

双出风口多风道离心风机内部流场数值模拟^{*}

徐立章 于丽娟 李耀明 马 征 王成红
(江苏大学现代农业装备与技术教育部重点实验室, 镇江 212013)

摘要: 针对现有全喂入式水稻联合收获机风筛式清选装置中单风道离心风机的缺点,运用 Solidworks 软件建立了双出风口多风道离心风机的流道模型,利用 ICEM 软件进行了网格划分,并用 Fluent 软件对双出风口多风道离心风机内部流场进行了三维数值模拟,确定了风机的结构尺寸。改进后风机内部流场仿真结果表明:双出风口多风道离心风机的上出风口和叶轮外边缘处气流速度较大,叶轮流道的压力沿径向逐步增大,下出风口Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ的气流速度逐步增大,风速衰减距离增加,有利于气流覆盖整个筛面;上出风口处横向气流基本成层状分布,下出风口的3个风道横向气流呈中间高两边低的对称分布,存在明显的边界效应。分析了风机转速、进风口直径和分风板角度的变化对风机内部流场分布、出风口风速、风量的影响:上出风口和下出风口Ⅱ和Ⅲ的风速、风量和压力最大值随风机转速的增加逐步增大;各出风口的风量及风速最大值随进风口直径减小(或增加)而减小(或增加),其中下出风口Ⅰ变化较明显;上、下分风板角度的改变使得下出风口的风速和风量发生了较大变化。

关键词: 离心风机 双出风口 多风道 内部流场 数值模拟

中图分类号: S225.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)10-0078-09

引言

清选装置是联合收获机的核心工作部件之一,风筛式清选装置是早先联合收获机中最常用的清选装置,其中,风机的性能对清选效果的影响十分显著^[1]。在现有水稻联合收获机常用的风筛式清选装置中,其风机大多为单出风口单风道离心风机。该风机具有结构简单、运行可靠等优点,但有研究表明,该类风机还存在一些不足。一方面,在结构和运动参数已确定的条件下,单出风口离心风机产生的气流速度和方向难以满足物料筛分过程中整个筛面对气流速度和方向的不同需求。另一方面,随着联合收获机喂入量的不断增大,这种传统的单风道离心风机因其风量小、吹托力低等特点已无法满足日益增长的高速、高质量收获需求^[2-3]。

近年来,国际著名的 John Deere、CASE、New Holland、CLAAS 等欧美农机跨国公司研发的 988 STS (John Deere)、2388 (CASE)、CR980 (New Holland) 和 TUCANO 470 (CLAAS) 等大型联合收获机清选装置均采用了多个风机或双出风口多风道风机来提高清选装置的作业效率和质量^[4-6]。双出风口多风道离心风机的设计思想是,风机上出风口主

要用于预清选从抖动板落下的物料,将其吹散,并使轻杂余直接吹出机外,减少下出风口的清选负荷;下出风口设计有 3 个风道,分别控制筛前、筛中和筛尾的气流。然而,目前还未见关于双出风口多风道离心风机的具体设计依据与方法,传统以经验为基础的结构设计方法无法预测风机的内部流场。随着 CFD 技术的不断发展,用数值模拟的方法计算流场分布,对风机内部流场进行分析,是风机结构设计及改进的有效手段^[7-10]。

本文拟确定双出风口多风道离心风机的结构,并对其内部流场进行数值模拟,获得风机内部速度与压力等参数的分布,通过改变风机参数来改善其内部流场,为双出风口多风道离心风机的设计提供依据。

1 数值计算模型

1.1 结构模型的建立

参考国外双出风口离心风机的结构特点,在泰州常发农业装备有限公司 CF803 型切纵流联合收获机上配置的单出风口离心风机顶端增加了上出风口,设计完成的双出风口多风道离心风机如图 1a 所示。双出风口多风道离心风机叶轮直径为 394 mm,

收稿日期: 2014-05-16 修回日期: 2014-06-16
^{*} 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2012AA10A502)、霍英东教育基金会青年教师基金资助项目(141051)、江苏省“333 高层次人才培养工程”资助项目(BRA2012161)和江苏高校优势学科建设工程资助项目(苏政办发(2014)37 号)
作者简介: 徐立章, 副研究员, 主要从事收获机械设计及理论研究, E-mail: justxlz@126.com

叶片数目为 4 片,用 Solidworks 软件建立了该风机的全流道模型,如图 1b 所示。

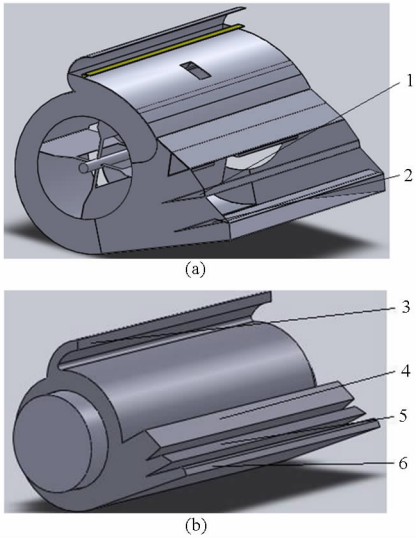


图 1 双出风口多风道离心风机模型

Fig.1 Model of centrifugal fan with double outlet and multi-duct

(a) 结构模型 (b) 全流道模型

1. 上分风板 2. 下分风板 3. 上出风口 4. 下出风口 I 5. 下出风口 II 6. 下出风口 III

1.2 网格的划分

采用 Icem 软件来划分双出风口多风道离心风机的网格,考虑其内部流动的复杂性,为使所有的网格扭曲率控制在 0.1 以下,在划分网格前将风机模型分为 4 个流动区域,如图 2 所示(图中为了看清楚,已隐去左进风口区):进风口区(左、右)、蜗壳区、和叶轮区。单元采用四面体非结构化网格。风机进口与叶轮接触区及叶轮与蜗壳接触区分别设置为交界面,并对交界面处的网格进行加密^[11]。划分完成后风机模型网格总数为 5 874 889。

