

طراحی و ساخت خرمکوب سر تغذیه خودکار برنج و ارزیابی واحد کوبش آن

تیمور توکلی هاشجین^۱، عزت‌ا... عسکری اصلی‌ارده^۲، سعید مینایی^۱ و محمدرضا علیزاده^۳

^۱دانشیار و استادیار دانشگاه تربیت مدرس؛ ^۲استادیار دانشگاه محقق اردبیلی، ^۳عضو هیأت علمی مؤسسه تحقیقات برنج کشور

تاریخ دریافت: ۸۱/۲/۱۷؛ تاریخ پذیرش: ۸۴/۱۰/۲۸

چکیده

عملیات لازم برای تولید محصول برنج نسبت به سایر محصولات کشاورزی از قبیل گندم، جو، ذرت و غیره، احتیاج به توان مکانیکی و نیروی انسانی زیادی دارد و در کشور اکثراً با نیروی کارگری انجام می‌گیرد. در این تحقیق هدف طراحی، ساخت و آزمایش یک دستگاه خرمکوب از نوع سر تغذیه جدید با ظرفیت کوبش نسبتاً زیاد و با قابلیت کوبش محصول تازه درو شده به کمک سیستم تغذیه مکانیکی بوده است. در مرحله آزمایش و ارزیابی دستگاه، عوامل مؤثر بر توان مورد نیاز و تلفات کوبش دستگاه یعنی سرعت دورانی کوبنده، میزان تغذیه و طول مؤثر کوبش محصول برای دو رقم برنج (بینام و ۵۰۷) با شرایط رطوبتی متفاوت، مورد بررسی و تحلیل قرار گرفت. نتایج آزمایش نشان داد که ظرفیت دستگاه بیش از دو تن شالی در ساعت و تلفات کوبش ناچیز بوده و بیشترین توان مورد نیاز واحدهای کوبش و تغذیه به ترتیب ۲۱۲۰ وات (رقم بینام) و ۲۲۳ وات (رقم ۵۰۷) می‌باشد. تأثیر عوامل مستقل مذکور بر توان مصرفی واحد کوبش و تلفات کوبش معنی‌دار بوده است (سطح ۱ درصد). فقط اثر سرعت دورانی کوبنده بر روی توان مورد نیاز واحد تغذیه معنی‌دار نبوده است (دانکن ۵ درصد).

واژه‌های کلیدی: برنج، خرمکوب، سر تغذیه، تلفات، توان مورد نیاز

مقدمه

انجام مرحله کوبش برنج در اکثر نقاط کشور با استفاده از خرمکوب‌های دستی^۱ یا با بعضی از کمباین‌های ساخته شده در کشور که اکثراً برای کوبش گندم و جو طراحی و تنظیم شده‌اند، انجام می‌گیرد. خرمکوب‌های دستی دارای ظرفیت کمی هستند و قابلیت کوبش محصول تازه درو شده و مرطوب را ندارد. ایمنی کاربر در این خرمکوب‌ها در نظر گرفته نشده و نیاز به نیروی انسانی ماهر و قوی دارند. تلفات کل کمباین‌های

مذکور در کوبش محصول برنج (مخصوصاً مرطوب) بالا است.

برای بهبود انجام این مرحله و رفع مشکلات مذکور، نیاز به اجرای طرح‌های مختلف کاربری است. در این تحقیق عوامل مؤثر بر توان مورد نیاز و تلفات کوبش، شامل سرعت دورانی کوبنده، میزان تغذیه و طول مؤثر کوبش، برای دو رقم محصول برنج (بینام و ۵۰۷)، پس از طراحی و ساخت دستگاه خرمکوب سر تغذیه خودکار (دارای سیستم تغذیه مکانیکی^۲) با ظرفیت بیشتر و ساختمانی کامل‌تر از مدل اولیه (عسکری اصلی‌ارده، ۱۳۷۴)، مورد آزمایش و تجزیه و تحلیل قرار می‌گیرد.

