动。罐体缓慢转动时由于内螺旋带的作用, 对葡萄皮渣进行了搅动; 当发酵结束时, 发酵液可通过罐底筛板和阀门放出, 然后转动罐体实现自动排渣, 使残渣经罐锥体的人孔排出。另外在罐内设置了温度控制盘管, 可以根据需要控制发酵温度; 同时在罐上部安有排气阀, 可以排除发酵中产生的二氧化碳, 并实现隔氧密闭发酵。与传统的静态发酵罐相比, 可有效地快速浸提葡萄果实中的各种有效成份, 大大地提高成酒的质量, 同时发酵时间也可降低30~50%。

在1980年至1982年法国 CMMC 公司分别在法国的波尔顿地区、勃艮第地区(Burgundy)及西班牙的 P—B—F 酿酒厂与传统静态发酵罐进行了比较试验, 现将有关试验资料摘编如下:

1. 1980年由法国波尔多葡萄酿酒研究所负责对麦道尔(Medor)酒进行发酵对比试验, 试验的目的主要为比较多酚化合物提取的量与酒的质量情况。

旋转发酵罐对多酚化合物的提取作用是非常明显的, 在传统工艺中即使延长了4天浸提时间所获得的多酚化合物的含量仍很少。

在整个发酵阶段, 发酵温度的变化和葡萄醪液的密度变化基本相似, 因此旋转罐发酵基本上是遵循传统的发酵工艺过程。

发酵过程中, 旋转发酵罐中醪液的颜色强度(色泽)变化相当明显, 用旋转发酵罐可以制取色泽较传统发酵设备的浓艳很多的酒。

试验的麦道尔酒在后发酵结束以后, 各种成分含量的分析对比, 可以明显看出, 旋转罐和传统静态罐制成的酒色调是基本相似的, 而色泽上旋转罐较传统罐显得更浓艳。同时多酚化合物的含量、花色素、花色糖苷, 单宁、果胶的含量明显地多, 也就是用旋转罐制得酒含有更多的多种有效成分。经用旋转罐发酵和浸提的酒, 其味和花色糖苷及味和多糖的高度结合, 制成的酒质量将有很大的提高。

2. 在1982年在法国勃艮第地区的 Gerrey-Chambertin 酒进行发酵对比试验, 试验目的

主要是比较旋转罐和常规罐中酒的质量。在同等条件下用旋转罐将可制得高质量的红葡萄酒。

3. 1981年在西班牙的P—B—F酿酒厂对Rioja酒进行了同样的发酵对比试验。传统静态罐用8天时间发酵和旋转罐分别为发酵天数5天, 每天运数2次; 发酵4天及每天运转4次和6次的制成酒的分析测试数据。

可以看到, 常规传统发酵需8天时间而在旋转罐中发酵仅需4~5天时间。

用旋转罐发酵的酒会有较多的花色糖苷。然而每天运转4次与每天运转6次的花色糖苷含量相似。

因旋转罐发酵的酒比传统静止罐多酚化合物的含量多, 但是似乎与每日均匀循环的次数影响甚微。

单宁的含量随旋转罐每日运转次数的增加而增加, 这样可通过控制每日运转次数一定程度上可以控制单宁的含量。

乙醛为乙醇氧化产物, 是乙醇醋酸反应的

中间物质。乙醛的含量与发酵醪液的氧化作用密切联系, 将直接影响着酒的质量。旋转罐在发酵过程中具有良好的隔氧绝氧作用。

从上述试验结果可见, 旋转发酵罐是酿制优质葡萄酒的理想设备。

三、讨论

从试验的情况可见旋转发酵罐是在传统的红葡萄酒发酵工艺基础上对发酵设备进行的改进和发展, 利用该设备能够酿制出较传统发酵设备质量高得多的酒, 同时在发酵过程中可以通过控制发酵温度, 发酵浸提的时间和每日开机运转次数可获取各具特色的葡萄酒。

但根据该设备制造加工特性和技术要求来看, 为了保证整个回转罐体加工的同轴度和圆度, 罐体的直径将受到加工条件的限制。因此, 一般该设备容量不能过分大, 加工制造费用也将较大。进一步提高罐体加工的可靠性, 需今后在加工制造过程中重点研究解决的问题。

冻瓜制脯工艺及特点

新疆农垦科学院 特产所 陈凤翥

新疆哈密瓜, 以它香甜可口, 驰名中外。但其组织柔嫩多汁, 不耐贮运。为使哈密瓜及其制品远销国内外, 近年来哈密瓜系列加工品的生产蓬勃发展。瓜汁、瓜酱、瓜脯有的已打入国际市场。但哈密瓜成熟集中在八、九月份, 加工厂的贮藏条件差, 加工季节短, 造成设备和人力利用率低, 生产经营利润少, 甚至亏损。为扩大原料的贮存供应期, 延长加工期, 我们于1985和1986年, 对晚熟瓜进行了天然冻瓜制脯试验。

新疆气候冬季严寒, 是理想的天然大冷库。将哈密瓜收获后放在空房子里, 让它自然冷冻, 供冬季生产用, 可使加工期延长3~4个月。

一、工艺流程

清洗→消毒→去皮→对剖→去瓤→切分→汁肉分离→真空浸渍→烘干→成品整型→包装。

冻瓜先清洗、消毒, 清除瓜皮表面的杂菌。然后去皮对剖, 去瓤, 放在容器中自然解冻, 或用冷水解冻。待能切分时切成1~1.5厘米厚的条片。完全溶化后用离心分离机将汁甩出, 将甩后的瓜肉放入70%的糖液中, 真空抽浸30分钟, 然后淋干糖液, 在60~65℃下烘烤20~24小时, 成品整型包装即可。