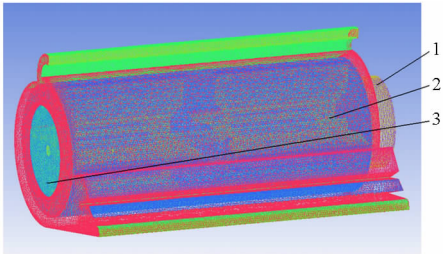


图 2 双出风口多风道离心风机的网格模型

Fig.2 Mesh model of centrifugal fan with double outlet and multi-duct

1. 进风口区 2. 蜗壳区 3. 叶轮区

1.3 求解方法

根据风机的工作环境,假定空气为不可压缩的牛顿流体,不考虑粘度和温度的变化,湍流模型采用 $k-\epsilon$ 模型;采用标准壁面函数和分离隐式求解器,应用 SIMPLEC 算法对风机内部气流速度和压力进

行耦合计算^[12],设置收敛残差为 0.001。

1.4 边界条件

将风机的蜗壳、叶片表面设置为静止壁面,将叶轮区域设置为旋转区域并给定相应的转速(880、1 080、1 250 r/min),设置工作压力为 1 个大气压(101 325 Pa),入口边界采用压力入口条件并给定压力 220 Pa,出口边界采用压力出口,并给定压力 0 Pa。叶轮内部及其附近流体流动的描述采用动参考坐标系(Moving reference frame, MRF)模型^[13]。

2 风机内部流场分析与结构改进

叶轮转速为 880 r/min、进风口直径为 310 mm 时,设计的双出风口多风道离心风机内部流场分布如图 3 所示。

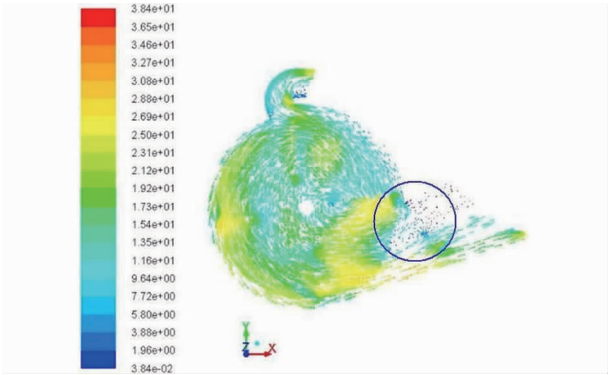


图 3 风机内部流场速度矢量图

Fig.3 Flow velocity vector diagram of fan under rotary speed 880 r/min and air inlet diameter 310 mm

从图 3 可以看出,上出风口和下出风口 III 的气流速度分布比较正常,但下出风口 I 和 II 处气流速度较低,尤其是下出风口 I 的出风量仅为 0.2 kg/s,风速最大仅为 1.96 m/s,在上分风板根部处(图 3 中蓝色圆圈内)存在二次流和漩涡等不规则流动现象。分析发现,产生这种现象的原因是由于 CF803 型联合收获机上配置的单出风口离心风机的上分风板尺寸较长、安装位置不合理,影响了下出风口 I 和 II 处气体的流动。参考离心式通风机设计理论^[14],通过修改上分风板的尺寸和位置,并重新进行建模、网格划分和数值模拟,获得了较为合理的双出风口多风道离心风机结构尺寸,如图 4 所示。

3 改进后风机内部流场仿真分析

为了提高风机的适应性,实际收获时通常可以改变离心风机 3 个主要参数:①调整风机转速可以改变清选室内气流速度。②调节进风口直径可以改变清选室内气流流量和压力。③调节分风板的角

围,分别确定了风机转速、进风口直径和分风板角度的3个水平,分析这3个因素对改进后的双出风口多风道离心风机内部流场的影响,实验方案如表1所示。

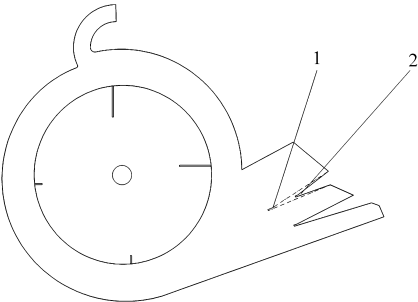


图4 双出风口多风道离心风机结构改进
Fig.4 Improvement of centrifugal fan with double outlet and multi-duct

1.改进前 2.改进后

表1 因素及其水平

Tab.1 Factors and levels

水平	风机转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	进风口直径 /mm	分风板 位置
1	880	270	初始位置
2	1 080	310	上分风板逆时针旋转 20°
3	1 250	350	上、下分风板同时逆时针旋转 20°

3.1 转速变化对风机内部流场的影响

3.1.1 风机速度场分析

叶轮转速为880、1 080、1 250 r/min时双出风口多风道离心风机内部流场分布如图5所示。

由图5a可以得,上出风口风量为0.57 kg/s,其风速(均不考虑摩擦阻力)在8.2~26.7 m/s之间,上部风速高而下部风速低;下出风口Ⅰ风量为0.62 kg/s,风速在6.15~16.4 m/s之间,分布较均匀;下出风口Ⅱ和Ⅲ风量居中,分别为0.58 kg/s和0.51 kg/s,流速分别在8.20~20.5 m/s和8.20~22.6 m/s之间。

由图5b可得,上出风口风量为0.64 kg/s,风速(均不考虑摩擦阻力)在9.57~27.8 m/s之间;下出风口Ⅰ风量为0.62 kg/s,风速在7.42~18.5 m/s之间;下出风口Ⅱ和Ⅲ风量居中分别为0.61 kg/s和0.56 kg/s,流速分别在7.42~22.2 m/s和11.1~24.1 m/s之间。

由图5c可以得,上出风口风量为0.71 kg/s,风速在10.2~27.8 m/s之间;下出风口Ⅰ风量为0.61 kg/s,风速在9.46~19.7 m/s之间;下出风口Ⅱ和Ⅲ风量居中分别为0.64 kg/s和0.61 kg/s,流速分别在8.67~22.8 m/s和12.6~26.8 m/s之间。