۱- خرمکوب‌هایی که در آنها تغذیه محصول به داخل کوبش به

وسیله کاربر انجام می‌شود.

ازاکی (۱۹۷۳) پس از آزمایش و ارزیابی کمباین ژاپنی (نوع سرتغذیه) گزارش کرده است که در تغییر سرعت خطی کوبنده از ۱۱ تا ۱۹ متر بر ثانیه (با قطرهای کوبنده ۴۰۰، ۵۲۰ و ۶۰۰ میلی‌متر)، مناسب‌ترین سرعت خطی کوبنده 15 m/s است (در رطوبت دانه ۲۵ درصد) و برای کوبنده‌ای با عرض ۰/۵ متر و با سرعت خطی ۱۵ متر بر ثانیه تعداد ۴۵ دندانه مفایت می‌کند. هنگامی که سرعت زنجیر تغذیه به ۰/۶ متر بر ثانیه افزایش یابد، کوبنده‌ای با ۶۵ دندانه قابلیت کوبش مطلوبی دارد. در آزمایش کوبنده‌ای با سرعت ۱۵ متر بر ثانیه و با قطرهای ۴۰۰، ۵۲۰ و ۶۰۰ میلی‌متر، تفاوت کمی را در میزان توان مورد نیاز مشاهده کرد ولی دریافت که در کوبنده کوچک‌تر عمل تغذیه به سختی انجام می‌گیرد و نتیجه گرفت که کوبنده به قطر ۵۲۰ میلی‌متر مناسب‌تر است. دات و آناملای (۱۹۹۱) پس از طراحی و ساخت خرمنکوبی برای کوبش محصول برنج با ظرفیت کوبش ۶۰۰ الی ۸۰۰ کیلوگرم دانه شلتوک بر ساعت و با سرعت خطی کوبنده معادل $17/2 \text{ m/s}$ ، به این نتیجه رسیدند که قدرت مورد نیاز دستگاه (۶hp)، بازده پاک‌کنندگی (۹۸ درصد)، ظرفیت کوبش ۶۴۰ کیلوگرم دانه شلتوک بر ساعت. دارای قابلیت کوبش محصول مرطوب و بازده کوبش ۹۹/۹۸ درصد می‌باشد. در طرح خرمنکوب مذکور، فاصله کوبنده از ضد کوبنده در جلو ۵ mm و در عقب واحد کوبش ۲۱ mm بوده است. هاریسون (۱۹۹۱) توان مورد نیاز و تلفات کوبش یک کمباین جریان محوری^۱ را مورد بررسی قرار داده است. عوامل مستقل مورد آزمایش سرعت کوبنده (۸۰۰ و 1000 rpm)، میزان تغذیه (۱۰ و 15 t/h) و فاصله کوبنده از ضد کوبنده (۷ و 15 mm) بوده است. پس از آزمایش‌ها، جمع‌آوری داده‌ها و تجزیه و تحلیل بر روی داده‌ها به این نتیجه رسید که اثرات عوامل مذکور بر توان مورد نیاز واحد کوبش بسیار معنی‌دار (سطح احتمال ۰/۵ درصد) بوده است. عامل مستقل فاصله کوبنده از ضد کوبنده بر تلفات کوبش اثر معنی‌داری نداشته ولی سرعت

