doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2021.06.014

齿辊式饲草作物调制试验台设计与试验

李法德[1,2]　邢书伦[1]　田富洋[1,3]　闫银发[1,3]　王　瑾[4]　宋占华[1,2]

(1. 山东农业大学机械与电子工程学院, 泰安 271018; 2. 山东省园艺机械与装备重点实验室, 泰安 271018;
3. 山东省农业装备智能化工程实验室, 泰安 271018; 4. 中国农业机械工业协会, 北京 100083)

摘要: 为研究青饲料收获机调制部件工作参数对饲草作物调制性能的影响,设计了一种调制辊间隙可调的齿辊式饲草作物调制试验台。试验台主要由调制辊、间隙调节机构、调制辊快速更换机构及测控系统等组成,通过测控系统可实时采集固定辊与传动轴之间的扭矩、转速等信息,进而得到试验台能耗。为检验试验台的工作性能,以青贮玉米为试验对象,以固定辊转速、调制辊单位工作长度喂入量和调制辊间隙为试验因素,以单位能耗、茎秆破节率和籽粒破碎率为目标参数,采用 Box-Behnken 试验方法进行三因素三水平响应面试验,通过分析分别建立了目标值与试验因素的二次回归模型,得到试验条件下调制最优工作参数组合为固定辊转速 1 157 r/min、调制辊单位工作长度喂入量 10.84 kg/(m·s)、调制辊间隙 2.6 mm,目标值最优解为单位能耗 2 347.44 J/kg、茎秆破节率 95.66%、籽粒破碎率 95.19%。利用青贮玉米进行了验证试验,结果表明,在最优工作参数组合条件下,单位能耗、茎秆破节率、籽粒破碎率分别为 2 377.53 J/kg、95.62%、95.02%,与理论优化值相对误差均小于 1%。本研究可为饲草作物调制机械的设计及工作参数的选择提供数据参考与技术支持。

关键词: 饲草作物; 调制试验台; 间隙调节; 单位能耗; 响应面试验

中图分类号: S817.12　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2021)06-0136-12　　**OSID**:

Design and Experiment of Toothed Roller Forage Crop Conditioning Test Bench

LI Fade[1,2]　XING Shulun[1]　TIAN Fuyang[1,3]　YAN Yinfa[1,3]　WANG Jin[4]　SONG Zhanhua[1,2]

(1. *College of Mechanical and Electronic Engineering*, *Shandong Agricultural University*, *Taian* 271018, *China*
2. *Shandong Key Laboratory of Horticultural Machinery and Equipment*, *Taian* 271018, *China*
3. *Shandong Engineering Laboratory of Agricultural Equipment Intelligence*, *Taian* 271018, *China*
4. *China Association of Agricultural Machinery Manufacturers*, *Beijing* 100083, *China*)

Abstract: In order to study the influence of various factors on the forage crops conditioning performance and improve the quality of forage crops after harvest, a toothed roller conditioning test bench with adjustable space between conditioning rollers was designed. The test bench was mainly composed of conditioning roller, gap adjusting mechanism, quick changing mechanism of conditioning roller and measurement and control system, etc. The measurement and control system can collect the torque and speed information between the fixed roller and the transmission shaft in real time, and then calculate the energy consumption of the test bed. In order to test the performance of the conditioning test bench, taking the rotate speed of the fixed roller, the feeding rate of the per unit working length of the conditioning rollers and the gap of the conditioning rollers as the experimental factors, the unit energy consumption, the stem breakage rate and the grain breakage rate as the target values, a three-factor three-level response surface test with the Box-Behnken test method was carried out using forage crops. By the analysis of the test data, the quadratic regression models of the unit energy consumption, the stem breakage rate and the grain breakage rate were established, respectively, the optimal solution of the working parameters of the forage crops conditioning test bench were achieved, that was, the rotate speed of the fixed roller was 1 157 r/min, and the feeding rate of the per unit working length of the conditioning rollers was

收稿日期: 2021-03-02　修回日期: 2021-03-31

基金项目: 国家重点研发计划项目(2016YFD0701701-01)

作者简介: 李法德(1962—),男,教授,博士生导师,主要从事现代农业机械设计及理论研究,E-mail: lifade@sdau.edu.cn

通信作者: 宋占华(1984—),男,副教授,主要从事现代农业机械设计及理论研究,E-mail: songzh6688@163.com

10.84 kg/(m·s), and the gap of conditioning rollers was 2.6 mm. Meanwhile, the optimal solutions of the conditioning qualities of the forage crops under the optimal working parameters conditions were achieved, respectively, that was, the unit energy consumption was 2 347.44 J/kg, the stem breakage rate was 95.66%, and the grain breakage rate was 95.19%. Subsequently, the working parameters of the forage crops conditioning test bench were set as the optimal solution parameters of the models listed above, the confirmation tests with the forage crops were carried out. The results showed that the measurement values of the conditioning quality parameters of the forage crops under the optimal working parameters conditions were consistent with the optimization results, that was, the unit energy consumption, the stem breakage rate and the grain breakage rate of the forage crops were respectively 2 377.53 J/kg, 95.62% and 95.02%, the relative errors between the solution optimization values of the models and the measured values of the confirmation tests were less than 1%. The research results provided data reference and technical support for the design of forage crop conditioning machinery and the selection of working parameters.

Key words: forage crops; conditioning test bench; clearance adjustment; unit energy consumption; response surface test

0　引言

随着饲草作物种植面积的不断增加,饲草加工机械的需求量也越来越大[1-3]。青贮玉米、王草、甜高粱等秸秆类作物的表皮与节处较硬,且籽粒难以破碎,需要利用调制机械对其进行破节、表皮软化、籽粒破碎等调制处理[4]。饲草作物的调制处理可以加速作物秸秆的水分蒸发、降低饲草营养物质的损失,同时有利于饲草作物的贮藏利用,对提高饲草的青贮价值和经济效益具有重要意义[5-6]。

饲草作物机械调制的基本方法一般包括:①利用两个转速相同光滑圆柱辊进行压扁或压碎。②利用两个转速不同且表面刻有尖锐沟槽的圆柱辊进行截碎、砍碎或剁碎。③利用两个高低不平的平面将饲草作物籽粒磨碎,如磨盘。④利用锤片的飞速旋转将饲草作物自由锤击而破碎。为了保证饲草作物的调制质量,大部分工作部件通常结合两种或几种方法进行作业。由于无法保证籽粒全部破碎或过度研磨使物料产生的粉末较多,压扁法和磨碎法应用较少。国内外学者对锤片式和齿辊式饲草作物调制机械研究较多。锤击式粉碎法具有生产效率高、机械结构简单、产生粉末少等优点,已成为目前最常用的方法,部分学者通过对锤片式饲草作物加工机械进行结构优化得到了较为合理的工作参数[7]。与锤击式粉碎法相比,齿辊式粉碎法既能将饲草作物压扁、压裂,又能将其截碎、剁碎,并且通过调节两个调制辊之间的间隙可精确控制物料的粉碎程度,其调制效果好、工作效率高,适用于大部分籽粒饲草料[8]。文献[9-10]对刀盘周围布置的抛送叶进行改进,形成既有抛送功能又有揉搓功能的揉搓叶片,通过试验验证了该揉搓装置对饲草作物具有较好的调制效果;LISOWSKI 等[11-12]研究了秸秆切断和揉搓过程的功耗变化规律和粉碎后的物料在出料口处的运动规律,并建立了相应的数学模型;丛宏斌等[13]利用三维设计软件开发了锥辊式玉米秸秆揉搓装置,并进行了样机试制与试验,证明了其工作有效性。

现有研究大多通过对机械结构的改进来提高饲草作物的调制效果,对调制机械的能耗问题研究较少。本文设计一种齿辊式饲草作物调制试验台,通过调制辊间隙调节机构改变调制辊的间隙,以适应不同饲草作物的加工需求,浮动辊可自适应不同喂入量时的工况,以防止堵塞。基于 LabVIEW 软件开发饲草作物调制试验台测控系统,系统可远程控制试验台的运行,实时采集固定辊与传动轴之间的扭矩和转速信息,进而得到试验台在不同工况下的能耗,以期为饲草作物调制装置的研制和动力配备提供可靠的数据参考和理论依据。

