

斜齿对辊挤压式杏核破壳装置设计及 压辊强度分析

Design of apricot core-breaking device with squeeze-tooth-to-roller
and analysis of the strength of pressing roller

祝兆帅^{1,2}

张佳喜¹

杨莉玲²

毛吾兰^{1,2}

王毅超¹

ZHU Zhao-shuai^{1,2} ZHANG Jia-xi¹ YANG Li-ling² MAO Wu-lan^{1,2} WANG Yi-chao¹

(1. 新疆农业大学机电工程学院, 新疆 乌鲁木齐 830052;

2. 新疆农业科学院农业机械化研究所, 新疆 乌鲁木齐 830091)

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Xinjiang Agricultural University, Urumqi, Xinjiang 830052, China; 2. Institute of Agricultural Mechanization, Xinjiang Academy of Agricultural Sciences, Urumqi, Xinjiang 830091, China)

摘要:阐述了斜齿对辊挤压式杏核破壳装置的工作原理和技术参数,设计确定了破壳压辊、双层振动筛、偏心传动装置的结构,破壳压辊间隙大小,并运用 ANSYS-Workbench 软件对破壳压辊进行了模态分析,得出了前 6 阶振型和固有频率,破壳辊最低阶数固有频率为 17.258 Hz,远大于其工况激励频率 5.83~7.50 Hz,不会产生共振。经试验,该装置对杏核未分级的破壳率均值为 86.46%,整仁率均值为 82.73%;分级后破壳率均值为 98.18%,整仁率均值为 95.95%。

关键词:杏仁;破壳;对辊挤压式;破壳压辊;模态分析

Abstract: The working principle and technical parameters of the helical tooth-to-roller squeezing apricot core shell breaking device are described. The structures were determined, including the shell crushing roller, the double-layer vibrating screen, the eccentric transmission device, the size of the shell crushing roller gap. The modal analysis of the main components of the shell-breaking roller was analyzed with ANSYS-Workbench software, and obtained the first 6-order mode and natural frequency. The lowest-order natural frequency of the shell-breaking roller was 17.258 Hz, which was much higher than its working condition

excitation frequency of 5.83~7.50 Hz. There will be no resonance. After testing with no grading, the average value of the whole shell rate of apricot kernels broken by the device is 86.46%, and the average value of whole kernel rate is 82.73%. After grading, the average value of the whole shell rate of apricot kernels broken by the device is 98.18%, and the average value of whole kernel rate is 95.95%.

Keywords: almond; shell breaking; twin roll extrusion; shell breaking roller; modal analysis

杏属蔷薇科落叶乔木,是新疆重要的经济树种,具有悠久的栽培历史。截至 2019 年底,新疆杏栽培面积 11.126 万 hm^2 ,年产量 93.309 万 t,主要分布在贫困人口和少数民族相对集中的喀什、和田、阿克苏等南疆地区^[1-2]。杏仁可分为甜杏仁和苦杏仁两种,营养价值非常高,含有丰富的蛋白质、不饱和脂肪酸、维生素、矿物质等多种营养成分,是很好的药食兼用植物资源^[3-4]。随着人们健康意识的提高以及杏仁价值的开发,杏仁需求将不断提升。

目前,中国杏核初加工技术落后,研发的杏核破壳机具种类少,杏核破壳以人工敲击为主、机械加工为辅,效率低、劳动强度大、成本高。中国近几年关于杏核破壳研究主要是研究其破壳物料特性及破壳间隙等方面,刘军^[5]研究了杏核破壳最佳截面;曹永政等^[6]通过对杏核厚度、杏仁厚度、杏壳厚度、杏壳与杏仁间隙分布等破壳所需变形量进行了研究;王静^[7]对影响杏核开口的含水率及施力位置、方式等方面进行了研究。然而破壳装置转动造成的振动导致杏仁破损率高这一问题尚未见报道。

基金项目:新疆农业科学院青年科技骨干创新能力培养项目(编号:xjnkq-2021019);新疆维吾尔自治区天山雪松计划项目(编号:2017Q19);中央财政林草科技推广示范项目(编号:新[2020]TG10 号)