由图5可看出,3个转速下,风机内部流场的分布规律大致相同:上出风口和叶轮外边缘处气流速

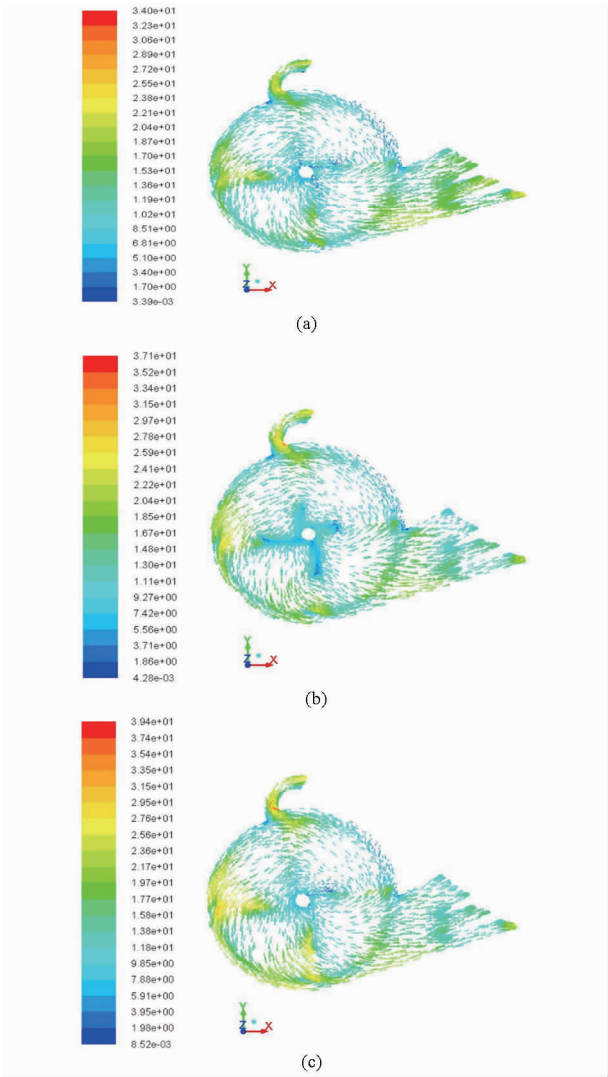


图5 不同转速条件下风机内部速度矢量图
Fig.5 Flow velocity vector diagram of fan under different rotary speed

(a) 880 r/min (b) 1 080 r/min (c) 1 250 r/min

度较大;下出风口Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ的气流速度逐步增大,风速衰减距离增加,有利于气流覆盖整个筛面。上出风口风量最大,有利于作物的预清选。风机转速的增加,使得上出风口、下出风口Ⅰ、Ⅱ和Ⅲ的风速不断提高,下出风口Ⅰ风量比较稳定,上出风口和下出风口Ⅱ和Ⅲ的风量逐步提高。

3.1.2 风机内部压力场分析

叶轮转速为880、1 080、1 250 r/min时, $Z = -100$ mm截面处风机内部压力的分布如图6所示。

从图6可以看出,叶轮流道的压力沿径向逐步增大,这种现象主要是由于风机叶轮内流体旋转产生的离心力和哥氏力的综合作用^[15]。受这种综合作用的影响,在下出风口处,压力由高到低逐步减小。上出风口和下出风口Ⅲ的压力明显大于其他2个出风口。

随着转速的增加,风机内部最大压力随之也增

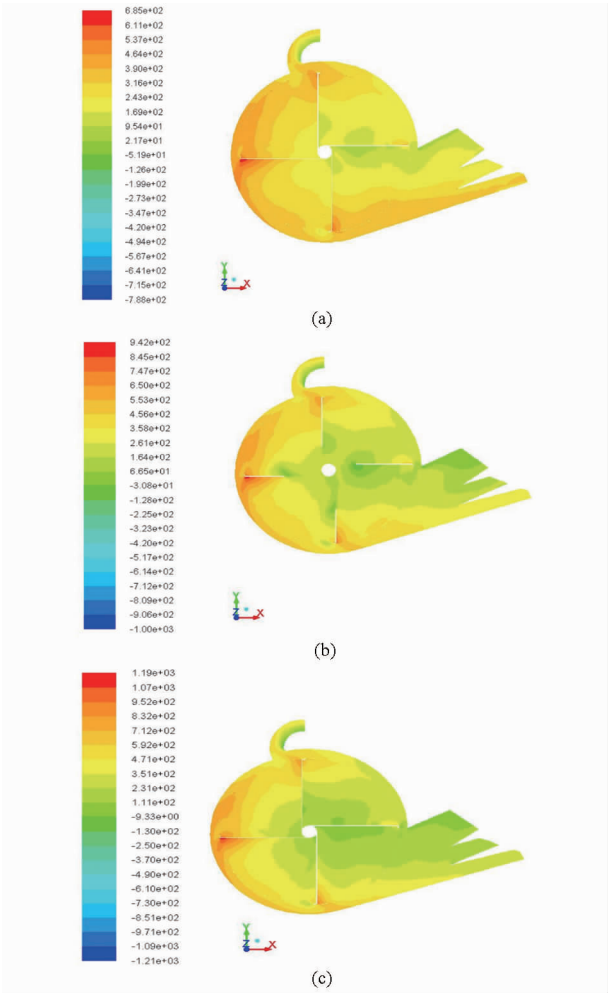


图 6 不同转速条件下 $Z = -100$ mm 截面处风机总压分布

Fig.6 Total pressure distribution of fan in $Z = -100$ mm plane under different rotary speed

(a) 880 r/min (b) 1 080 r/min (c) 1 250 r/min

加,由 880 r/min 时的 685 Pa 增加到 1 250 r/min 时的 1 190 Pa。

3.1.3 出风口速度等势线分析

叶轮转速为 880、1 080、1 250 r/min 时 4 个出风口(从上到下依次为上出风口、下出风口 I、II、III)速度等势线的分布如图 7 所示。

从图 7 可以看出,3 种转速条件下各出风口速度的分布规律大致相同:上出风口处横向气流比较均匀,基本成层状分布,有利于脱出物的预清选;下出风口的 3 个风道横向气流呈中间高两边低的对称分布,存在明显的边界效应。

3.2 进风口尺寸变化对风机内部流场的影响

3.2.1 风机速度场分析

取风机转速为 880 r/min,进风口直径为 270、310 和 350 mm 时,风机内部流场分布如图 8 所示。

从图 8a 可以得出,上出风口风量为 0.55 kg/s,风速在 10.4 ~ 20.8 m/s 之间,下出风口 I 风量为 0.56 kg/s,但风速较小,在 3.51 ~ 10.4 m/s 之间;下

