

基于虚拟设计技术的 秸秆粉碎还田机的开发研制

吕小莲

(滁州学院 电子信息工程系, 安徽 滁州 239000)

摘要:设计研究一种秸秆粉碎还田机,在理论分析的基础上,通过虚拟设计的方法利用UG设计分析软件对该机进行整体结构的参数化设计。在此基础上,利用UG运动及动力分析模块对刀具的强度及刀辊的动平衡进行校核与测试,并对该机刀辊进行模态分析,确定其临界角速度的大小。通过样机的田间试验可知,该机能较好地满足田间作业的技术要求,进而为秸秆粉碎还田机的设计及研究提供参考。

关键词:秸秆还田机;虚拟设计;运动仿真;有限元分析;试验

中图分类号: S220.2; TP391 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-2286(2010)02-0388-06

Development of the Field Straw Chopper Based on Virtual Design Technology

LV Xiao - lian

(Department of Electronics and Information, Chuzhou University, Chuzhou 239000, China)

Abstract: A type of straw chopper was designed and studied Based on theoretical analysis, parameter design of the overall structure of the straw chopper was accomplished with virtual design analysis software——UG On this basis, the strength of the knife and dynamic balance of knife axis were checked and tested with Kinematics and dynamics analysis module ofUG Through modal analysis of the knife axis, the critical angular velocity was determined The prototype field experiments showed that it can better meet the technical requirements of field operations, providing reference for design and research of straw choppers

Key words: the straw chopper; virtual design; dynamic simulations; finite element analysis; testing

农作物秸秆是世界上最为丰富的物质之一,合理有效地利用秸秆资源对我国农业现代化的发展意义重大。农作物机械化秸秆还田技术是综合利用秸秆资源的一种行之有效的方法,主要是利用秸秆粉碎机械将农作物秸秆粉碎后直接归还到土壤中去。秸秆还田能够增加土壤有机质,培肥地力;形成有机质覆盖,抗旱保墒;降低病虫害的发生率;改善土壤环境。此外,秸秆还田使秸秆中的有机质得到充分的利用,避免了长期以来农民大量焚烧秸秆而造成的环境污染,有利于生态农业和环保农业的发展。因此,秸秆还田机具的研制开发具有良好的社会经济效益和生态效益,是推进农业可持续发展的一项重要措施,具有广阔的应用前景。

收稿日期: 2009 - 11 - 24 修回日期: 2010 - 01 - 21

基金项目: 新疆维吾尔自治区科技开发重大项目 (2001AB507A04 - 105)

作者简介: 吕小莲 (1974 -), 女, 讲师, 博士, 主要从事机械装备工程技术研究, E-mail: lx1500@163.com.

1 结构的虚拟设计

近些年来,随着计算机技术的发展,计算机图形处理能力日益增强,以计算机为主要工具的虚拟设计技术也迅速发展起来,在计算机辅助下进行机械零件的设计、校核及运动仿真已经逐渐成为机械设计的发展方向。本文借助 UG 虚拟设计软件对秸秆粉碎还田机进行结构与检测。

1.1 主模型的建立与装配

UG 软件平台上进行零件的三维设计时有两种方法^[1]:一种是直接建模,并利用特征技术完成零件初步的三维立体模型;另一种是运用二维建模技术在零件的草图设计环境中的一个基准面上建立零件的截面图,再运用基体拉伸技术建立零件初步的三维模型,该方法多用于结构复杂或不规则形体的建模。该机在设计中,依据机具各部件尺寸及结构要求进行零部件的结构参数化设计,并通过其分析功能对模型的尺寸进行检查。整机的虚拟装配是在所有零件三维实体模型的基础上,先把零件装配成小部件,而后由部件装配成整机。通过模拟整机实际装配过程,可及时发现结构设计中存在的缺陷,并进行相应修改,使该机结构、尺寸设计更加合理。利用 UG 软件虚拟设计的整机装配模型如图 1 所示。

1.2 运动仿真及干涉检查

在工程设计中,需要对设计的机构进行运动学的分析,从而预知所设计的传动机构是否满足要求,并保证设计的可靠性。在上述整机装配模型的基础上,对该机进行仿真运动,跟踪刀具的运动轨迹,检查部件间相对位置及间隙设计的合理性^[2]。由机具工作某一时刻刀具的运动位置可以判断出刀具与粉碎室间及定刀是否发生干涉,以便进行相应调整(图 2)。由机具的运动仿真分析结果可知,该机设计的各部件结构尺寸及相对位置关系符合要求。