作者简介:祝兆帅,男,助理研究员,新疆农业大学在读硕士研究生。

通信作者:张佳喜(1973—),男,新疆农业大学研究员,博士生导师,博士。E-mail:563810112@qq.com

收稿日期:2020-12-14

杏核破壳装置结构的合理性直接影响机具的作业性能。试验拟设计一种斜齿对辊式杏核破壳装置,并运用 ANSYS-Workbench 软件对主要部件——破壳压辊进行模态分析,以期优化改善并稳定实际加工过程中装置的作业性能,为破壳机具的结构优化提供一定的数据与理论参考,稳定并提高加工过程杏仁的整仁率。

1 结构组成及工作原理

1.1 结构组成

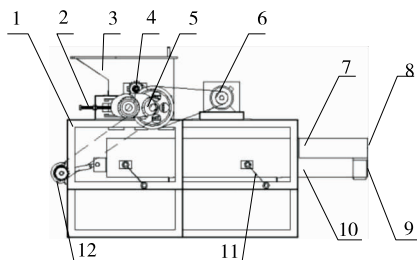
对辊挤压式杏核破壳装置设备结构如图 1 所示。破壳装置由可调节压辊 4 与固定压辊 5 组成,可调节压辊 4 通过调节装置 2 调整破壳间隙对杏核进行挤压破壳,可调节压辊 4 通过滑块轴承固定安装在机架 1,在机架 1 上固定有平行安装的固定压辊 5 和可调节压辊 4;摆臂装置 11 固定在机架 1 两侧并与上振动筛 7、下振动筛 10 相连,偏心传动装置 12 固定在机架 1 左端的传动轴处,摆臂装置 11 与偏心传动装置 12 共同作用将上、下层振动筛 7 和 10 悬置于机架 1 内^[8]。

1.2 工作原理

斜齿对辊挤压式杏核破壳装置由电机 6 驱动,通过皮带带动固定压辊 5 旋转,偏心传动装置 10 和可调节压辊 4 在链条的作用下协同工作,以保证装置稳定有效地运转。破壳之前,根据较厚杏核的尺寸调节破壳压辊间隙,杏核由喂料口 3 送入装置内部,在固定压辊 5 和可调节压辊 4 联合对辊挤压揉搓综合作用下进行破壳,上、下层振动筛 7 和 10 对破壳之后的物料进行筛分,下层振动筛 10 将上层振动筛 7 筛出的破壳后的杏仁及碎壳倾斜振动输送至下出料口 9(收集),未破壳的杏核由上层振动筛 7 振动输送至上出料口 8(收集),破壳过程中产生的零碎物料由下层振动筛 10 筛出。

1.3 技术参数

斜齿对辊挤压式杏核破壳装置的主要性能参数及技术参数如表 1 所示。



1. 机架 2. 调节装置 3. 喂料口 4. 可调节压辊 5. 固定压辊 6. 电机 7. 上层振动筛 8. 上出料口 9. 下出料口 10. 下层振动筛 11. 摆臂装置 12. 偏心传动装置

图 1 斜齿对辊挤压式杏核破壳装置结构简图

Figure 1 Structure diagram of apricot core shell breaking device with helical teeth

表 1 斜齿对辊挤压式杏核破壳装置主要参数

Table 1 Main parameters of apricot kernel shell breaking device with helical teeth

技术参数	单位	设计值
整机尺寸	mm×mm×mm	1 950×850×1 200
生产率	kg/h	300~500
整仁率	%	≥95
未分级一次破壳率	%	≥85
分级后一次破壳率	%	≥95
配套动力	kW	1.6

2 关键部件设计

2.1 破壳压辊

2.1.1 破壳压辊设计 破壳装置由可调节压辊和固定压辊组成,二者外径相同、差异转速、转向相对。压辊的选定考虑到了形变恒定的装置,该类装置破壳部件完全地满足四点加压原理,拥有破壳效果好的优点。但也存在一些问题:① 杏核在进入动态工作的压辊时,可能因产生滚动而影响破壳效果;② 破壳装置具有恒定的间隙,无法满足不同尺寸的杏核破壳需求。因此,将动辊设置成可调节压辊,可以根据不同的杏核尺寸进行适当的破壳间隙变化调整,同时对压送部位进行工艺处理,增大其摩擦力以防止杏核的不良滚动^[9]。