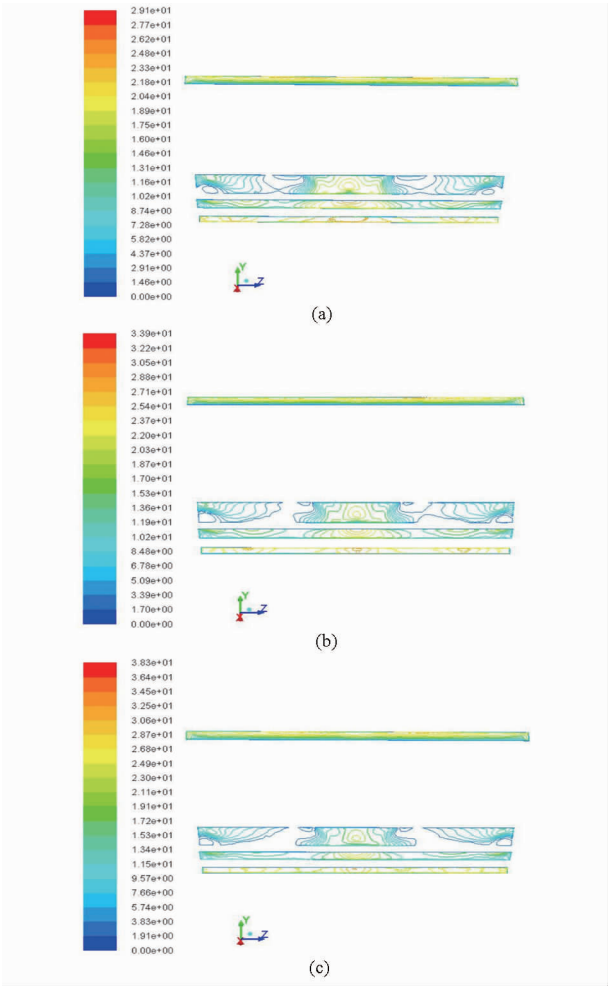


图 7 不同转速条件下各出风口的速度等势线分布

Fig.7 Isotach of four air outlet under different rotary speed

(a) 880 r/min (b) 1 080 r/min (c) 1 250 r/min

出风口 II 和 III 风量分别为 0.56 kg/s 和 0.50 kg/s,流速分别在 13.9 ~ 19.0 m/s 和 8.69 ~ 22.5 m/s 之间。对比图 8b 和 8a 可以看出,进风口直径减小,风机内部流场分布的变化不明显,但各出风口的风量及风速最大值都有所减小,其中下出风口 I 变化较明显,风量减小了 0.06 kg/s。

从图 8c 可看出,上出风口风量为 0.59 kg/s,风速在 15.0 ~ 35.8 m/s 之间,下出风口 I 风量 0.74 kg/s,风速在 9.96 ~ 17.9 m/s 之间;下出风口 II 和 III 风量居中分别为 0.62 kg/s 和 0.53 kg/s,流速分别在 13.8 ~ 21.9 m/s 和 9.85 ~ 23.6 m/s 之间。比较图 8b 和图 8c 可得出,进风口直径增大后,风机内部流场分布的变化不明显,但各出风口的风量和风速最大值均增大,其中下出风口 I 变化较显著,风量增大了 0.12 kg/s。因此,实际作业中可以根据脱出物特性,选择合适的进风口直径。

3.2.2 风机内部压力场分析

不同进风口直径时, $Z = -100$ mm 截面处风机内部压力场分布如图 9 所示。

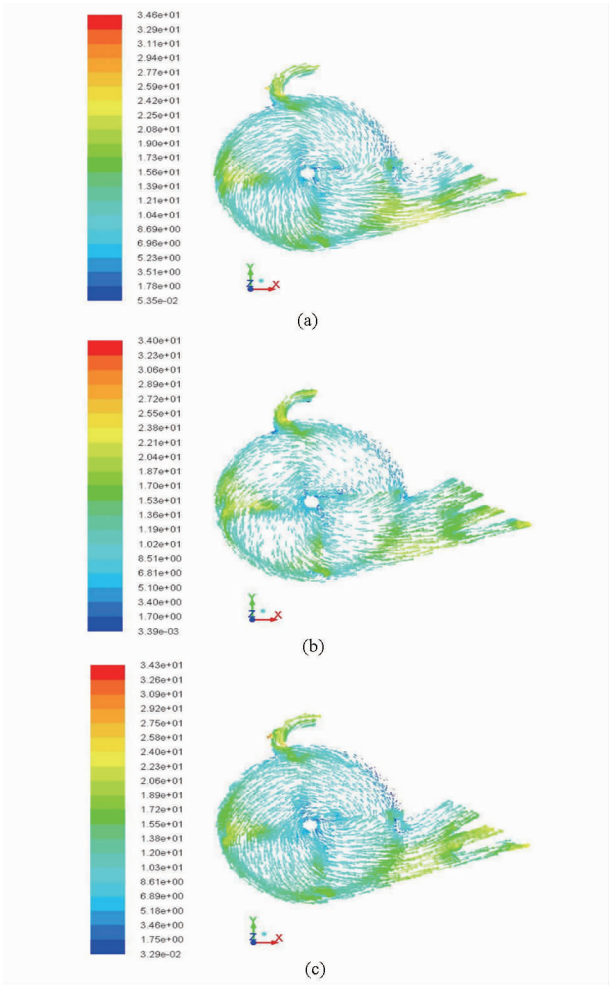


图 8 不同进风口直径条件下风机速度矢量图

Fig.8 Flow velocity vector diagram of fan under different air inlet diameters

(a) 进风口直径为 270 mm (b) 进风口直径为 310 mm
(c) 进风口直径为 350 mm

从图 9 可以看出,4 个出风口中,下出风口Ⅲ的压力最大,而下出风口Ⅰ压力最小,进风口直径变化时风机内部压力沿径向发生变化。对比图 9a 与 9b 可以看出,减小进风口直径,使得在 4 个出风口处的低压范围增加、压力降低,下出风口Ⅰ变化最显著。对比图 9b 与 9c 可以看出,增大进风口直径使得在 4 个出风口处的压力有小幅提高,下出风口Ⅰ变化最显著。

3.2.3 出风口速度等势线分析

不同进风口直径时,风机出风口速度等势线分布如图 10 所示。

从图 10 可以看出,出风口的气流横向分布规律大致相同:上出风口的气流分布比较均匀,呈层状分布;下出风口Ⅰ风速分布不均匀,下出风口Ⅱ和Ⅲ还是保持中间高两边低的分布状况。各出风口的风速随进风口直径增大(或减小)而增大(或减小)。