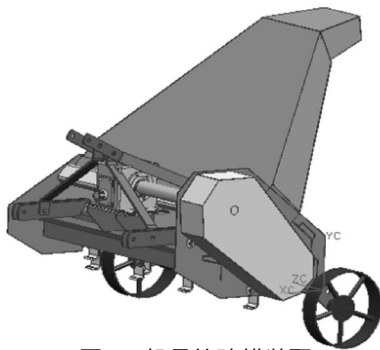


图 1 机具的建模装配

Fig 1 Modeling and assembly of the field straw chopper

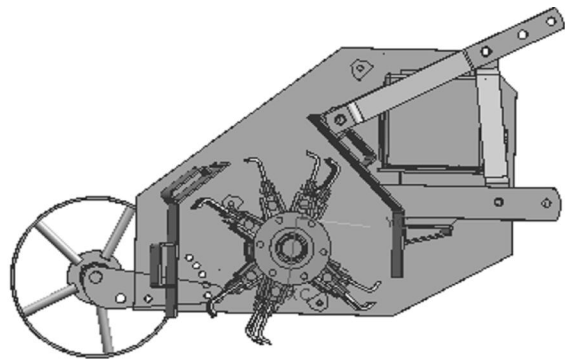


图 2 机具仿真运动

Fig 2 Motion simulations of the field straw chopper

2 关键工作部件的设计与校核

2.1 刀具排列及其动平衡校核

秸秆还田机在工作过程中的振动给机具的正常工作带来了很大危害,不但影响机具的工作性能,而且降低了机具零部件的使用寿命。由机具作业情况可知,机具产生的振动主要来源于机架上安放的刀辊。因此,在机具设计过程中对刀辊进行动平衡校核具有重要的意义。

2.1.1 刀具排列的要求 刀辊为秸秆粉碎还田机的关键工作部件,其上刀具的合理排列与机具的工作效果及机具的振动关系密切。秸秆碎还田机刀具排列应满足以下条件^[3]: 机具的工作性能的要求: 刀具排列以不产生漏割为基础,相继打击棉秆的刀具轴向间距越大越好,径向相邻两刀具夹角应尽量大些,以免干扰和阻塞。降低机具的磨损,提高其稳定性: 刀具排列从整体上看,要求轴向分布均匀,径向上呈等角分布,以便使机具空载旋转时刀轴负荷均匀,刀具产生的离心力为零。提高机具的经济性能: 结构简单,制造、装配方便,功率消耗要尽量小,经济实用。

2.1.2 刀具平衡方程的建立 机具工作时,离心力引起的振动是通过轴承支点传递给整机的。刀轴通常为均质回转轴,其上离心合力可近似为零,因此振动产生的原因主要是由刀具及其附件产生的离心力对刀轴支点的矩造成的。分析可知,要使刀轴轴承动反力为零,刀辊不产生振动,则必使刀具产生的惯

性离心力系主矢为零,且其对于 X、Y 轴的矩也等于零。动平衡分析时,将刀辊理想化为刀轴部分质量分布均匀,且无制造、安装误差,仅从刀具排列方面对其进行动平衡计算。如图 3 所示,对于每把刀而言,都是一个不平衡的转子,但从刀具的整体排列而言,如果所有刀具引起的不平衡量在刀轴轴端相互抵消,刀辊趋于平衡,由此可将秸秆粉碎还田机刀辊上每把刀产生的不平衡力向刀轴端面平移,使其在两个校正面上的主矩、主矢均为零,整个刀辊处于平衡状态。分析可得刀具动平衡方程,利用该式可对刀具进行平衡校核。