两相对转动的辊上部开有斜向齿槽,以便二者产生速度差。杏核破壳所需的揉搓挤压剪切力,是通过可调节压辊上的斜向齿槽和压辊自身的速度差产生,极大地提高了机具的破壳效果^[10]。

两个压辊的直径和与杏核直接接触的相关情况,决定了杏核最终能否顺利进入固定压辊和可调节压辊的间隙中。杏核进入两辊挤压间隙的方向是沿着杏核厚度方向垂直于挤压辊轴线(图 3)。为了保证杏核被挤压破壳点位于两挤压辊间,杏核需先被两辊夹住^[11],再被卷至两辊的间隙中进行挤压破壳。整个运动受力过程中,每一个杏核都要受到 3 个力的协同作用,受力情况如图 3 所示。两挤压辊与杏核表面间的摩擦力的合力、两挤压辊对杏核正压力的合力、杏核自身的重力共同作用在通过

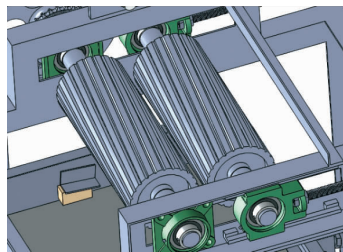


图 2 杏核破壳装置示意图

Figure 2 Schematic diagram of apricot kernel shell breaking device

被挤压杏核重心的铅垂线上;两挤压辊与杏核表面间的摩擦力的合力 $2fR\cos\alpha$,作用力方向向下;两挤压辊对杏核正压力的合力 $2R\sin\alpha$,作用力方向向上。由式(1)可以得出 α 值。

$$2fR\cos\alpha > 2R\sin\alpha - mg, \quad (1)$$

式中:

f ——两压辊和杏核表面之间的摩擦系数;

R ——两压辊对杏核的正压力,MPa;

α ——喂入角(两压辊中心线和正压力 R 的夹角),°;

m ——杏核质量,g;

g ——重力加速度, m/s^2 。

将式(1)移项得到:

$$2R\sin\alpha - 2fR\cos\alpha < mg, \quad (2)$$

$$\sin\alpha - f\cos\alpha < \frac{mg}{2R}. \quad (3)$$

将 $f = \tan\varphi$ 代入式(2)后得到

$$\alpha < \sin^{-1}\left(\frac{mg}{2R} \cdot \cos\varphi\right) + \varphi, \quad (4)$$

式中:

φ ——两压辊和杏核表面之间的摩擦角,°。

由图3可知,固定两压辊间隙不变时,随着 α 角增大两压辊直径则越小,两压辊直径减小至 $\sin^{-1}\left(\frac{mg}{2R} \cdot \cos\varphi\right) + \varphi$ 时,会使得妨碍杏核喂入两辊间隙的作用力 $2R\sin\alpha \geq 2fR\cos\alpha$,从而导致机具无法正常运行;当两辊间隙减小即两辊外径双层振动筛示意图不变时^[12],喂入角 α 增大,此时 $\alpha \geq \sin^{-1}\left(\frac{mg}{2R} \cdot \cos\varphi\right) + \varphi$ 也无法满足工作条件。

通常情况下,落入两辊工作喂入间隙中的杏核受到了两辊上部杏核堆积物料一定向下的压力,对杏核进入喂入口两辊间隙有促进作用,因此两辊外径小于计算参数,喂入角 α 可能出现大于计算值的情况。

2.1.2 破壳压辊间隙分析 沿着被破碎杏核的厚度方向垂直于粉碎压辊和可调节压辊轴线喂入口间隙,两辊间隙的大小是直接影响到试验指标杏核破壳破碎率、整仁率的关键因素之一,两辊喂入口间隙为