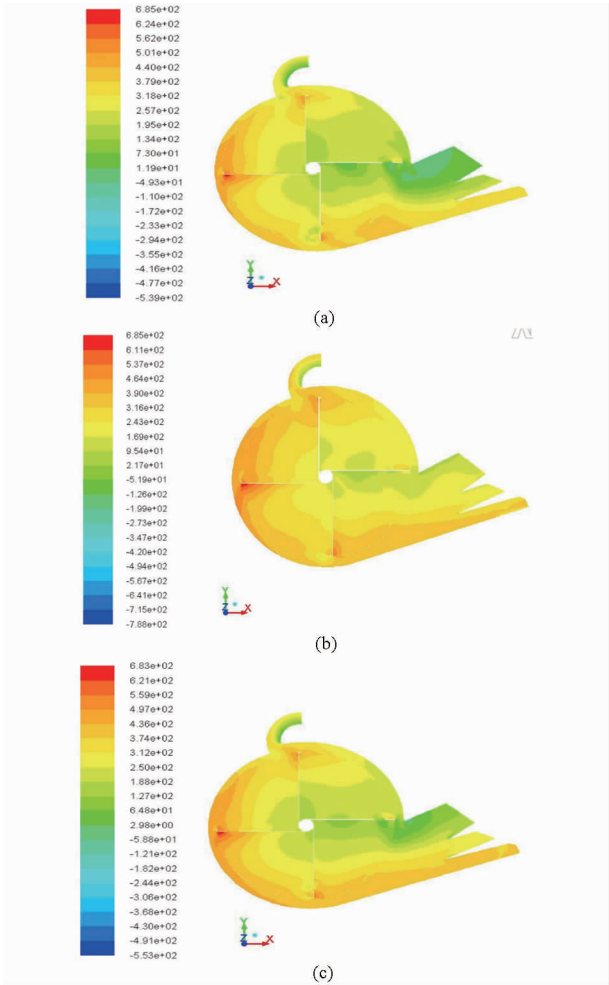


图 9 不同进风口直径条件下 Z = -100 mm 截面处风机总压分布

Fig.9 Total pressure distribution of fan in Z = -100 mm plane under different air inlet diameters

(a) 进风口直径为 270 mm (b) 进风口直径为 310 mm
(c) 进风口直径为 350 mm

3.3 分风板角度变化对风机内部流场的影响

3.3.1 风机内部速度场分析

在风机转速为 880 r/min,进风口直径为 310 mm 条件下,图 11b、11c 分别表示上分风板逆时针旋转 20°和上、下分风板同时逆时针旋转 20°时,风机内部流场的分布。

由图 11b 可得出,上出风量为 0.57 kg/s,风口风速在 10 ~ 21.6 m/s 之间,下出风口Ⅰ风量为 0.49 kg/s,风速在 10 ~ 16.7 m/s 之间;下出风口Ⅱ和Ⅲ风量分别为 0.81 kg/s 和 0.52 kg/s,流速分别在 8.35 ~ 21.7 m/s 和 11.7 ~ 25.0 m/s 之间。对比图 11a 与 11b 可看出,上出风口和下出风口Ⅲ的风量变化不大,但下出风口Ⅰ的风量减小了 0.13 kg/s,下出风口Ⅱ的风量增大了 0.23 kg/s,风速都变化不大,其原因是上分风板旋转后使得下出风口Ⅰ面积减小而下出风口Ⅱ的面积相应变大。

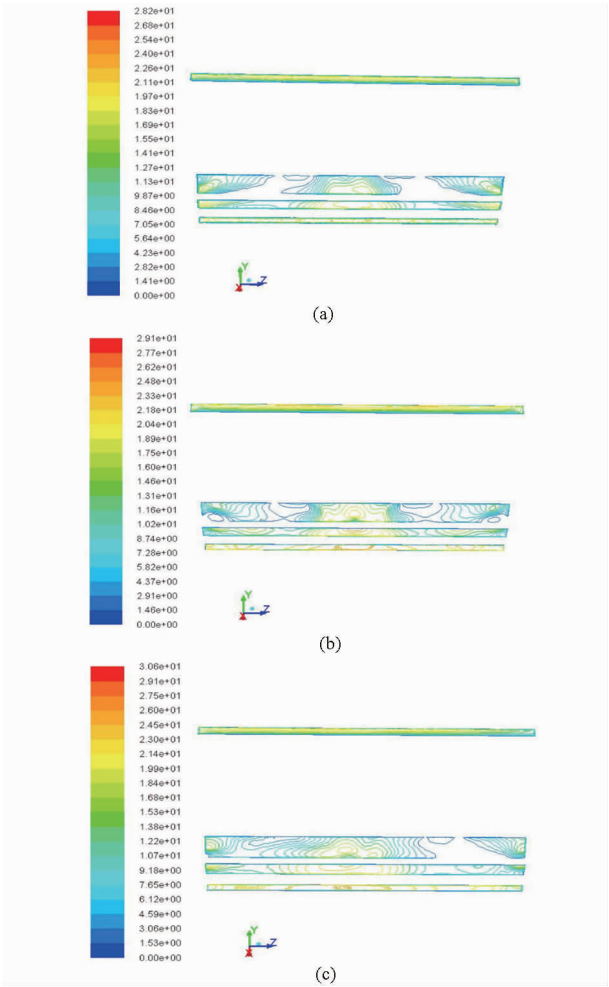


图 10 不同进风口尺寸下各出风口风速等势线

Fig. 10 Isotach of four air outlet under different air inlet diameters

(a) 进风口直径为 270 mm (b) 进风口直径为 310 mm
(c) 进风口直径为 350 mm

从图 11c 中可以得出,上出风量为 0.57 kg/s, 风口气速在 9.3 ~ 20.4 m/s 之间,下出风口 I 风量为 0.43 kg/s,风速在 9.3 ~ 16.7 m/s 之间;下出风口 II 和 III 风量分别为 0.35 kg/s 和 1.07 kg/s,流速分别在 16.7 ~ 22.3 m/s 和 5.61 ~ 22.3 m/s 之间。

从图 11b 与 11c 可看出,上出风口及下出风口 I 的风量和风速变化不大,但下出风口 II 风量减小了 0.38 kg/s,同时下出风口 III 风量增大了 0.55 kg/s,且最小风速有所减小。