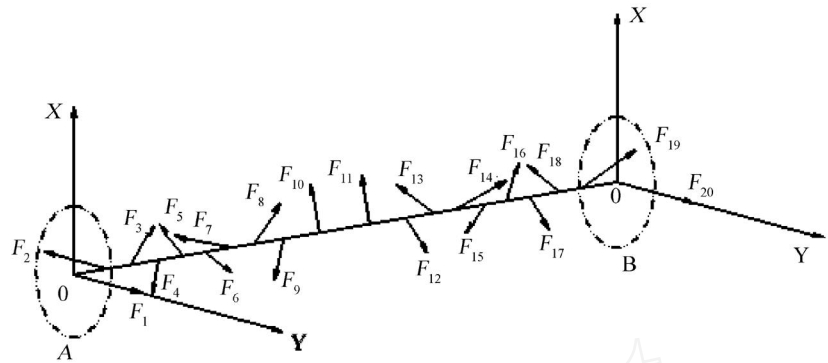


图 3 刀轴上刀具离心力分解情况

Fig 3 Centrifugal force decomposition diagram of the knife blade on the knife - axis

引起的不平衡量在刀轴轴端相互抵消,刀辊趋于平衡,由此可将秸秆粉碎还田机刀辊上每把刀产生的不平衡力向刀轴端面平移,使其在两个校正面上的主矩、主矢均为零,整个刀辊处于平衡状态。分析可得刀具动平衡方程,利用该式可对刀具进行平衡校核。

$$\begin{aligned}
 F_{ax} &= F + \frac{S_i}{S} F \cos 2 + \frac{S_{i-1}}{S} F \cos 3 + \frac{S_{i-2}}{S} F \cos 4 + \dots + \frac{S_1}{S} F \cos i+1 \\
 &= F + \sum_{n=1}^i \frac{S_{i+1-n}}{S} F \cos n+1
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 F_{ay} &= \frac{S_i}{S} F \sin 2 + \frac{S_{i-1}}{S} F \sin 3 + \frac{S_{i-2}}{S} F \sin 4 + \dots + \frac{S_1}{S} F \sin i+1 \\
 &= \sum_{n=1}^i \frac{S_{i+1-n}}{S} F \sin n+1
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{bx} &= F + \frac{S_1}{S} F \cos 2 + \frac{S_2}{S} F \cos 3 + \dots + \frac{S_i}{S} F \cos i+1 + F \cos i+2 \\
 &= F + \sum_{n=1}^{i+1} \frac{S_n}{S} F \cos n+1
 \end{aligned} \tag{2}$$

$$\begin{aligned}
 F_{by} &= \frac{S_1}{S} F \sin 2 + \frac{S_2}{S} F \sin 3 + \dots + \frac{S_i}{S} F \sin i+1 + F \sin i+2 \\
 &= F + \sum_{n=1}^{i+1} \frac{S_n}{S} F \sin n+1
 \end{aligned}$$

式中: F_{ax} 、 F_{ay} 、 F_{bx} 、 F_{by} 表示各刀具在 A、B 两平衡面上的等效力 (单位 N); i 表示 i 把刀具与刀轴周向角; F 表示刀具及刀座结合体产生的离心力 (单位 N); S 表示刀轴两端第一把刀之间的距离 (单位 m); S_i 表示第 i 把刀离 B 面的距离。

2.1.3 刀具的动平衡校核 刀具排列对机具工作性能影响极大。通过现有资料的分析研究^[4-6],结合本机的实际需要,确定刀具排列。刀具排列首先应满足静平衡,因此在刀具的排列中,使刀具排列的轴向间距和轴向间角均相等;在满足刀具排列以不产生漏割为原则的基础上,相继打击棉秆的刀具轴向间距越大越好;径向相邻两刀具夹角应尽量大些以免干扰和阻塞;此外,刀具的排列应符合作物的栽培模式。在上述条件下,利用 (1)、(2) 式建立刀具排列平衡方程求解,得刀具排列 (图 4)。在实际工作中,由于刀辊两侧的工作量远大于刀辊中部,因而设计中刀辊中部的刀具间距被增大。

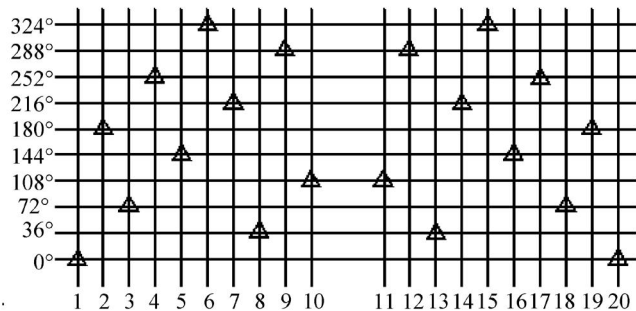


图 4 刀具排列

Fig 4 Array of the knife blade

通过建立动平衡方程可验证刀辊是否平衡。但对于结构复杂的机构,运用该方法,运算极其复杂;对于质心难以确定的机构而言,运用该方法甚至无法得到结果,但利用 UG 的运动学及动力学的方法可解决这一问题。校核中,先建立刀辊的装配模型,通过对刀辊运动仿真,输出刀辊两端轴承受力结果图来校核刀辊的动平衡性。由最后结果可知,设计刀辊能满足动平衡要求。