1　整体结构和工作原理

如图 1 所示,试验台由喂料口、传动机构、间隙调节机构、机架、浮动辊、固定辊、电动机、扭矩传感器以及测控系统等组成,具有防堵塞,稳定性好,工作效率高等特点。

该试验台通过一对相向转动的差速齿辊完成调制作业。工作时,电机将动力通过传动带传递到固定辊,此时固定辊带轮作为主动带轮通过双面 V 形带带动浮动辊反向转动,同时由于固定辊与浮动辊上带轮的基准直径不同,使得两调制辊之间产生速度差。当物料进入两调制辊之间时,在两辊的差速运动中受到挤压、剪切、摩擦等多种作用而破碎[14]。当喂入量过大或有异物进入调制辊时,浮动辊受挤压与轴承座一起绕枢轴摆动,间隙增大从而使异物

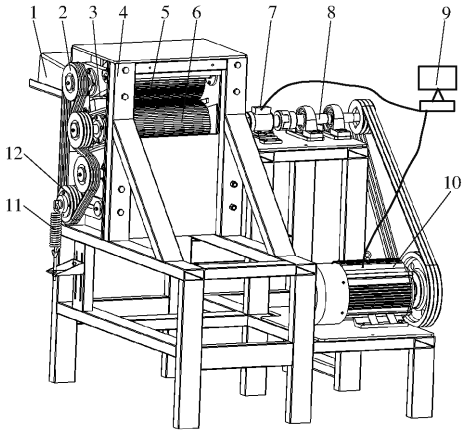


图 1 调制试验台整体结构

Fig. 1 Structure of conditioning test bench

1. 喂料口 2. 传动机构 3. 间隙调节机构 4. 机架 5. 浮动辊 6. 固定辊 7. 扭矩传感器 8. 传动轴 9. 测控系统 10. 电动机 11. 张紧弹簧 12. 张紧轮

通过,同时作用在轴承座上的压力机构使浮动辊与固定辊之间始终保持一定的压力。固定辊与传动轴之间安装有扭矩传感器,并通过测控系统实时采集固定辊与传动轴之间的扭矩、转速。试验台主要技术参数如表 1 所示。

表 1 调制试验台技术参数

Tab. 1 Parameters of conditioning test bench

参数	数值
整机长×宽×高/(mm×mm×mm)	1 800×1 464×1 460
调制辊长度/mm	424
调制辊直径/mm	200
固定辊(慢辊)转速/(r·min^{-1})	0~3 000
两调制辊速度差/%	10、20、30
电动机功率/kW	15

2 关键部件设计与分析

2.1 调制辊设计

青贮玉米在蜡熟期收获时,籽粒和茎节难以破碎,在对其进行贮藏的过程中需利用调制机械对籽粒和茎节进行压扁和破碎作业,否则牲畜瘤胃难以消化[15-16]。调制机构的主要工作部件是一对直径和长度相同、转向相反的调制辊。工作时,两调制辊之间存在一定的速度差,物料颗粒在两调制辊之间受到挤压、剪切、摩擦等作用而被压扁或破碎。调制辊直径是工作性能的重要因素,直径越大,粉碎区越长,粉碎程度越强。调制辊直径应根据颗粒尺寸及颗粒对调制辊表面的摩擦角而定。

如图 2 所示,两个半径为 R 的调制辊,若将物料颗粒看成对称的几何体,则工作时物料颗粒在点 A_1 和 A_2 处分别受到正压力 P、P',由此产生沿辊面切向的摩擦力 T、T'。当两调制辊转速相同时有 $P=P'$、$T=T'$。为保证调制辊能将物料颗粒扎入破碎区,必须满足以下条件

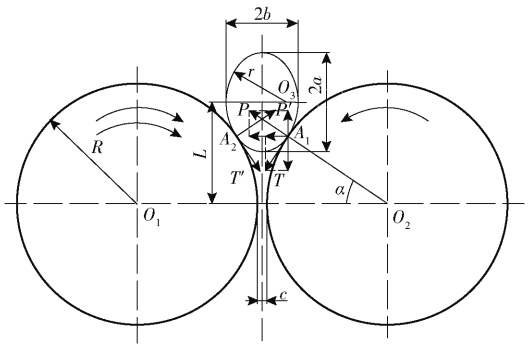


图 2 调制辊受力示意图

Fig. 2 Force diagram of conditioning roller

$$\begin{cases} 2fP\cos\alpha > 2P\sin\alpha \\ \phi > \alpha \end{cases} \tag{1}$$

其中

$$f = \tan\phi \tag{2}$$

式中 α——入扎角,力 P 与对辊中心连线 O_1O_2 的夹角,(°)

f——摩擦因数

ϕ——物料对调制辊工作表面的摩擦角,(°)

由几何关系可求得入扎角 α 为

$$\alpha = \arccos\left(1 - \frac{2b-c}{2R+2r}\right) \tag{3}$$

其中

$$r = \frac{a^2+b^2}{2b} \tag{4}$$

式中 r——物料颗粒大弧形半径,mm

b——物料颗粒厚度一半,mm

a——物料颗粒长度一半,mm

c——调制辊间隙,mm

结合入扎条件可得辊筒最小直径为

$$D_{\min} \geqslant \frac{2b-c-2r(1-\cos\phi)}{1-\cos\phi} \tag{5}$$

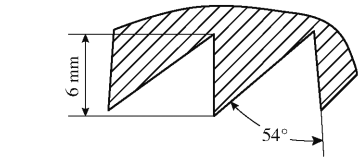
调制辊破碎区域长度 L 为

$$L = \frac{2b-c}{2}\sqrt{\frac{4(R+r)}{2b-c}-1} \tag{6}$$

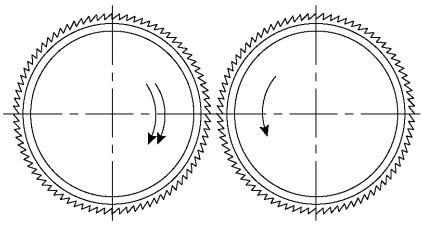
通过式(6)可以看出,调制辊直径和颗粒直径越大、调制辊间隙越小,破碎区长度越长,物料产生粉末越多,损失越严重。因此在满足刚度和强度的前提下辊筒直径不宜过大,根据粉碎机的经验参数,调制辊直径 D 一般取 150~300 mm,同时借鉴国内外调制辊的形状参数[17-18],在设计时调制辊直径 D 选为 200 mm,材料选用 65Mn。

为增强调制辊对物料的剥刮、剪切、撕裂和研压作用,在调制辊表面开有较浅的沟槽,沟槽的截面形状为锯齿形。对于锯齿形结构来说,辊齿高度和刃角都会影响物料的破碎效果,辊齿的高度越高、刃角越小,则调制辊对物料的剥刮、剪切作用越强,物料

破碎效果越好，但是调制辊的耐磨性变差，易出现齿刃磨钝甚至卷刃的现象；反之，辊齿的高度越低、刃角越大，则调制辊对物料的撕裂和研压作用越强，物料和调制辊之间的摩擦力增大，进而导致机器能耗增加并出现茎秆拉丝的现象，物料调制效果变差。在综合考虑试验台能耗情况和物料调制效果等因素后，将辊齿的高度设计为 6 mm，刃角设计为 54°。将齿面较宽的面定义为钝面，齿面较窄的面定义为锋面，两调制辊采用锋对锋组合方式，图 3 为调制辊齿形图和组合方式示意图。