上、下分风板角度的变化改变了出风口的方向,同时使得下出风口的风速和风量发生了较大变化,但对上出风口的预清选作用影响不大。因此,实际作业中可根据筛面上物料成分及空气动力学特性的变化,选择合适的分风板角度,提高清选效率和质量。

3.3.2 风机内部压力场分析

不同的分风板角度条件下, $Z = -100\text{ mm}$ 截面处风机内部压力分布如图 12 所示。

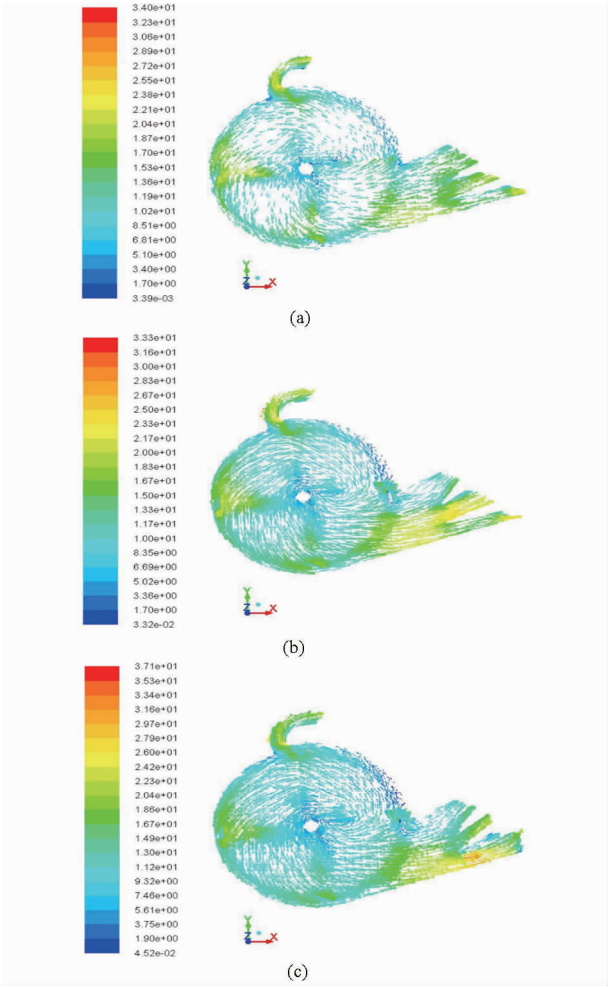


图 11 不同分风板角度下风机速度矢量图

Fig. 11 Flow velocity vector diagram of fan under different separating board angles

(a) 不改变分风板角度 (b) 上分风板逆时针旋转 20°
(c) 上、下分风板同时逆时针旋转 20°

从图 12 可以看出,分风板角度的改变对风机内部压力场及最大压力和上出风口压力几乎无影响,但 3 个下出风口处压力变化较大。

对比图 12a 与 12b 可以看出,上分风板逆时针旋转 20°后,使得下出风口 I 和下出风口 II 的压力有所减小。对比图 12b 与 12c 可以看出,上下分风板同时逆时针旋转 20°后,下出风口 II 压力增加,而下出风口 III 压力减小。在实际作业中调节上下分风板角度,分别会影响到气流在筛面中部和尾部的压力、风速和风量,从而对清选效果产生影响^[16-17]。

3.3.3 出风口速度等势线分析

不同分风板角度条件下,风机各出风口速度等势线分布如图 13 所示。

由图 13 可以看出,分风板角度改变时,上出风口速度等势线分布几乎没有变化,横向气流比较均匀,基本成层状分布;下出风口的 3 个风道横向气流分布变化不大。

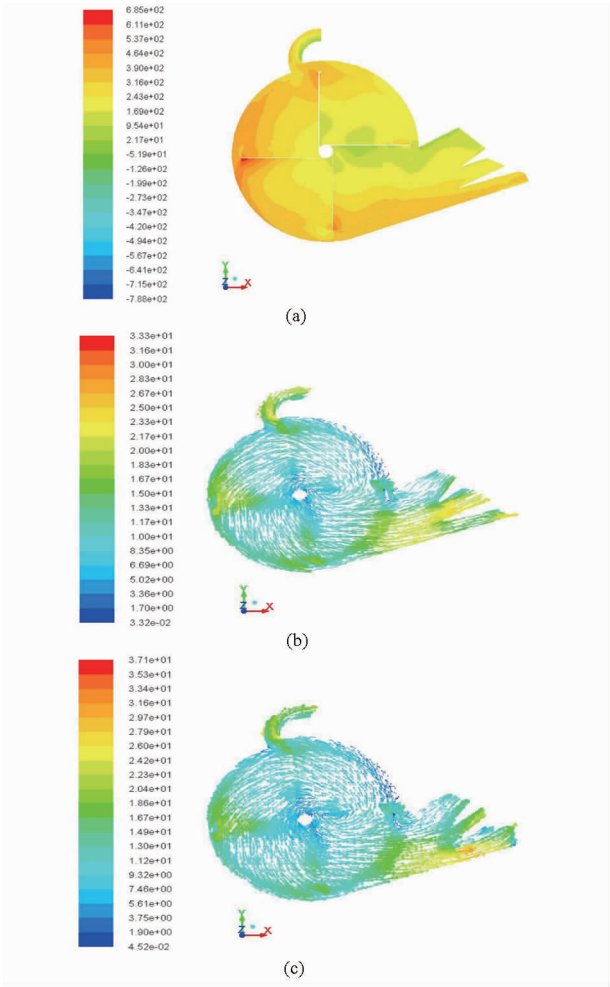


图 12 不同分风板角度下 $Z = -100\text{ mm}$ 截面处
风机总压分布

Fig. 12 Total pressure distribution of fan in $Z = -100\text{ mm}$
plane under different separating board angles

(a) 不改变分风板角度 (b) 上分风板逆时针旋转 20°
(c) 上、下分风板同时逆时针旋转 20°

4 结 论

(1) 双出风口多风道离心风机内部流场分布规律大致相同:上出风口和叶轮外边缘处气流速度较大,叶轮流道的压力沿径向逐步增大,下出风口 I、II、III 的气流速度逐步增大,风速衰减距离增加,有利于气流覆盖整个筛面;上出风口处横向气流基本成层状分布,下出风口的 3 个风道横向气流呈中间高两边低的对称分布,存在明显的边界效应。