2 2 主要工作部件的有限元分析

2 2 1 刀具的有限元分析 刀具的性能直接影响机具的性能与寿命。金属的疲劳断裂主要由于局部应力集中引起的,机械零件存在局部应力集中,在循环载荷作用下,会引起疲劳微裂纹萌生和扩展,从而导致裂纹发生。因此,对部件进行相应的应力分析,分析工作部件在作业时的应力分布情况,对部件结构、尺寸的设计、校核十分重要。

(1)刀具有限元计算结果。通过 UG 建立起刀具的实体模型,对其进行有限元分析。已知粉碎单株棉秆时所需剪切强度的大小为 6.5 ~ 19.9 MPa,可得刀具切割单株棉秆所受力的大小。以刀具切割根部时的冲击载荷为所受力,根据刀具刀刃受力位置的不同分为两种情况进行分析:切割单株棉秆时,切割点在切割中部;切割单株棉秆时,切割点在刀刃左侧。针对上述两种状况,对刀具施加约束并在刀刃上施加载荷进行求解运算,结果如图 5 所示。

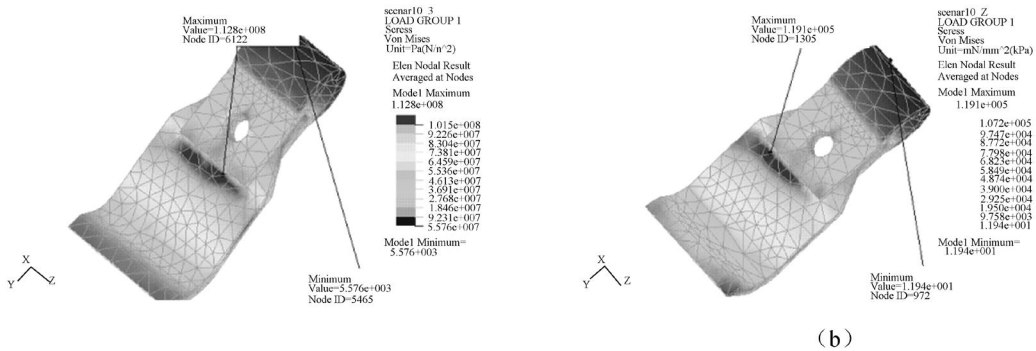


图 5 刀具有限元分析结果

Fig 5 Finite element analysis results of the knife blade

(2)刀具切割强度的校核。由图 6 可知,刀具所受应力最大值为: $\sigma_{max} = 1.919 \times 10^8 \text{ N/m}^2$;根据刀具选用的材料确定其许用应力为: $[\sigma] = 2.16 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ 。可得 $\sigma_{max} < [\sigma]$,即该机刀具所受的最大应力远小于材料的许用应力,刀具有足够的稳定性和强度。此外,在实际工作中可根据有限元计算确定的危险部位,定期进行检查,确保没有裂纹产生。

2 2 2 刀轴的模态分析 在刀具的合理排列下,可以从理论上实现刀辊的动平衡。但事实上,由于刀具材料的不均匀或制造误差、安装误差等,都会使刀具的合质心不通过转轴,固当刀轴高速转动时,便会发生振动。当转速达到某一特定值时,振动异常,此时的转速即为临界转速。由于在临界转速下运转有可能影响正常工作,导致转轴的破坏,所以在设计机具时,应避免在临界转速下工作。通过对秸秆粉碎还田机刀轴进行模态分析,获得其固有频率,从而合理确定秸秆粉碎还田机的转速,避免产生共振,对机具造成损坏,并为该机的优化设计提供参考。