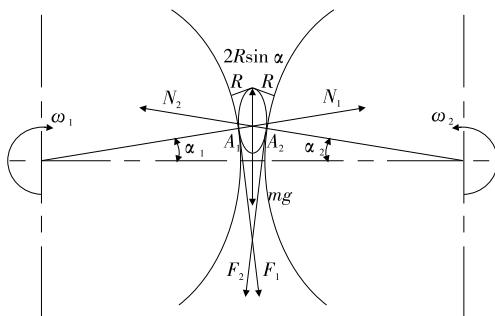


图3 杏核进入挤压间隙受力图

Figure 3 Stress diagram of apricot nucleus entering extrusion gap

$$\eta \leq m + 2h, \quad (5)$$

$$\eta \leq M - \delta, \quad (6)$$

式中:

η ——两压辊间隙,mm;

m ——被破碎杏仁的厚度,mm;

h ——被破碎杏仁沿厚度方向的壳厚,mm;

δ ——被破碎杏仁的仁壳内壁间隙宽度,mm,约为0.7~1.5 mm;

M ——杏核的宽度,mm。

为了保证被破碎杏仁的完整性,需使进入两辊喂入口的杏仁受到的破碎挤压力趋近于0,即两辊喂入口间隙为最大值 $\eta = m + 2h$ 或 $\eta = M - \delta$ 时,此时杏核被破壳的效果最为理想。但有时杏核可以完整地通过两辊间隙,此时 $\eta < m + 2h$ 或 $\eta > M - \delta$ 。所以需使两辊间隙 η 恰好满足杏核被压碎又不碎仁,受到压力在弹性形变范围之内,此时应使 $\eta < m + 2h$ 或 $\eta < M - \delta$,两压辊喂入口间隙设置成可调整,便于处理不同大小的物料。

2.2 上、下双层振动筛

筛面支架和筛面作为一个整体将上、下层振动筛连接在一起,再通过压紧螺栓连接固定于筛体内部,使分筛面和分筛面支架成为一个整体,有助于整个分筛机构装卸。由于被破碎杏核的宽度有很大差异,但两辊喂入口间隙设置好后是恒定不变的,最终被破碎杏核经过机具前几步作业处理后可得到3种不同结果:①远小于两辊喂入口间隙的被破壳杏核完整通过其中;②远大于两辊喂入口间隙的杏核则被挤压破碎,并且杏仁也被碾碎;③杏核与两辊喂入口间隙相适应,则杏核被破壳后取出完整杏仁。因此根据被破壳杏核大小尺寸对两辊进行设计,还应对上、下分筛面按照不同大小的杏仁进行合理设计以达到较好的破碎和筛分效果^[13]。双层振动筛示意图如图4所示。

2.3 偏心传动装置

偏心传动装置由链轮1、带座轴承2、偏心传动轴3、偏心轴套4、传动轴承座5等构成,其两端分别与振动筛和传动轴固定相连。上、下层振动筛的往复振动通过摆臂装置和偏心传动装置协同作用下形成的系统得以实现,其整体结构如图5所示。

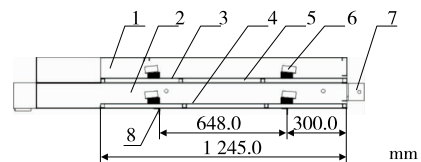
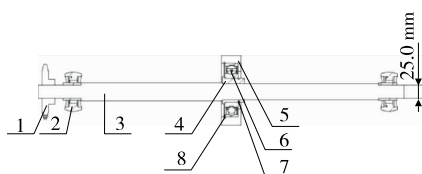


图4 双层振动筛示意图

Figure 4 Schematic diagram of double-layer vibrating screen



1. 链轮 2. 带座轴承 3. 偏心传动轴 4. 偏心轴套 5. 传动轴承座 6. 深沟球轴承 7. 轴用弹性挡圈 8. 孔用弹性挡圈

图 5 偏心传动装置结构示意图

Figure 5 Schematic diagram of eccentric transmission device

3 破壳压辊强度分析

3.1 破壳压辊模型的建立及网格划分

为了保证机具工况的稳定性、避免机具产生共振,通过对主要工作部件——破壳压辊的模式分析来确定其模式属性,以及辊轴转动与其激励频率的关系。

运用 SolidWorks 软件初步建立破壳压辊的三维模型实体(见图 6),为提高计算效率,在不对计算结果产生差异的前提下对三维实体模型进行简化^[14]。将该实体模型导入至 ANSYS-Workbench19.0 有限元软件内,其各部件的材料属性按表 2 设定。