(a) 齿形图



(b) 调制辊锋对锋组合示意图

图 3　调制辊示意图

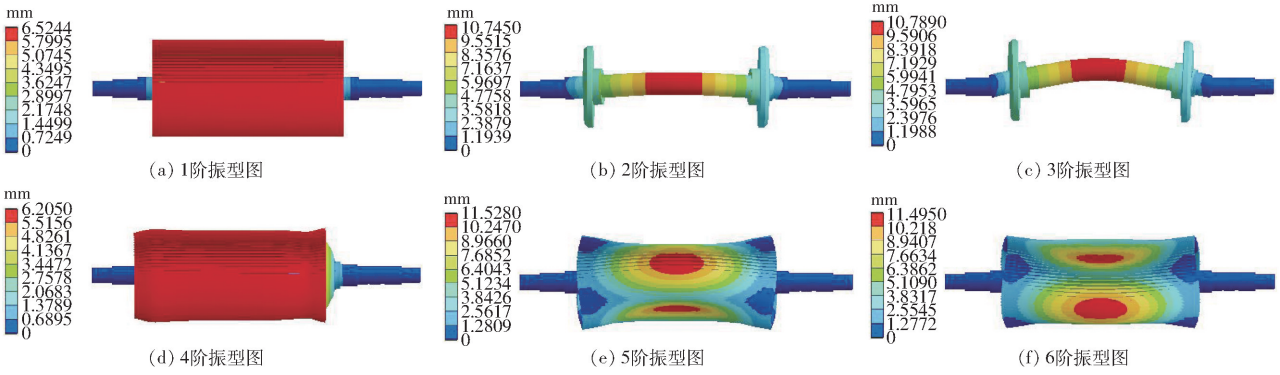
Fig. 3　Diagrams of corn conditioner

2.2　调制辊模态分析

模态分析是计算结构振动特性的数值技术，结构振动特性包括固有频率和振型[19]。对调制辊进行模态分析是为了确立调制辊的各阶固有频率和振型，避免其在工作过程中发生共振[20]。利用有限元软件对调制辊按照实际工况进行约束模态分析，即在轴肩处施加 Cylindrical Support 圆柱面约束以模拟轴承对调制辊的支撑和固定作用，仿真以总变形量为研究目标，取前 6 阶进行分析[21]。

调制辊主要由辊筒、轴与两端法兰盘组成，其中辊筒材料为 65Mn，弹性模量 206 GPa，密度 7 850 kg/m^3，泊松比 0.28，屈服强度 430 MPa；轴与法兰盘为 45 钢，弹性模量 210 GPa，密度 7 800 kg/m^3，泊松比 0.3，屈服强度 355 MPa[22]。给零件赋予材料并进行六面体单元网格划分，划分后共产生节点 72 586 个，单元 25 851 个。

图 4 为前 6 阶振型图。由图 4 可知，1 阶变形表现为辊筒整个圆周方向上的变形；2 阶、3 阶最大变形体现在辊筒内部轴的弯曲上，且两者弯曲方向不同，为将最大变形展现，将辊筒隐藏；4 阶最大变形为两侧法兰盘均向 Z 轴方向鼓出，同时辊筒两侧产生变形，5 阶、6 阶最大变形表现为辊筒中间变扁，且两者变形角度不同。表 2 为各阶对应固有频率和最大变形量，快辊在工作时的最高转速 4 000 r/min，根据调制辊转速与振动频率的换算关系 $n=60\nu$ 得快辊的最高激振频率为 66.67 Hz，远低于调制辊的最低固有频率 434.08 Hz，因此调制辊在工作过程中不会产生共振现象。



(a) 1阶振型图　(b) 2阶振型图　(c) 3阶振型图

(d) 4阶振型图　(e) 5阶振型图　(f) 6阶振型图

图 4　调制辊模态分析前 6 阶振型图

Fig. 4　The first six modal analysis of conditioning roller

表 2　调制辊模态分析结果

Tab. 2　Result of conditioning roller modal characteristics

模态阶数	固有频率/Hz	最大变形量/mm
1	434.08	6.524 4
2	957.92	10.745 0
3	960.34	10.789 0
4	1 447.20	6.205 0
5	1 559.20	11.528 0
6	1 561.70	11.495 0

2.3　调制辊间隙调节机构设计

如图 5 所示，调制辊间隙调节机构主要由柱塞泵、间隙调节液压缸、转动轴承座、枢轴、枢轴压块、拉杆以及压缩弹簧等组成。下调制辊作为固定辊与固定轴承座一起安装在大侧板上，上调制辊作为浮动辊则安装在浮动轴承座上，浮动轴承座的固定端为半开式，可绕枢轴转动，浮动端则装有拉杆和压缩弹簧，可通过调节弹簧座下方的螺母改变浮动辊与固定辊之间的调制压力。在试验台工作过程中，当

喂入量过大或有异物通过调制辊时,浮动辊可绕枢轴向上跳动,以避免试验台发生堵塞。当浮动辊发生跳动时,在压缩弹簧和拉杆的作用下,使浮动辊与固定辊之间始终保持一定的压力,从而改善了调制辊对物料的压扁效果。浮动轴承座下方安装有间隙调节液压缸,其推杆中心位置与上、下调制辊初始位置的轴心连线重合。调节两调制辊的间隙时,通过改变柱塞泵的排油量来控制间隙调节液压缸活塞的伸缩量,在活塞的作用下,浮动轴承座带动浮动辊以枢轴为中心逆时针摆动,从而调节两调制辊之间的间隙[23]。

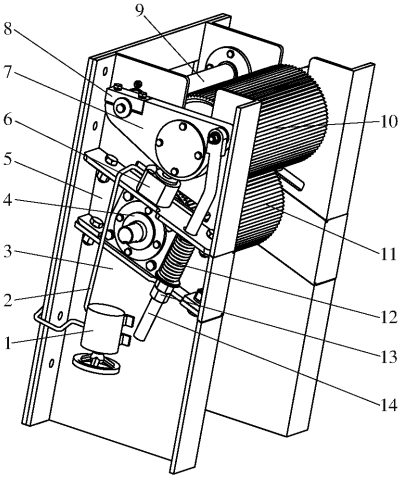


图 5 间隙调节机构图

Fig. 5 Clearance adjustment mechanism

1. 柱塞泵 2. 液压油管 3. 大侧板 4. 固定轴承座 5. 小侧板 6. 间隙调节液压缸 7. 浮动轴承座 8. 枢轴压块 9. 枢轴 10. 浮动辊 11. 固定辊 12. 压缩弹簧 13. 调节螺母 14. 拉杆

如图 6 所示,点 O 为枢轴的轴心,点 O_1 为固定辊轴心,点 O_2 为浮动辊轴心的初始位置。初始位置时,两调制辊的顶圆相切。当浮动辊绕枢轴逆时针摆动时,其轴心变为 O_2',点 M 为点 O_2' 在 O_1O_2 连心线延长线上的投影。两调制辊顶圆半径分别为 R_1、R_2,间隙调节液压缸的柱塞伸长量为 h,上下调制辊之间的间隙为 c,建立两者之间的数学模型:

调制辊间隙 c 与调制辊半径之间的关系式为

$$c = l_{O_1O_2'} - (R_1 + R_2) \tag{7}$$

初始位置时,两调制辊顶圆相切,即

$$l_{O_1O_2} = R_1 + R_2 \tag{8}$$

由直角梯形 OO_2MO_2' 和三角形 O_1MO_2' 中的几何关系可得调制辊间隙 c 与间隙调节液压缸的活塞伸长量 h 之间的关系式为

$$c = \sqrt{(R_1 + R_2 + h)^2 + \left(l_{OO_2} - \sqrt{l_{OO_2}^2 - h^2}\right)^2} - (R_1 + R_2) \tag{9}$$