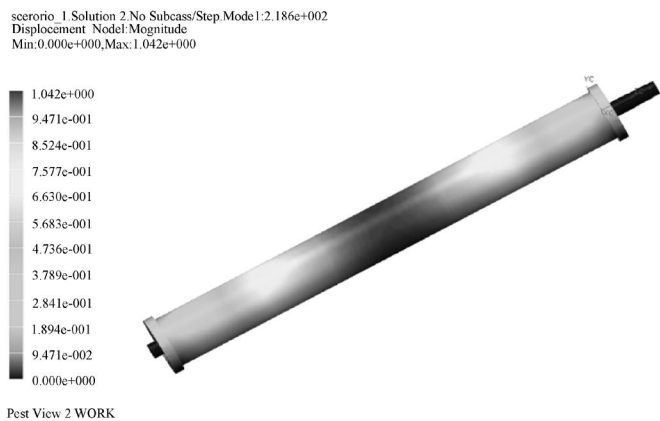


图 6 刀轴模态分析结果

Fig 6 Modal analysis results the knife - axis

(1)刀辊模态计算结果。固有频率进行计算主要是为了分析刀轴固有频率是否会与其工作时的旋

转频率重合,或者是否避开了旋转激励频率一定的范围。由于刀轴的一阶临界转速远远大于其工作转速,因此仅对刀轴进行了一阶模态分析(图 6)。

(2)刀辊模态分析结果。由图 6 可知,刀轴的固有频率为 $2\ 186 \times 10^2$ Hz,可得刀轴的第一临界转速为 $n_c = 2\ 186 \times 10^2 \times 60 = 13\ 116$ r/min。由理论分析可知该机选择切割转速范围为 1 600 ~ 2 100 r/min,其远远小于第一临界转速。因此该机转速的选择是符合设计要求的,在实际工作中可降低机具振动。

3 试验及结果

3.1 试验指标和因素

该机在设计过程中,工作性能指标包括秆长、根茬高度、抛送距离 3 个方面。其影响因素包括:刀辊的转速 n ,由理论分析确定其水平范围为 1 600 ~ 2 100 r/min;粉碎机具前进速度 v ,由生产要求取其水平范围为 1.33 ~ 1.78 m/s;机具静态下刀具刀刃离地最低间隙 h ,根据需要取其水平范围为 6 ~ 10 cm;设定一干扰因素,水平值不定。

3.2 方案确定及结果分析

采用四因素三水平的正交试验 $L_9(3^4)^{[9]}$,因子水平编码和试验设计及结果见表 1、表 2。采用方差分析试验结果,每个试验指标的分析见表 1、表 2 和表 3。

表 1 因素水平编码

Tab 1 Values of factors and levels

水平 Level	转速 $n(A)$ / r · min ⁻¹ Rotational speed	前进速度 $v(B)$ / km · h ⁻¹ Forward speed	离地间隙 $h(D)$ / cm Ground clearance
1	2 100	4.0	6
2	1 800	5.4	8
3	1 600	6.4	10

表 2 正交试验安排及结果

Tab 2 Design and result of orthogonal test

试验号 Test No	A	B	C	D	棉秆长度 /mm Straw length	根茬高度 /mm Stubble height	抛送距离 /m Throwing distance
1	1	1	1	1	8.5	<10	4.0
2	1	2	2	2	9.5	<10	4.2
3	1	3	3	3	11.5	<12	4.1
4	2	1	2	3	12	<13	3.4
5	2	2	3	1	12.5	<10*	3.5
6	2	3	1	2	14.0	<13	3.4
7	3	1	3	2	16.5	<13*	3.0
8	3	2	1	3	17.5	<15	3.1
9	3	3	2	1	19.0	<14	2.9

试验结果表明,干扰项对试验指标的影响均较小,可以剔除合并到误差中;分别考察 3 个试验指标可知,对于根茬高度 (H), $F_A = 53.79 > F_{0.01} = 16.26$,表明转速影响极显著; $F_D = 19.8 > F_{0.01} = 16.26$,表明地隙高度影响极显著; $F_B = 9.2 > F_{0.05} = 6.61$,表明前进速度影响显著,较优组合为 $A_1D_1B_2$ 。对于棉秆长度 (L), $F_A = 8.368 > F_{0.01} = 16.26$,表明转速影响极显著; $F_D = 19.64 > F_{0.01} = 16.26$,表明地隙高度影响极显著; $F_B = 8.67 > F_{0.01} = 16.26$,表明前进速度影响极显著,较优组合为 $A_1B_1D_1$ 。对于抛送距离 (S), $F_A = 949.43 > F_{0.01} = 16.26$,表明转速影响极显著; $F_B = 170.3 > F_{0.01} = 16.26$,表明前进速度影响极显著; $F_D = 3.46 < F_{0.05} = 6.61$,表明地隙高度影响不显著,较优组合为 A_1B_2 。综合考虑 3 个试验指标,根茬高度 (H) 对生产的要求影响最大,3 个试验因素的较优组合为 $A_1D_1B_2$ 。