对三维简化模型进行网格划分,网格大小为 10 mm,共计产生 103 413 个模型网格节点,181 789 个模型实体单元,网格划分结果如图 7 所示。因模式分析是分析物体自身振动情况,所以无须添加外载荷,根据实际生产工况,在破壳压辊的轴承和压辊轴的相连处施加固定约束^[15]。

3.2 破壳压辊模式分析

通过对破壳压辊的模式分析确定关键部件结构的振

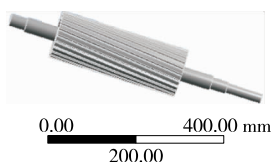


图 6 粉碎压辊三维模型简图

Figure 6 Three-dimensional model diagram of crushing roller

表 2 破壳压辊各部件材料属性

Table 2 Material properties of various parts of the shell-breaking roller

部件	材料名称	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量/ GPa	泊松比
小轴头	45MnB	7 850	210	0.30
二段轴	45MnB	7 850	210	0.30
套筒	Q235	7 800	195	0.28
辊压柱	45Mn2	7 900	220	0.35

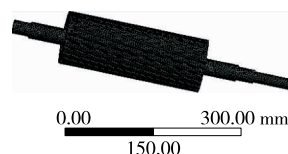


图 7 粉碎压辊的有限元网格划分

Figure 7 Finite element mesh division of crushing roller

型和固有频率,即系统内的振动特性。因为实体结构的动态特性受到低阶振动的影响较大,大多数情况下仅需考虑 5~10 阶振型,施加固定约束之后,只提取破壳压辊的前 6 阶固有频率和振型^[16-17],固有频率结果及变形量见表 3,破壳压辊前 6 阶模式分析振型云图如图 8 所示。

由图 8 可知,第 1、2 阶模式分析振型中,压辊整体出现径向拉伸形变,且右侧变形最大,中部渐小;第 3、4 阶模式振型中,破壳压辊两侧弯曲变形较大,且右端变形最大,左端渐小;第 5 阶模式振型中,压辊中部变形位移达到最大;第 6 阶段模式振型中,破壳压辊整体做轴向振动。

综合图 8 和表 3 明显看出,破壳压辊第 1 阶和第 2 阶、第 4 阶和第 5 阶的振型皆近似,但模式振型的方向有所不同。

因此,试验中破壳压辊设计的工况转速为 350~450 r/min,转换成工况的频率后为 5.83~7.50 Hz,远远小于破壳压辊最小阶振型的固有频率(17.258 Hz),所以机具不会在工作中发生共振现象。

4 试验与分析

4.1 试验方法

在新疆农业科学院农业机械化研究所加工生产样机,展开性能可靠性试验对破壳机具各项指标进行考察。

试验材料采用当季采摘的喀什地区英吉沙县色买提杏的杏核。按厚度尺寸大小区间 9~10,10~11,11~12 mm 分成 3 组。设定破壳辊转速 350~450 r/min、破壳辊喂入口间隙 7~11 mm、喂料速度 250~350 kg/h,依照现行的新疆维吾尔自治区地方林果农艺要求对样机进行试验。

4.2 测试指标

4.2.1 整仁率 按式(7)计算。

$$\rho = \frac{M_1}{M} \times 100\%, \quad (7)$$

式中:

ρ ——整仁率,%;

M_1 ——未破损仁总质量,g;