将 $R_1 = R_2 = 100$ mm,$l_{OO_2} = 150$ mm 代入式(9)得

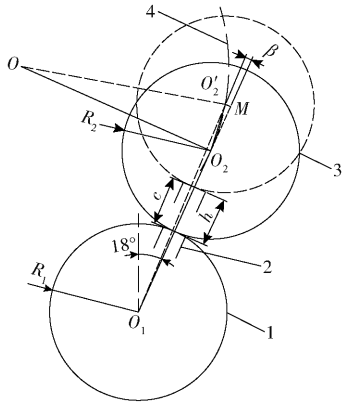


图 6 调制辊间隙调节机构运动分析

Fig. 6 Motion analysis of clearance adjusting mechanism of conditioning roller

1. 固定辊 2. 间隙调节液压缸活塞 3. 浮动辊 4. 浮动辊轴心运动轨迹

$$c = 10\sqrt{850 + 4h - 3\sqrt{22\,500 - h^2}} - 200 \tag{10}$$

根据间隙调节机构浮动辊质量以及工作时拉杆的拉力,选择载质量 10 t、活塞行程 25 mm 的间隙调节液压缸;为减少浮动辊恢复原位时,对间隙调节机构液压系统造成的冲击,选用容量为 0.4 L、公称压力为 31.5 MPa 的囊式蓄能器作为补偿,从而使系统压力保持稳定,图 7 为间隙调节机构液压系统示意图。

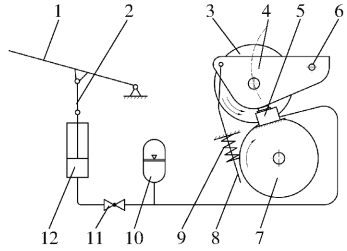


图 7 调制辊间隙调节机构液压系统示意图

Fig. 7 Schematic of hydraulic system for gap adjustment mechanism of conditioning rollers

1. 手柄 2. 连杆 3. 浮动辊 4. 浮动辊轴承座 5. 间隙调节液压缸 6. 枢轴 7. 固定辊 8. 拉杆 9. 压缩弹簧 10. 蓄能器 11. 截止阀 12. 柱塞泵

2.4 调制辊快速更换机构设计

为方便调制辊的快速更换,设计了一种可快速拼装的侧板结构。图 8 为固定辊装配体,即固定辊安装到固定轴承座上,并将固定轴承座通过螺栓连接到两侧小侧板上。大侧板空隙间的上下面均有 V 形凸台,小侧板上下面则分别开有 V 形凹槽,两者相互配合,安装时只需将下辊装配体推入到大侧板中并通过侧板连接块用螺栓将大侧板与小侧板固定在一起即可实现快速更换调制辊。

2.5 测控系统设计

如图 9 所示,该测控系统硬件部分主要由工控

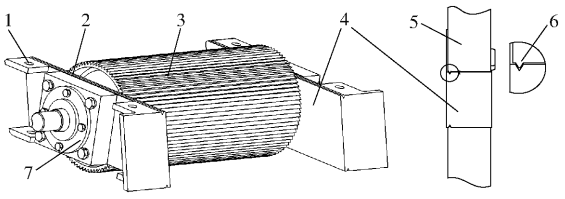


图 8　调制辊快速拆装机构示意图

Fig. 8　Schematics of quick dismounting mechanism of conditioning roller

1. 侧板连接板　2. V 形槽　3. 固定辊　4. 小侧板　5. 大侧板　6. V 形凸台　7. 固定轴承座

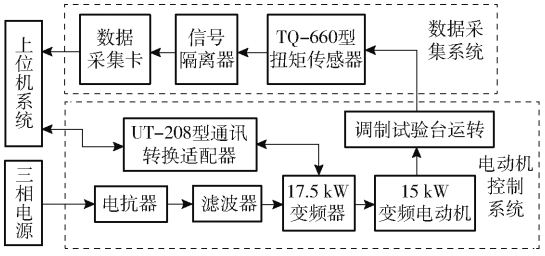


图 9　测控系统硬件示意图

Fig. 9　Schematic of measuring and control system

机(研华)、USB－4711A 数据采集卡(研华)、TQ－660 型扭矩传感器(北京世通科创技术有限公司)、变频器(17.5 kW、西门子 V20 系列)、UT－208 型通讯转换适配器(宇泰科技有限公司)、KCPD－55D－B 型信号隔离器(上海肯创仪器仪表有限公司)、电抗器、滤波器等组成。上位机系统一方面通过通讯转换适配器与变频器建立通讯,进而远程控制和监测电动机运行状态;另一方面通过数据采集卡实时采集扭矩传感器的扭矩和转速信号,为提高测量信号的准确度,扭矩传感器信号输出端安装有信号隔离器[24]。

如图 10 所示,该测控系统是基于 LabVIEW 软件开发完成,具有良好的人机交互式界面。系统界面分为显示区和控制区,显示区可实时显示扭矩传感器的扭矩和转速变化曲线,并保存采样数据和采样时间;控制区则主要实现远程控制试验台运行状态,设定数据采集频率及开始停止状态等。

3　调制试验台性能试验

于 2020 年 9 月 18 日进行三因素三水平响应面试验,试验材料为饲玉 2 号青贮玉米。试验前将玉米茎秆按照长度进行三等分,由顶部到根部依次为分为上部、中部和下部。参照国家标准[25]中水分的测量方法,利用水分测定仪(0.001 g,ZTXY－101 型,潍坊中特电子仪器有限公司)测得青贮玉米茎秆上部、中部、下部含水率分别为 82.1%、76.3%、73.4%,籽粒含水率为 34.7%。

参照国家标准[26]中对青贮玉米收获机切段长

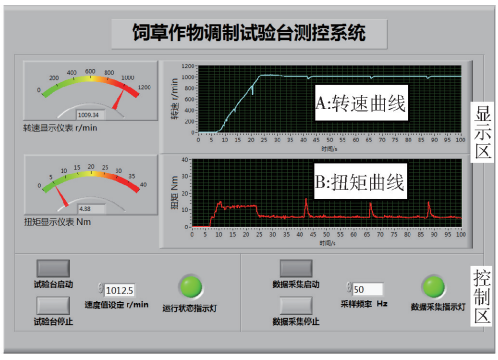


图 10　饲草作物调制试验台测控系统界面

Fig. 10　Interface of measurement and control system of forage crop conditioning test bench

度的要求,利用铡切装置将青贮玉米茎秆和玉米穗铡切至长度 2～3 cm,并将茎秆株数与果穗个数按照 1∶1 的比例均匀混合后,利用电子天平(0.1 g,ACS－6 型,永康市香海衡器厂)进行称量取样,图 11 为试验用青贮玉米试样。



(a) 青贮玉米试样　　(b) 铡切后的试样

图 11　试验材料

Fig. 11　Test materials

试验过程中通过测控系统远程控制试验台的工作状态,并实时采集扭矩传感器的扭矩和转速。试验台出料口处安装有编织袋,可对调制后的青贮试样进行收集;试验结束后,采用十字交叉法取出茎秆试样 1 500 g,籽粒试样 1 000 g,用于评价试验台工作性能。图 12 为试验现场。



图 12　调制试验台试验现场

Fig. 12　Conditioning test bench test site

3.1　试验因素

通过单因素试验得到对试验台工作性能影响较为显著的 3 个因素为:调制辊转速、调制辊间隙和喂入量。试验时选取固定辊(慢辊)转速为 675、

1 012、1 350 r/min,对应调制辊顶圆线速度分别为 7.07、10.60、14.14 m/s;借鉴国外青贮收获机上调制辊的工作参数,浮动辊(快辊)与固定辊之间的速度差选取为 20%[18];根据喂入物料选取调制辊间隙为 2、3、4 mm;根据青贮玉米收获机田间实际作业工况可知,喂入量与作业速度关系式为

$$Q=\frac{BvM}{10\,000} \tag{11}$$

式中 Q——喂入量,kg/s

v——机组行驶速度,m/s

M——青贮玉米产量,kg/hm^2

B——割幅,m

试验台调制辊有效工作长度为 0.4 m,根据切割器长度应大于调制辊长度,假设小型青贮玉米收获机割幅为 0.8 m,青贮玉米平均产量为 45 000 kg/hm^2,杂草在试验前已清除,青贮玉米收获机作业时平均速度为 3.5、4.5、5.5 km/h,可得调制辊单位工作长度喂入量为 8.75、11.25、13.75 kg/(m·s)。