(2) 风机转速由 880 r/min 增加到 $1\,250\text{ r/min}$ 时,上出风口、下出风口 I、II 和 III 的风速不断提高,下出风口 I 风量比较稳定,上出风口、下出风口 II 和下出风口 III 风量分别由 0.57 、 0.58 、 0.51 kg/s 提高到 0.71 、 0.64 、 0.61 kg/s 。同时,风机内部最大压力由 880 r/min 时的 685 Pa 增加到 $1\,250\text{ r/min}$ 时的 $1\,190\text{ Pa}$ 。

(3) 各出风口的风量及风速最大值随进风口直径

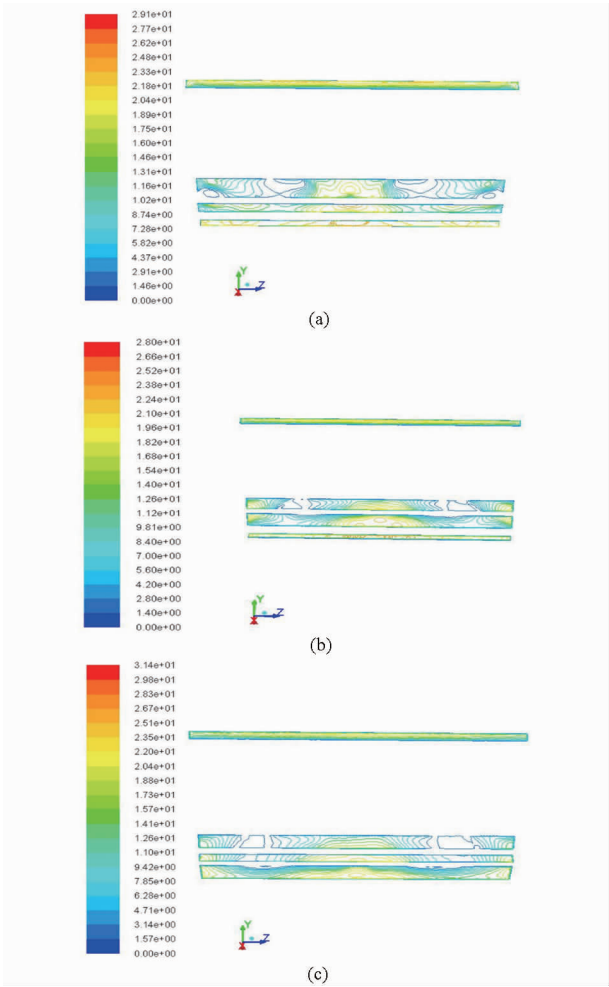


图 13 不同分风板角度下各出风口速度等势线

Fig. 13 Isotach of four air outlet under different
separating board angles

(a) 不改变分风板角度 (b) 上分风板逆时针旋转 20°
(c) 上、下分风板同时逆时针旋转 20°

减小(或增加)而减小(或增加),其中当进风口直径由 270 mm 增加到 350 mm 时,下出风口 I 的风量及风速最大值变化最显著,分别由 0.56 kg/s 、 10.4 m/s 增加为 0.74 kg/s 、 17.9 m/s 。各出风口中,下出风口 III 的压力最大,而下出风口 I 压力最小。减小进风口直径,使得在各出风口处的压力降低,增大进风口直径使得在各出风口处的压力小幅增大,其中,下出风口 I 变化最显著。

(4) 上、下分风板角度的改变使下出风口的风速和风量发生了较大变化,上分风板逆时针旋转 20° 后,下出风口 I 的风量减小了 0.13 kg/s ,下出风口 II 的风量增大了 0.23 kg/s ,同时下出风口 I 和下出风口 II 的压力有所减小;上、下分风板同时逆时针旋转 20° 后,下出风口 II 风量减小了 0.38 kg/s 、出口压力增加,而下出风口 III 风量增大了 0.55 kg/s 、出口压力减小。实际作业中调节上下分风板角度,分别会影响到气流在筛面中部和尾部的压力、风速和风量,从而对清选效果产生影响。

参 考 文 献

1 刘艳艳. 风筛式清选装置中离心风机的试验研究及仿真分析[D]. 镇江:江苏大学,2009.
Liu Yanyan. Experimental research and simulation analysis of centrifugal fan in air and screen cleaning device[D]. Zhenjiang: Jiangsu University,2009. (in Chinese)

2 申德超. 离心风机双出风道清选装置及其应用[J]. 佳木斯大学学报,1999,3(1):20-22.
Sheng Dechao. A cleaner with double channel of a centrifugal fan and its application[J]. Journal of Jiamusi University, 1999, 3(1):20-22. (in Chinese)

3 李红昌. 风筛式清选装置理论及试验研究[D]. 镇江:江苏大学,2011.
Li Hongchang. Theoretical and experimental study on air-and-screen cleaning unit [D]. Zhenjiang: Jiangsu University,2011. (in Chinese)

4 John Deere Company. Operator's manual: 3518 [M]. Illinois:John Deere Company Press,2009.

5 李景银,田华,牛子宁. 叶片开缝的离心风机流场研究[J]. 工程热物理学报,2009,30(12):2028-2030.
Li Jingyin,Tian Hua,Niu Zining. Study on the flow fields in a centrifugal fan with slots along the blade ends[J]. Journal of Engineering Thermophysics,2009,30(12): 2028-2030. (in Chinese)

6 吕峰,牛子宁,李景银. 离心风机蜗壳内部流动研究[J]. 流体机械,2009,37(6):14-19.
Lü Feng,Niu Zining,Li Jingyin. Study of the flow in the volute of centrifugal fan[J]. Fluid Machinery,2009,37(6): 14-19. (in Chinese)

7 陈慎宇,眭曦,王灿星. 离心式通风机内部流场的数值模拟[J]. 流体机械,2007,35(9):22-25.
Chen Shenyu, Gui Xi,Wang Canxing. Three-dimensional numerical simulation of the internal flow in the centrifugal fan[J]. Fluid Machinery,2007,35(9):22-25. (in Chinese)

8 徐长植,毛义军. 离心通风机整机三维流场的数值模拟[J]. 风机技术,2005,5(2):1-4.
Xu Changzhi,Mao Yijun. Numerical simulation of the whole three-dimensional flow field in centrifugal fan[J]. Fan Technology, 2005,5(2): 1-4. (in Chinese)