M ——杏仁总质量,g。

4.2.2 破壳率 按式(8)计算。

$$\eta = 1 - \frac{M_2}{M_3} \times 100\%, \quad (8)$$

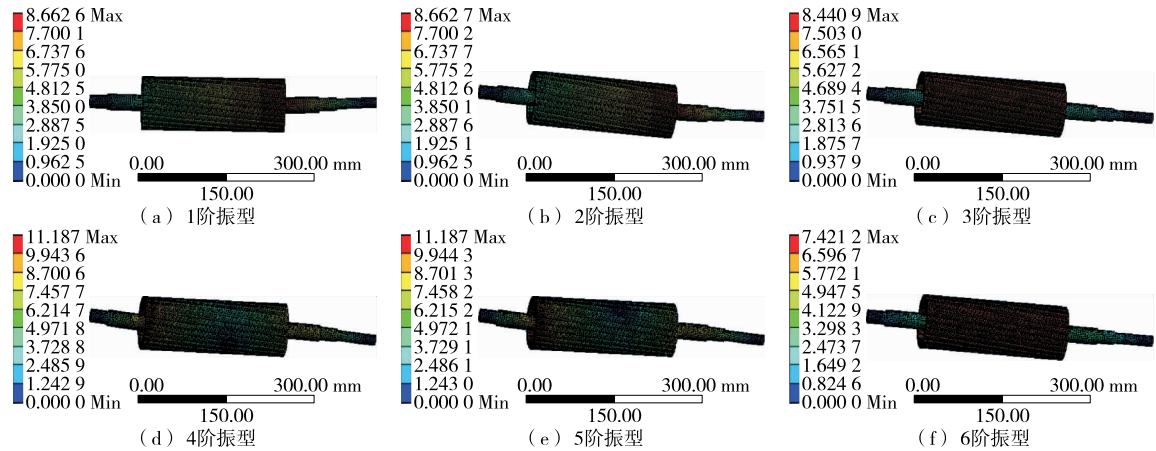


图 8 破壳压辊各阶频率振型云图

Figure 8 Vibration shape cloud diagram of each order frequency of the broken shell roller

式中:

η ——破壳率, %;

M_2 ——未破壳杏核总质量, g;

M_3 ——杏核取样总质量, g。

4.3 试验结果与分析

斜齿对辊挤压式杏核破壳装置主要性能测试结果如表 3 所示,未分级杏核破壳率均值为 86.46%,整仁率均值为 82.73%;分级后杏核破壳率均值为 98.18%,整仁率均值为 95.95%。通过测试结果可知,分级后的杏核破壳率及整仁率明显优于未分级的效果,采用试验装置进行杏核破壳前,应先对杏核按尺寸进行分级。

表 3 主要性能指标测试结果[†]

测试次数	破壳率/%		整仁率/%	
	未分级	分级后	未分级	分级后
1	98.52	99.83	53.27	93.74
2	97.64	98.96	96.13	96.43
3	66.31	95.89	99.85	98.76
4	95.22	98.58	56.14	95.41
5	96.16	99.48	94.31	96.53
6	63.70	96.36	96.67	94.84
平均值	86.46	98.18	82.73	95.95

[†] 性能指标(新疆地方标准):一次破壳率 $\geq 85\%$;整仁率 $\geq 90\%$ [18]。

5 结论

(1) 针对杏核破壳装置破壳率、整仁率不高的问题,设计了一种斜齿对辊挤压式杏核破壳装置。根据间隙宽度和物料直径 3 种比例,分析喂入角不同时,杏核分别受到多个方向的共点力,得出杏核沿垂直于两辊轴线方向喂入受压时,所需要的破壳挤压力较小,斜向齿槽和压辊

自身的速度差产生的揉搓挤压剪切力可以有效促进破壳工况。

(2) 由于主要运动部件对装置整体工况振动频率影响较大,通过三维软件 Ansys Workbench 建立斜齿对辊挤压式杏核破壳装置参数化模型,采用 Ansys 计算模块求解破壳压辊有限元实体模型的前 6 阶模型振型及其模态频率,并经过理论计算与模态试验对比,分析破壳装置固有频率与工况激励频率之间的关系,其 1 阶振型的固有频率 17.258 Hz 与压辊设计计算的工况频率 5.830~7.500 Hz 相差较大,说明在破壳工作时,可以很好地避免共振产生。

(3) 利用组合试验法分析装置在不同喂料速度、破壳辊间隙、破壳辊转速下的工况,尺寸不同的杏核破壳情况不同,该装置对杏核未分级的破壳率均值为 86.46%,整仁率均值为 82.73%;分级后破壳率均值为 98.18%,整仁率均值为 95.95%,分级后装置工况稳定、试验指标较好,完全满足斜齿对辊挤压式杏核破壳装置的工况要求。