3.2 试验指标

调制试验台工作能耗是评价试验台工作性能的重要指标,同时需要对试验台作业效果进行评判,因此本文选取单位能耗、茎秆破节率、籽粒破碎率作为试验指标。

(1)单位能耗

单位能耗是指破碎或者揉搓单位质量物料所需要的净能量,利用自行开发的调制试验台测控系统以及 USB-4711A 数据采集卡测得固定辊与传动轴在工作过程中扭矩动态变化过程,进而计算得单位能耗,单位能耗计算公式为

$$Y_1=\frac{W_1-W_0}{m}=\frac{2\pi n\int_{t_0}^{t_1}(T(t)-T_0)\,\mathrm{d}t}{60m} \tag{12}$$

式中 Y_1——单位能耗,J/kg

W_0——试验台空载能耗,J/kg

W_1——试验台总能耗,J/kg

T_0——空载时扭矩,N·m

t——时间,s

m——青贮玉米质量,kg

n——固定辊转速,r/min

t_0——调制开始时刻

t_1——调制结束时刻

$T(t)$——t 时刻扭矩,N·m

(2)茎秆破节率

参照国家标准中茎秆破节率计算方法[27],对青贮玉米茎秆调制后的破节率进行测定,以试样中的茎秆为测量对象,茎秆破节率计算公式为

$$Y_2=\frac{m_p}{m_j}\times 100\% \tag{13}$$

式中 Y_2——茎秆破节率,%

m_p——破裂成两瓣及以上的茎秆质量,g

m_j——试样中茎秆总质量,g

(3)籽粒破碎率

青贮玉米籽粒破碎率计算公式为

$$Y_3=\frac{G_t}{G_j}\times 100\% \tag{14}$$

式中 Y_3——籽粒破碎率,%

G_t——破碎成两瓣及以上的籽粒总质量,g

G_j——试样中籽粒总质量,g

3.3 试验设计

为了研究不同试验因素对试验台工作指标的影响程度以及各试验因素之间的交互作用,试验采用 Box-Behnken 试验方法,进行响应面试验,试验因素编码如表 3 所示,试验结果如表 4 所示,表中 A、B、C 分别是固定辊转速 n、调制辊单位工作长度喂入量 q、调制辊间隙 c 的因素编码值。

表 3 青贮玉米调制试验因素和水平

Tab. 3 Factors and levels of forage crop conditioning test

编码值	因素		
	固定辊转速 n/(r·min^{-1})	调制辊单位工作长度喂入量 q/(kg·m^{-1}·s^{-1})	调制辊间隙 c/mm
-1	675.0	8.75	2
0	1 012.5	11.25	3
1	1 350.0	13.75	4

表 4 试验设计方案及响应结果

Tab. 4 Experiment design and response values

序号	A	B	C	单位能耗 Y_1/(J·kg^{-1})	茎秆破节率 Y_2/%	籽粒破碎率 Y_3/%
1	0	0	0	2 250.71	95.02	94.27
2	0	-1	-1	2 603.88	95.68	96.33
3	0	1	-1	2 560.64	95.27	94.87
4	-1	0	-1	2 454.81	94.46	94.13
5	0	1	1	2 326.78	93.88	93.74
6	-1	-1	0	2 368.04	93.92	93.52
7	0	0	0	2 210.69	95.12	93.85
8	1	0	-1	2 612.62	95.88	96.38
9	0	0	0	2 114.23	95.57	94.87
10	0	0	0	2 189.90	94.43	94.15
11	1	0	1	2 403.97	95.61	93.62
12	1	1	0	2 425.25	95.24	94.16
13	-1	1	0	2 120.73	92.33	92.44
14	0	-1	1	2 496.35	95.14	94.86
15	1	-1	0	2 661.84	96.22	95.33
16	-1	0	1	1 828.89	92.50	91.26
17	0	0	0	2 169.90	94.85	94.12

3.4　回归模型建立与显著性检验

利用 Design-Expert 10.0.7 软件对表 4 中数据开展多元回归拟合分析，建立单位能耗 Y_1、茎秆破节率 Y_2及籽粒破碎率 Y_3对固定辊转速 n、调制辊单位工作长度喂入量 q 以及调制辊间隙 c 等 3 个自变量的二次多项式响应面回归模型，建立模型为

$$Y_1 = 8\,145.58 - 0.78n - 681.81q - 1\,040.66c + 0.003\,2nq + 0.31nc - 12.63qc + 0.000\,2n^2 + 30.30q^2 + 120.47c^2 \quad (15)$$

$$Y_2 = 92.88 + 0.006\,3n + 0.20q - 1.37c + 1.81nq + 0.001\,3nc - 0.085\,0qc - 0.000\,004n^2 - 0.02q^2 + 0.09c^2 \quad (16)$$

$$Y_3 = 101.67 + 0.02n - 1.60q - 3.54c - 0.000\,03nq + 0.000\,08nc + 0.034qc - 0.000\,007n^2 + 0.06q^2 + 0.34c^2 \quad (17)$$

由表 5 可知，单位能耗 Y_1、茎秆破节率 Y_2、籽粒破碎率 Y_3的 P 分别为 0.002 4、0.000 6、0.003 6（均小于 0.01），表示影响极显著。其失拟项的 P 分别为 0.067 3、0.805 1、0.154 9（均大于 0.05），表明无失拟因素的存在，3 个模型在试验参数范围内，拟合程度较高；其决定系数 R^2 分别为 0.933 5、0.955 2、0.924 2，表明该模型可以较好地解释不同因素作用下的响应值，从而预测试验台的工作参数。此外，在单位能耗 Y_1响应面模型中，因素 q、nc、c^2对模型影响显著，因素 n、c、q^2对模型影响极显著；在茎秆破节率 Y_2响应面模型中，因素 nc、n^2对模型影响显著，因素 n、q、c 对模型影响极其显著；在籽粒破碎率 Y_3响应面模型中，因素 q、n^2对模型影响显著，因素 n、c 对模型影响极显著。在保证模型 $P<0.05$，失拟项 $P>0.05$ 的基上，剔除不显著回归项对模型的影响，进一步优化模型得到

$$Y_1 = 8\,412.60 - 0.43n - 719.83q - 1\,188.31c + 0.31nc + 30.44q^2 + 121.39c^2 \quad (18)$$

$$Y_2 = 94.81 + 0.008\,3n - 0.21q - 1.79c + 0.001\,3nc - 0.000\,004n^2 \quad (19)$$

$$Y_3 = 101.73 + 0.02n - 1.63q - 3.46c - 0.000\,007n^2 \quad (20)$$

3.5　试验因素对性能指标的影响

根据表 5 试验结果，可得固定辊转速、调制辊单位长度喂入量、调制辊间隙及其交互作用对各性能指标的影响，并利用 Design-Expert 10.0.7 软件绘制响应面曲线图。

表 5　青贮玉米调制试验二次项模型方差分析

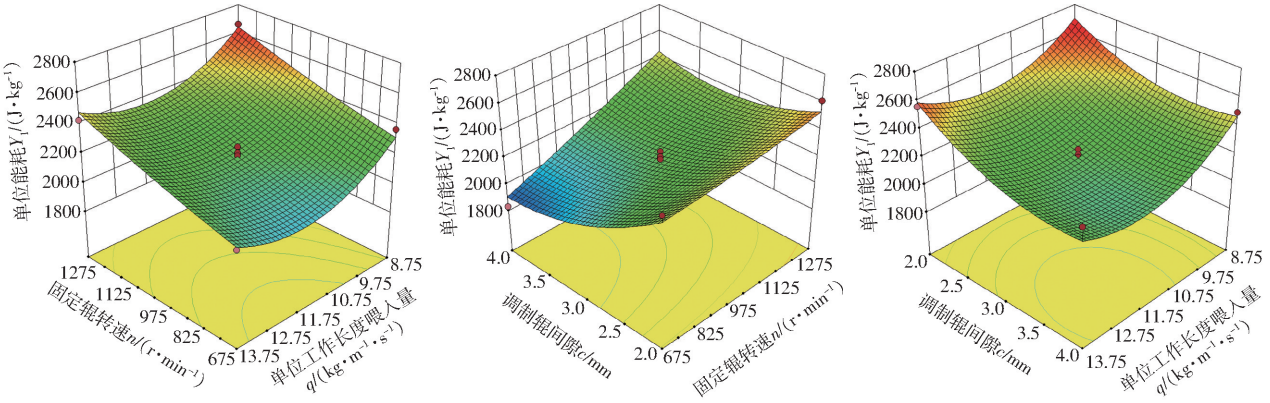
Tab.5　ANOVA of quadratic models for forage crop conditioning experiment