表 3 正交试验方差分析
Tab 3 Variance analysis of orthogonal test

方差来源 Variance Source		SS	df	MS	F	显著性 Significant	最优水平 Optimal level
棉秆长度 (L)	A	93.72	1	93.72	8.368	**	A ₁ B ₁ D ₁
	B	9.72	1	9.72	8.67	**	
	C						
	D	0.22	1	0.22	19.64	**	
	误差 (Error)	0.056	5	0.0112			
总和 (Total)		103.722	8				
根茬高度 (H)	A	16.89	1	16.89	53.79	**	A ₁ D ₁ B ₂
	B	2.89	1	2.89	9.2	*	
	C						
	D	6.22	1	6.22	19.8	**	
	误差 (Error)	1.57	5	0.314			
总和 (Total)		27.556	8				
抛送距离 (S)	A	1.84	1	1.84	949.43	**	A ₁ B ₂
	B	0.033	1	0.033	170.3	**	
	C						
	D	0.0067	1	0.0067	3.46	*	
	误差 (Error)	0.00969	5	0.001938			
总和 (Total)		1.8889	8				

*表示差异显著 ($P < 0.05$), **表示差异极显著 ($P < 0.01$)。 * means the difference is significant ($P < 0.05$); ** means the difference is very significant ($P < 0.01$).

4 总 结

利用 UG 虚拟设计软件对秸秆粉碎还田机进行了整机设计及运动仿真,对其整体结构、尺寸进行验证与修改,使该机结构设计合理。在此基础上提出运用 UG 中运动学及动力学分析方法,对刀具排列进行了动平衡校核,校核结果与理论分析基本符合。对该机的刀具进行有限元分析,对刀轴进行模态分析,可知设计刀具的强度及该机转速的选择均符合要求。利用设计结果完成样机制造,并对样机进行田间性能试验,试验结果分析表明,该机整体工作性能良好,能够较好地满足作业性能要求,从而验证了该机设计的合理性与实用性。

参考文献:

- [1] Unigraphics Solutions Inc. UG 设计应用培训教程 [M]. 北京:清华大学出版社, 2002.
- [2] Unigraphics Solutions Inc. UG 运动分析培训教程 [M]. 北京:清华大学出版社, 2002.
- [3] 李宝筏. 农业机械学 [M]. 北京:中国农业出版社, 2003.
- [4] 毛罕平, 陈翠英. 棉秆粉碎还田机工作机理与参数分析 [J]. 农业工程学报, 1995, 11(4): 62 - 66.
- [5] 涂建平, 徐雪红, 夏忠义. 棉秆粉碎还田机甩刀优化排列的研究 [J]. 农机化研究, 2003, 2: 102 - 104.
- [6] 姬江涛, 李庆军, 蔡苇. 甩刀布置对茎秆切碎还田机振动得影响分析 [J]. 农机化研究, 2003, 2: 63 - 64.
- [7] Tusher H D, Raji G. Creation of concept shape designs via a virtual reality interface [J]. Computer Aided Design, 1997, 29(8): 555 - 563.
- [8] Liang J. A highly interactive 3D modeling system [J]. Computer and Graphics, 1994, 18(4): 499 - 506.
- [9] 茆诗松, 周纪芑, 陈颖. 试验设计 [M]. 北京:中国统计出版社, 2004.
- [10] 张晋国, 高焕文, 杨光. 不同条件下麦棉秆切碎效果的试验研究 [J]. 农业工程学报, 2000, 16(3): 70 - 72.
- [11] 吴子岳, 高焕文, 张晋国. 玉米棉秆切断速度和切断功耗的试验研究 [J]. 农业机械学报, 2001, 32(2): 38 - 41.