参考文献

[1] 谢辉,艾尼瓦尔·肉孜,王乔,等.新疆杏产业发展现状分析及前景展望[J].中国果树,2019(2): 108-112.
[2] 夏乐哈,陈玉玲,回经涛,等.我国杏育种研究现状及展望[J].现代园艺,2018(8): 13-15.
[3] 冯小雨,刘敏,葛红娟,等.杏仁营养成分分析[J].吉林医药学院学报,2016,37(2): 86-88.
[4] 肖朝霞,蒋萌蒙,王向军.杏仁的功能性及其药理研究进展[J].农产品加工,2011(11): 71-73.
[5] 刘军.新疆杏核破壳最佳截面的探讨[J].工程力学,2006,23(3): 168-172.
[6] 曹永政,牟仁生,于宴同.杏核破壳取仁机理的研究[J].粮油加工,2010(10): 176-178.

(下转第 202 页)

- [71] KIM J, KIM J G, KANG Y, et al. Quorum sensing and the LysR-type transcriptional activator ToxR regulate toxoflavin biosynthesis and transport in *Burkholderia glumae*[J]. Mol Microbiol, 2004, 54: 921-934.
- [72] 林黎明, 赵乃听. 萃取一分光光度法测定酵母假单胞菌的毒黄素[J]. 潍坊医学院学报, 1988(4): 28-30.
- [73] CHEN R, BARPAGHA I K, KARKI H S, et al. Dissection of quorum-sensing genes in *Burkholderia glumae* reveals non-canonical regulation and the new regulatory gene *tofM* for toxoflavin production[J]. PLoS One, 2012, 7: e52150.
- [74] ZHU De-wen, WU Zheng-yun, LUO Ai-min, et al. Characterization and detection of toxoflavin producing *Burkholderia* in rice straws and Daqu for Chinese Maotai-flavour liquor brewing[J]. J Inst Brewing, 2015, 121: 290-294.
- [75] BUCKLE K A, KARTADARMA E. Inhibition of bongkrek acid and toxoflavin production in tempe bongkrek containing *Pseudomonas cocovenenans*[J]. J Appl Bacteriol, 1990, 68: 571-576.
- [76] FENWICK M K, PHILMUS B, BEGLEY T P, et al. Toxoflavin lyase requires a novel 1-His-2-carboxylate facial triad[J]. Biochemistry, 2011, 50: 1 091-1 100.
- [77] JEONG Teonh-wa, KIM Jin-woo, KIM Suh-yun, et al. Toxoflavin produced by *Burkholderia glumae* causing rice grain rot is responsible for inducing bacterial wilt in many field crops[J]. Plant Disease, 2003, 87(8): 890-895.
- [78] WANG Zun-zhe, MA Mei-sheng, WANG Rui. Enhanced vasoconstriction of rat tail arteries by toxoflavin[J]. Br J Pharmacol, 1996, 117: 293-298.
- [79] 吴洪娟, 李锋杰, 张圣明. 毒黄素对小鼠肾脏毒性作用的超微病理观察[J]. 电子显微学报, 2012, 31(1): 51-55.
- [80] 岳启安, 赵淑梅, 张式暖, 等. 毒黄素对呼吸和循环系统的毒性研究[J]. 潍坊医学院学报, 1998(1): 3-5.
- [81] 马麦生, 田凤丽, 谭明, 等. 毒黄素中毒大鼠胃底平滑肌细胞超微结构观察[J]. 数理医药学杂志, 2009, 22(3): 280-282.
- [82] 赵怀龙, 付留杰, 唐功臣. 我国主要的食源性致病菌[J]. 医学动物防制, 2012, 28(11): 1 212-1 216.
- [83] ZHANG Hong-bo, NING Xin, HANG Hang, et al. Total synthesis of thaxtomin A and its stereoisomers and findings of their biological activities[J]. Organ Lett, 2013, 15: 5 670-5 673.
- [84] SHINGU Y, YONEYAMA K. Essential regulator gene *toxR* for toxoflavin biosynthesis of *Burkholderia glumae*[J]. J Gen Plant Pathol, 2004, 70: 108-114.
- [85] KIM J, OH J, CHOI O, et al. Biochemical evidence for ToxR and ToxJ binding to the *tox* operons of *Burkholderia glumae* and mutational analysis of ToxR[J]. J Bacteriol, 2009, 191: 4 870-4 878.
- [86] SUZUKI F, SAWADA H, AZEGAMI K, et al. Molecular characterization of the *tox* operon involved in toxoflavin biosynthesis of *Burkholderia glumae*[J]. J Gen Plant Pathol, 2004, 70: 97-107.
- [87] 任维栋, 赵乃听, 苑永华, 等. 毒黄素对黄嘌呤氧化酶作用的影响[J]. 生物化学与生物物理进展, 1992(2): 119-122.
- [88] DIXON M, JACKSON D M, RICHARDS I M. The effects of sodium cromoglycate on lung irritant receptors and left ventricular cardiac receptors in the anaesthetized dog[J]. British Journal of Pharmacology, 1979, 67(4): 569-574.
- [89] 蒋立锐, 秦志杰, 黄焕生, 等. 黄毒素对酵母菌呼吸的影响[J]. 潍坊医学院学报, 1990, 12(3): 16-19.
- [90] 孙凤祥, 任维栋, 赵乃听, 等. 黄毒素对血清乳酸脱氢酶同工酶的影响[J]. 潍坊医学院学报, 1998, 20(1): 8-9.
- [91] 丛建波, 孙存普, 赵乃听, 等. 用电子自旋共振技术观察毒黄素对小鼠组织和人血细胞自由基生成的影响[J]. 中国药理学与毒理学杂志, 1995(4): 296-298.
- [92] 王夏, 孟昭赫. 适用于食品加工过程中椰酵假单胞菌消毒剂的选择[J]. 中国酿造, 1986(3): 29-30.
- [93] 王夏, 孟昭赫. 酵母面黄杆菌毒素 A 去毒方法的实验室研究[J]. 中国酿造, 1986(4): 28-30.
- [94] 陈晓明, 刘秀梅, 王玉华, 等. 用日晒法去除银耳中黄杆菌毒素 A 的试验报告[J]. 卫生研究, 1986(2): 34-36.
- [95] 俞世荣, 刘秀梅, 杜春明, 等. “安全银耳”生产的研究[J]. 卫生研究, 1993(2): 101-104.