方差来源	单位能耗 Y_1					秸秆破节率 Y_2					籽粒破碎率 Y_3				
	自由度	平方和	F	P	显著性	自由度	平方和	F	P	显著性	自由度	平方和	F	P	显著性
模型	9	730 500	10.91	0.002 4	**	9	18.28	16.59	0.000 6	**	9	22.90	9.48	0.003 6	**
n	1	221 500	29.78	0.000 9	**	1	11.86	96.82	<0.000 1	**	1	8.28	30.86	0.000 9	**
q	1	60 668.64	8.16	0.024 5	*	1	2.25	18.35	0.003 6	**	1	2.92	10.87	0.013 2	*
c	1	172 900	23.24	0.001 9	**	1	2.16	17.66	0.004 0	**	1	8.47	31.55	0.000 8	**
nq	1	28.52	0.0038	0.952 4		1	0.09	0.76	0.412 4		1	0.002	0.008	0.933 2	
nc	1	43 528.56	5.85	0.046 2	*	1	0.71	5.83	0.046 5	*	1	0.003	0.011	0.918 4	
qc	1	3 989.82	0.54	0.487 7		1	0.18	1.47	0.264 0		1	0.029	0.11	0.752 4	
n^2	1	1 291.61	0.17	0.689 4		1	0.95	7.76	0.027 0	*	1	2.34	8.73	0.021 3	*
q^2	1	151 000	20.30	0.002 8	**	1	0.04	0.31	0.593 9		1	0.54	1.99	0.200 8	
c^2	1	61 109.49	8.22	0.024 1	*	1	0.03	0.28	0.615 0		1	0.49	1.83	0.218 2	
残差	7	52 065.55				7	0.86				7	1.88			
失拟	3	41 849.12	5.46	0.067 3		3	0.17	0.33	0.805 1		3	1.31	3.05	0.154 9	
误差	4	10 216.44				4	0.69				4	0.57			
总和	16	782 600				16	19.14				16	24.78			

注：* 表示差异显著（$P<0.05$）；** 表示差异极显著（$P<0.01$）。

各因素对单位能耗的响应面曲面如图 13 所示。由图 13a 可知，调制辊间隙一定时，单位能耗 Y_1随着固定辊转速的增加而增大，同时，随着调制辊单位工作长度喂入量的增加先减小后增大，增大调制辊单位工作长度喂入量和降低固定辊转速有助于降低单位能耗；这是因为固定辊转速越高时，调制辊对物料的冲击力越大，受到的阻力就越大。由图 13b 可知，调制辊单位工作长度喂入量一定时，单位能耗随着固定辊转速的增加而增大，随着调制辊间隙的增加而减小；这是因为间隙越大，调制辊对物料的挤压作用越小，而固定辊转速越高，冲击力对物料的破碎作用越明显。由图 13c 可知，固定辊转速一定时，单

位能耗随着调制辊间隙的增加而减小,同时,随着调制辊单位工作长度喂入量的增加先减小后增大,增大调制辊单位工作长度喂入量和调制辊间隙,均有助于降低单位能耗;这是因为调制辊间隙越大,物料对调制辊的阻力越小,所消耗的能量越少;而喂入的物料过多时,物料对调制辊的阻力急剧增大,单位能耗升高;喂入的物料过少时,调制辊的承载能力大于工作负载,造成能量浪费,单位能耗升高。

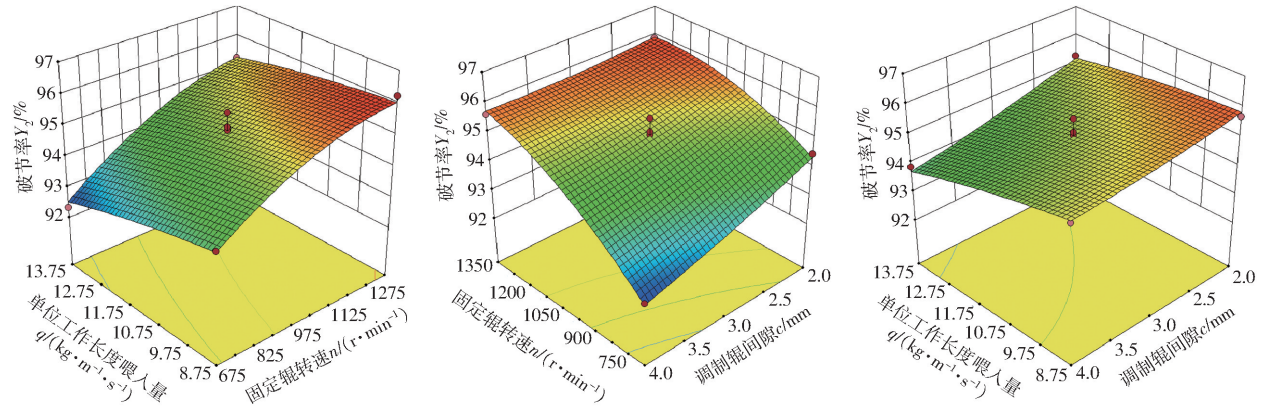


(a) c=3 mm (b) q=11.25 kg/(m·s) (c) n=1012.5 r/min

图 13 试验因素对单位能耗 Y_1 的影响

Fig. 13 Influence of experimental factors on unit energy consumption Y_1

各因素对茎秆破节率的响应面曲面如图 14 所示。由图 14a 可知,调制辊间隙一定时,茎秆破节率随着固定辊转速的增加而升高,随着调制辊单位工作长度喂入量的增加而减小。这是因为固定辊转速越高,对物料的冲击破碎作用越强,物料的破裂效果越明显;调制辊单位工作长度喂入量增大时,物料通过浮动辊的速度加快,压扁破裂效果差。由图 14b 可知,调制辊单位工作长度喂入量一定时,茎秆破节率随着调制辊间隙的减小和固定辊转速的增加而升高;这是因为固定辊转速越高,间隙越小,调制辊对物料的挤压揉搓作用越强,茎秆破节率越高。由图 14c 可知,固定辊转速一定时,降低调制辊单位工作长度喂入量和减小调制辊间隙有助于提高茎秆破节率;这是因为间隙越小,调制辊单位工作长度喂入量越小,物料在调制辊之间揉搓、压扁的时间越长,茎秆破裂效果越好。