9 刘强,王发展,孙大洪,等. 离心风机内部流场研究的现状与展望[J]. 矿山机械,2010,38(13):33-34.
Liu Qiang,Wang Fazhan,Sun Dahong, et al. Study progress and prospect of inner flow fields of centrifugal fans[J]. Mining Machinery,2010,38(13): 33-34. (in Chinese)

10 刘瑞韬,徐忠. 离心叶轮机内部流动的研究进展[J]. 力学进展,2003,33(4):518-532.
Liu Ruitao, Xu Zhong. Research progress of the internal flow in centrifugal impeller[J]. Mechanics Progress,2003,33(4): 518-532. (in Chinese)

11 邵卫,李意民,贾利红. 离心风机内部流场模拟[J]. 煤矿机械,2006,27(7):47-49.
Shao Wei, Li Yimin,Jia Lihong. Numerical simulation of internal flow in centrifugal fan[J]. Coal Mine Machinery, 2006,27(7): 47-49. (in Chinese)

12 张吉礼,马良栋,任晓东. Ghost 离心叶轮内部湍流流动数值模拟[J]. 流体机械,2009,37(3):19-23.
Zhang Jili, Ma Liangdong, Ren Xiaodong. Numerical simulation of internal turbulent flow in Ghost centrifugal impeller[J]. Fluid Machinery,2009,37(3): 19-23. (in Chinese)

13 丁问司,何祥滨. 吸粮机三级离心风机内部流场的数值模拟[J]. 农业工程学报,2011,27(11):78-84.
Ding Wensi, He Xiangbin. Numerical simulation of internal flow field in three-stage centrifugal fan of grain sucker[J]. Transactions of the CSAE,2011,27(11):78-84. (in Chinese)

14 续魁昌. 风机手册[M]. 北京:机械工业出版社,2003.

15 武晓刚,王家楣,姜丙坤. 离心风机内部流场三维数值模拟[J]. 平顶山工学院学报,2006,3(2):22-24.
Wu Xiaogang, Wang Jiamei, Jiang Bingkun. Numerical simulation of three-dimensional flow field of centrifugal fan[J]. Journal of Pingdingshan Institute of Technology,2006,3(2):22-24. (in Chinese)

16 段江南,蔡兆麟. 离心通风机内部流场模拟中的几何建模[J]. 风机技术,2001(6):38-42.
Duan Jiangnan,Cai Zhaolin. Geometrical modeling for simulating the internal flow of centrifugal fan[J]. Compressor Blower & Fan Technology,2001(6): 38-42. (in Chinese)

17 朱成云,周宏平,茹煜,等. 基于 CFD 的专用离心风机内部流场特性[J]. 农业工程, 2013,3(2):56-60.

18 宋建军,刘宜宾,马文星,等. 抛雪离心风机内流场数值模拟及其结构参数优化[J]. 农业工程,2011,1(3):83-87.

19 李骅,张美娜,尹文庆,等. 基于 CFD 的风筛式清选装置气流场优化[J]. 农业机械学报,2013,44(增刊2):12-16.
Li Hua, Zhang Meina, Yin Wenqing, et al. Optimization of airflow field on air and screen cleaning device based on CFD[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(Supp.2):12-16. (in Chinese)

20 李慧,祁力钧,王沛. 悬挂式常温烟雾机气流场与雾滴沉积三维模拟与试验[J]. 农业机械学报,2014,45(4):103-109.
Li Hui, Qi Lijun, Wang Pei. Numerical simulation based on CFD DEM and experiment of grain moving laws in inertia separation chamber[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014,45(4):103-109. (in Chinese)

Numerical Simulation of Internal Flow Field in Centrifugal Fan with Double Outlet and Multi-duct

Xu Lizhang Yu Lijuan Li Yaoming Ma Zheng Wang Chenghong
(Key Laboratory of Modern Agricultural Equipment and Technology, Ministry of Education, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: Centrifugal fan is one of the important parts of the combine harvester, and study on its internal flow field distribution is of great importance for the structural design of the fan. Single duct centrifugal fan is commonly used in air-and-screen cleaning device of the existing full-feed rice combine. And it has the problems of unstable internal flow field, uneven outlet velocity and fast wind speed attenuation. In order to solve those problems, the channel model of the fan was established by using Solidworks software. Meshing it with ICEM software and simulating it in Fluent software, the internal flow field in centrifugal fan was simulated. The results showed that the wind speed at upper outlet and external rim of impeller was larger, and the pressure of impeller runner increased along radial direction. The wind speed of lower outlet I and II and III increased successively, and the decline rate decreased, which was useful for the air flow covering the whole sifter. Transverse air flow was nearly layered distribution on the upper outlet. Transverse air flow of middle outlet among three lower outlets was the largest, and that of other two outlets were symmetric. Maximum value of wind speed, air quantity and pressure of upper outlet and lower outlet II and III increased with fan speed increasing. Maximum value of each outlet's air quantity and wind speed decreased with inlet diameter decreasing and the change of lower outlet I was more obvious. Variation of upper and lower separating board angle had a great change on wind speed and air quantity of lower outlet. The research of this paper provides basis for designing double outlet and multi-duct centrifugal fan.

Key words: Centrifugal fan Double outlet Multi-duct Internal flow field Numerical simulation

(上接第 91 页)

Fuzzy Adaptive Control System of Forward Speed for Combine Harvester Based on Model Reference

Chen Jin¹ Ning Xiaobo¹ Li Yaoming² Yang Guangjin¹ Wu Pei¹
(1. School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China
2. Key Laboratory of Modern Agricultural Equipment and Technology, Ministry of Education, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: Taking a tangential-axial combine harvester as a research object, a fuzzy adaptive control system of forward speed based on model reference was put forward, and the multivariate fusion reference models under adaptive control and the fuzzy control rules were established. Then, the control device of forward speed for the combine harvester was developed, and the field harvesting tests of rice were made to verify the feasibility of the device. The results proved that the model reference fuzzy adaptive control system could implement the adaptive control function of the forward speed for the combine harvester compared with the ordinary fuzzy control system, which effectively reduced the labor strength and increased the harvesting efficiency.

Key words: Combine harvester Forward speed Model reference Fuzzy adaptive control