(上接第 119 页)

- [7] 王静. 杏核机械开口的试验研究及有限元分析[D]. 乌鲁木齐: 新疆农业大学, 2014: 7-21.
- [8] 冯群. 澳洲坚果破壳工艺参数研究及破壳机设计[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2017: 9-23.
- [10] 刘军. 南疆杏核挤压破壳截面的探讨[J]. 新疆大学学报(自然科学版), 2005(4): 65-70.
- [11] 李士凤. 杏核脱壳机工作部件的试验研究[J]. 河北农业技术师范学院学报, 1990(2): 66-71, 76.
- [12] 史瑞杰, 戴飞, 赵武云, 等. 全喂入式胡麻脱粒机架模态分析与结构优化[J]. 中国农机化学报, 2019, 40(7): 13-18.
- [13] 朱占江, 李忠新, 杨莉玲, 等. 挤压式杏核破壳机试验研究[J]. 食品与机械, 2016, 32(10): 77-80.
- [14] 曹荣娟. 6-XP 杏核破壳机主要零件的设计依据与计算方法[J]. 河北农业技术师范学院学报, 1997(1): 24-27.
- [15] 张凤奎, 李平, 张宏, 等. 棉田耕层残膜回收机的设计与机架模态分析[J]. 塔里木大学学报, 2019, 31(3): 63-69.
- [16] 肖雄, 郭升远, 郑贤, 等. 粉垄刀具减振仿真研究[J]. 农机化研究, 2021, 43(6): 26-30.
- [17] 蔡龙腾, 张克平, 孙步功, 等. 基于 ANSYS Workbench 的苜蓿压扁辊静力学及模态分析[J]. 农机化研究, 2021, 43(5): 28-34.
- [18] 新疆维吾尔自治区农机标准化技术委员会. 杏核破壳机作业质量: DB65/T 4303.8—2020[S]. 乌鲁木齐: 新疆维吾尔自治区质量技术监督局, 2020: 2-3.