(a) c=3 mm (b) q=11.25 kg/(m·s) (c) n=1012.5 r/min

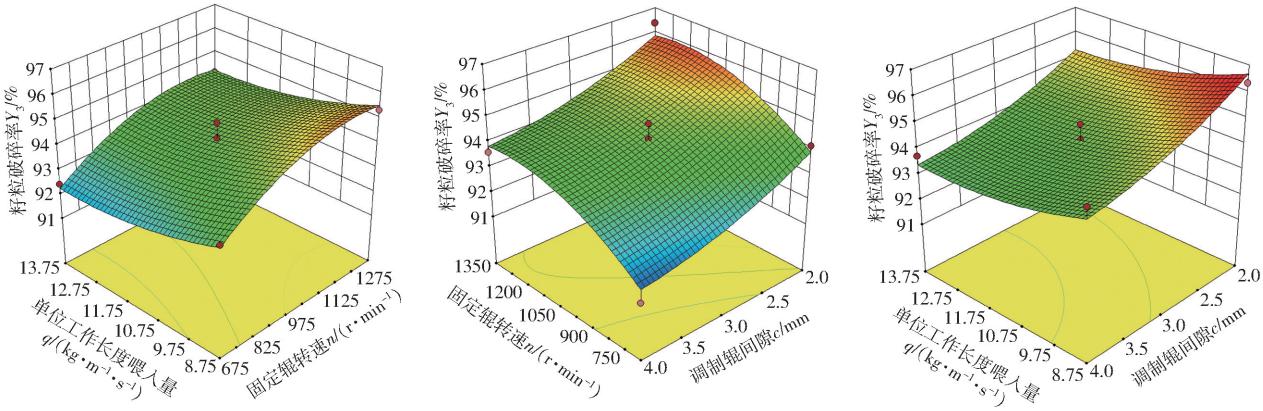
图 14 试验因素对茎秆破节率 Y_2 的影响

Fig. 14 Influence of experimental factors on stem flattening rate Y_2

各因素对籽粒破碎率的响应面曲面如图 15 所示。由图 15a 可知,调制辊间隙一定时,固定辊转速越高,调制辊单位工作长度喂入量越小,籽粒破碎率越大,这是因为籽粒较为坚硬,其主要破坏形式为调制辊的冲击作用产生的破坏,因此受转速影响较大。由图 15b 可知,调制辊单位工作长度喂入量一定时,增大固定辊转速和减小调制辊间隙有助于提高籽粒破碎率。这是因为玉米籽粒体积小,调制辊对籽粒的破碎作用受间隙的影响较大。由图 15c 可知,固定辊转速一定时,降低调制辊单位工作长度喂入量和减小调制辊间隙,有助于提高籽粒破碎率。这是因为调制辊间隙越小,籽粒受到的破坏作用越强,而调制辊单位工作长度喂入量的增加会加快籽粒通过调制辊间隙,降低调制辊对籽粒的破坏作用。

3.6 各因素对目标值影响效应分析

贡献率 K 能反映单个因素对所建立回归模型的影响程度,K 越大,影响程度就越大,K 计算公式为



(a) c=3 mm　(b) q=11.25 kg/(m·s)　(c) n=1012.5 r/min

图 15　试验因素对籽粒破碎率 Y_3 的影响

Fig. 15　Influence of experimental factors on grain breakage rate Y_3

$$K_{X_j}=\delta_{X_j}+\frac{1}{2}\sum(\delta_{X_iX_j}+\delta_{X_j^2})\quad(j=1,2,3\quad i\neq j)\tag{21}$$

其中

$$\delta=\begin{cases}0 & (F\leqslant 1)\\ 1-\dfrac{1}{F} & (F>1)\end{cases}\tag{22}$$

式中 F 为方差分析的 F 值，为考核值。根据式(21)、(22)计算出各因素对目标值的贡献率 K，结果如表 6 所示。

表 6　各因素对目标值的贡献率

Tab. 6　Contribution rate of each factor to target value

因素	目标值		
	Y_1	Y_2	Y_3
n	1.795 5	2.689 3	1.853 1
q	1.828 2	1.265 2	1.405 5
c	2.664 4	2.091 6	1.421 9
次序	$c>q>n$	$n>c>q$	$n>c>q$

3.7　最佳参数组合的确定

通过响应面试验，需要确定影响该试验台工作性能的最优参数组合，从而提高茎秆破节率和籽粒破碎率，降低单位能耗。以最小单位能耗 Y_1、最高茎秆破节率 Y_2 和最高籽粒破碎率 Y_3 为评价指标，得到约束条件为

$$\begin{cases}\min Y_1(n,q,c)\\ \max Y_2(n,q,c)\\ \max Y_3(n,q,c)\\ 675\ \text{r/min}\leqslant n\leqslant 1\ 350\ \text{r/min}\\ 8.75\ \text{kg/(m·s)}\leqslant q\leqslant 13.75\ \text{kg/(m·s)}\\ 2\ \text{mm}\leqslant c\leqslant 4\ \text{mm}\end{cases}\tag{23}$$

利用 Design-Expert 10.0.7 软件对回归方程进行优化得到试验台工况最佳组合为：固定辊转速 n 为 1 156.81 r/min，调制辊单位工作长度喂入量 q 为 10.84 kg/(m·s)，调制辊间隙 c 为 2.56 mm；此时，单位能耗 Y_1 为 2 347.44 J/kg，茎秆破节率 Y_2 为 95.66%，籽粒破碎率 Y_3 为 95.19%。

3.8　验证试验

根据响应面试验优化分析得到的最优参数，于 2020 年 9 月 21 日在农机实验室进行验证试验。试验用青贮玉米试样与 18 日试验用青贮玉米取自相同试验田，其上部、中部、下部含水率分别为 81.7%、76.2%、72.6%，籽粒含水率为 34.5%。由于试验台实际工作参数很难调整至理论求解的优化值，故选取一组接近于优化求解值的参数进行试验，参数值取为：固定辊转速 n 为 1 157 r/min，调制辊单位工作长度喂入量 q 为 10.84 kg/(m·s)，调制辊间隙 c 为 2.6 mm，试验共进行 5 次重复，依据式(12)～(14)进行计算，得到单位能耗为 2 377.53 J/kg、茎秆破节率为 95.62%、籽粒破碎率为 95.02%，计算得 3 个目标值的相对误差均小于 1%，表明求解的单位能耗 Y_1、茎秆破节率 Y_2、籽粒破碎率 Y_3 的回归模型能够很好地满足试验台工作参数的优化需求，同时，更加验证了试验台工作性能的可靠性，图 16 为调制后的青贮试样。



(a) 茎秆试样　(b) 籽粒试样

图 16　调制后的青贮试样

Fig. 16　Silage sample after conditioning

4　结论

(1)设计了一种齿辊式饲草作物调制试验台，并完成了对青贮玉米的调制试验。通过调制辊间隙

调节机构可快速调整调制辊间隙,以适应不同作物的调制需求;通过大小侧板的滑轨式设计可实现调制辊的快速拆装与清理;上调制辊的可浮动性设计可避免喂入量过大时发生阻塞,极大地提高了机器的工作效率。

(2)基于 LabVIEW 软件平台开发了饲草作物调制试验台测控系统,该系统可远程控制试验台的运行状态,并实时采集、显示与保存固定辊与传动轴之间的扭矩、转速等信息,进而可计算得到试验台能耗。

(3)采用 Box - Behnken 试验方法,以固定辊转速、调制辊单位工作长度喂入量、调制辊间隙为试验因素,对试验台单位能耗、茎秆破节率、籽粒破碎率等试验指标进行了响应面试验。通过分析分别得到了单位能耗、茎秆破节率以及籽粒破碎率的二次回归模型,利用 Design-Expert 10.0.7 软件对模型进行优化,得出最优参数组合为固定辊转速 1 157 r/min、调制辊单位工作长度喂入量 10.84 kg/(m·s)、调制辊间隙 2.6 mm,此时单位能耗、茎秆破节率、籽粒破碎率分别为 2 377.53 J/kg、95.62%、95.02%。验证试验表明,试验指标实际值与理论优化值之间相对误差小于 1%,说明回归模型可靠。本研究可为饲草作物调制机械的进一步优化提供数据参考和技术支持。

参 考 文 献

[1] 陈玉华, 田富洋, 闫银发, 等. 国内外牧草收获机械发展现状及其趋势[J]. 中国农机化学报, 2018, 39(3): 1 - 5.
CHEN Yuhua, TIAN Fuyang, YAN Yinfa, et al. Development situation and trend of forage-moving machinery at home and abroad[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2018, 39(3): 1 - 5. (in Chinese)

[2] 刘刚, 赵满全, 王文明, 等. 带有径向喂入装置的揉碎机性能试验[J]. 农业机械学报, 2010, 41(增刊):110 - 116.
LIU Gang, ZHAO Manquan, WANG Wenming, et al. Experiment on straw rubber with radial feeding device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(Supp.): 110 - 116. (in Chinese)

[3] 车刚, 万霖, 张伟, 等. 青贮饲料收获机实体设计与试验[J]. 农业机械学报, 2010, 41(2): 82 - 86.
CHE Gang, WAN Lin, ZHANG Wei, et al. Solid design and experiment of forage harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(2): 82 - 86. (in Chinese)

[4] 吴晓杰, 韩鲁佳, 刘贤. 不同切碎方式对全株玉米青贮饲料品质影响的试验研究[J]. 农业工程学报, 2006, 22(5): 215 - 217.
WU Xiaojie, HAN Lujia, LIU Xian. Effects of different mechanical processes on the quality of whole-plant cornsilage[J]. Transactions of the CSAE, 2006, 22(5): 215 - 217. (in Chinese)

[5] SHINNERS K J, HERZMANN M E. Wide-swath drying and post cutting processes to hasten alfalfa drying [C]// ASABE Annual Conference, 2006.

[6] 楚天舒, 杨增玲, 韩鲁佳. 中国农作物秸秆饲料化利用满足度和优势度分析[J]. 农业工程学报, 2016, 32(22): 1 - 9.
CHU Tianshu, YANG Zengling, HAN Lujia. Analysis on satisfied degree and advantage degree of agricultural crop[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(22): 1 - 9. (in Chinese)

[7] 袁洪方, 王德成, 王光辉, 等. 秸秆铡切揉搓装置优化设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2012, 43(增刊): 153 - 157.
YUAN Hongfang, WANG Decheng, WANG Guanghui, et al. Design and experiment of straw cutting and rubbing process device [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(Supp.): 153 - 157. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 2012s30&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.S0.030. (in Chinese)

[8] 高东明, 王德成, 郝丽颖, 等. 割草调制机的调制机构设计与试验[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2013, 34(3): 287 - 292.
GAO Dongming, WANG Decheng, HAO Liying, et al. Design and experiment of new conditioning mechanism for mower conditioner[J]. Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition), 2013, 34(3):287 - 292. (in Chinese)

[9] 梁荣庆, 张翠英, 李青江, 等. 4QG - 2 型青贮收获机切碎揉搓装置的设计[J]. 农机化研究, 2018, 40(11): 99 - 104.
LIANG Rongqing, ZHANG Cuiying, LI Qingjiang, et al. Design of chopping and rubbing device of 4QG - 2 silage harvester [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2018, 40(11):99 - 104. (in Chinese)

[10] 张琦峰, 谢焕雄, 胡志超, 等. 悬挂式青贮机调制装置的设计及试验研究[J]. 农机化研究, 2020, 42(10): 164 - 168.
ZHANG Qifeng, XIE Huanxiong, HU Zhichao, et al. Design and experimental study of conditioning device for suspension silage machine[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2020, 42(10): 164 - 168. (in Chinese)

[11] LISOWSKI A, KLONOWSKI J, SYPULA M, et al. Energy of feeding and chopping of biomass processing in the working units of forage harvester and energy balance of methane production from selected energy plants species[J]. Biomass and Bioenergy, 2019, 128(4): 105301.

[12] LISOWSKI A, SWIATEK K, KLONOWSKI J, et al. Movement of chopped material in the discharge spout of forage harvester with a flywheel chopping unit: measurements using maize and numerical simulation[J]. Biosystems Engineering, 2012, 111(4): 381 - 391.

[13] 丛宏斌，王克恒，李汝莘，等. 锥辊式玉米秸秆揉搓装置的设计[J]. 农业机械学报，2007，38(2)：81－84.
CONG Hongbin，WANG Keheng，LI Rushen，et al. Design of a corn straw rubbing cone[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2007，38(2)：81－84.（in Chinese）
[14] 耿端阳，孙延成，牟孝栋，等. 基于差速辊的青贮玉米籽粒破碎仿真试验与优化[J/OL]. 吉林大学学报(工学版)，https：//kns. cnki. net/kcms/detail/22. 1341. T. 20210222. 1711. 035. html.
[15] 牟孝栋，姜慧新，孙延成，等. 青贮玉米收获机碟盘式籽粒破碎装置仿真优化与试验[J/OL]. 农业机械学报，2020，51(增刊 1)：218－226.
MOU Xiaodong，JIANG Huixin，SUN Yancheng，et al. Simulation optimization and experiment of disc-type grain crushing device of silage corn harvester[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2020，51(Supp. 1)：218－226. http：//www. j-csam. org/jcsam/ch/reader/view_abstract. aspx? flag = 1&file_no = 2020s125&journal_id = jcsam. DOI：10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2020. S1. 025.（in Chinese）
[16] FERRARETTO L F，SHAVER R D. Meta-analysis：effect of corn silage harvest practices on intake，digestion and milk production by dairy cows[J]. Professional Animal Scientist，2012，28(3)：624－637.
[17] SCHERER B A，DALE R，OLSON L O. Rolls for use with crop processor，system and method for processing crops：US8480019[P]. 2013－07－09.
[18] 张孝安，贾晓红，康苗苗. 农业机械设计手册(下册)[M]. 北京：中国农业科学技术出版社，2007.
[19] 郑智旗，何进，李洪文，等. 动定刀支撑滑切式秸秆粉碎装置设计与试验[J/OL]. 农业机械学报，2016，47(增刊)：108－116.
ZHENG Zhiqi，HE Jin，LI Hongwen，et al. Design and experiment of straw-chopping device with chopping and fixed knife supported slide cutting[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2016，47(Supp.)：108－116. http：//www. j-csam. org/jcsam/ch/reader/view_abstract. aspx? flag = 1&file_no = 2016s017& journal_id = jcsam. DOI：10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2016. S0. 017.（in Chinese）
[20] 张佳喜，杨程，张丽，等. 玉米起茬机构的强度及振动特性分析与试验[J]. 农业工程学报，2018，34(12)：72－78.
ZHANG Jiaxi，YANG Cheng，ZHANG Li，et al. Analysis and experiment on strength and vibration characteristics of corn stubble plucking mechanism[J]. Transactions of the CSAE，2018，34(12)：72－78.（in Chinese）
[21] 姚艳春，宋正河，杜岳峰，等. 玉米收获机割台振动特性及其主要影响因素分析[J]. 农业工程学报，2017，33(13)：40－49.
YAO Yanchun，SONG Zhenghe，DU Yuefeng，et al. Analysis of vibration characteristics and its major influenced factors of header for corn combine harvesting machine[J]. Transactions of the CSAE，2017，33(13)：40－49.（in Chinese）
[22] 李青林，陈翠英，马成禛. 4LYZ－2 油菜收获机割台框架有限元模态分析[J]. 农业机械学报，2005，36(1)：54－56，60.
LI Qinglin，CHEN Cuiying，MA Chengzhen. Finite element analysis on the modal of the frame of cutting table on 4LYZ－2 rape combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2005，36(1)：54－56，60.（in Chinese）
[23] 陈浩然. 典型饲草作物力学特性与调质试验台研制[D]. 泰安：山东农业大学，2019.
CHEN Haoran. Mechanical propeties of typical forage crop and development of contiditioning test bench[D]. Taian：Shandong Agricultural University，2019.（in Chinese）
[24] 宋占华，邢书仑，王征，等. 苜蓿调制试验台测控系统设计与试验[J/OL]. 农业机械学报，2021，52(2)：122－134.
SONG Zhanhua，XING Shulun，WANG Zheng，et al. Design and experiment of measurement and control system for alfalfa conditioning test bench[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2021，52(2)：122－134. http：//www. j-csam. org/jcsam/ch/reader/view_abstract. aspx? flag = 1&file_no = 20210211&journal _id = jcsam. DOI：10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2021. 02. 011.（in Chinese）
[25] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局，中国国家标准化管理委员会. GB/T 6435—2014　饲料中水分的测定[S]. 北京：中国标准出版社，2014.
[26] 全国农业机械标准化技术委员会农业机械化分技术委员会. NY/T 2088—2011　玉米青贮收获机 作业质量[S]. 北京：中国标准出版社，2014.
[27] 中国农业机械化科学研究院呼和浩特分院. GB/T 20788—2006　饲草揉碎机[S]. 北京：中国标准出版社，2014.