دورانی کوبنده و میزان تغذیه (در سطح احتمال ۰/۵ درصد) بر عامل وابسته یعنی تلفات کوبش اثر معنی‌داری داشته است. گامرت و همکاران (۱۹۹۰) در بررسی بر روی عملکرد خرمنکوب جریان محوری $IRRI^2$ دریافتند که این نوع دستگاه برای کوبش محصول مرطوب قابل استفاده است به شرطی که عمل کوبش بلافاصله بعد از برداشت انجام گیرد و مناسب‌ترین سرعت کوبنده ۱۴ الی ۱۵ متر بر ثانیه است و افزایش میزان تغذیه محصول، تلفات و قدرت مورد نیاز دستگاه را زیاد می‌کند. اوگونلو و ادسوی (۱۹۹۹) ماشینی را با ظرفیت 1000 kg/h به منظور جدا کردن دانه شلتوک و نیز برنج سفید از مواد به غیر از دانه شامل کاه و سنگریزه طراحی کردند. سرعت حد دانه شلتوک $5/36 \text{ m/s}$ ، زاویه شیب سینی جمع‌کننده دانه $36/5^\circ$ و زاویه جهت جریان هوا نسبت به افق برابر 45° ، عواملی بودند که در طراحی دستگاه در نظر گرفته شده است. پس از آزمایش دستگاه با تهیه ترکیبات معین و مختلفی از دانه، کاه و سنگریزه، مناسب‌ترین سرعت هوا برای پاک کردن $5/37 \text{ m/s}$ ، تلفات شلتوک و برنج سفید به ترتیب در الک‌ها ۲/۹۹ و ۱۸/۸۱ درصد و بازده جداسازی کل دستگاه به ترتیب ۹۷ و ۸۲ درصد بوده است. عسکری اصلی ارده (۱۳۷۶)، یک واحد کوبش سرتغذیه (با تغذیه مکانیکی) را براساس ظرفیت کوبش 300 kg/h دانه شلتوک طراحی و ساخته است. در طراحی این دستگاه، نیروی پیوستگی دانه بر روی خوشه برنج براساس اندازه‌گیری محقق دیگر (لی و ها، ۱۹۸۴)، $2N$ در نظر گرفته شده است. عسکری اصلی ارده (۱۳۸۳) با محاسبه جرم حجمی، حجم، فاکتور شکل، ضریب کشش و عدد رینولدز یک دانه برنج (رقم بینام) و در رطوبت دانه ۱۵/۹۷ درصد، سرعت حد دانه را وقتی که هوا تحت زاویه ۴۵ درجه به توده‌ای از دانه که با شیب ۳۸ درجه تحت نیروی وزن حرکت می‌کند، $6/82 \text{ m/s}$ تعیین کرده است.

طراحی واحد کوبش: واحد کوبش از کوبنده حاوی دندان‌های کوبش، تغذیه^۱ و ضد کوبنده تشکیل شده است. پارامترهای مهم این واحد شامل قطر کوبنده، سرعت خطی کوبنده، نوع و تعداد دندان‌های کوبش و فاصله کوبنده از ضد کوبنده می‌باشد که به اختصار به تعیین و محاسبه هر کدام خواهیم پرداخت.

قطر کوبنده: قطر کوبنده هر چقدر بیشتر باشد، سرعت خطی و اینرسی دورانی کوبنده بیشتر و در نتیجه تغییرات سرعت آن در هنگام تغییر میزان تغذیه، جزئی خواهد بود. در واحدهای کوبش سر تغذیه، قطر بیشتر کوبنده انکان افزایش طول مؤثر کوبش ساقه‌های محصول را فراهم می‌کند و مهمتر این که تغییر شکل ایجاد شده بر روی ساقه‌های محصول یا به عبارت دیگر وجود مواد به غیر از دانه در مخلوط دانه و گاه کاهش می‌یابد. ازاک (۱۹۷۳) مناسب‌ترین قطر کوبنده را در خرم‌نکوب برنج از بین کوبنده‌های به قطر ۴۰۰، ۵۲۰ و ۶۰۰ میلی‌متری، معادل ۵۲۰ میلی‌متر گزارش کرده است. آرنولد و لیک (۱۹۴۶) گزارش کرده‌اند که هر گاه قطر کوبنده از ۳۰۰ میلی‌متر به ۵۲۵ میلی‌متر افزایش یابد، توان مصرفی کاهش یافته و افزایش بیشتر آن مزایایی را شامل نمی‌شود. نظر به نوع واحد کوبش در این طرح و نتایج ذکر شده، قطر کوبنده ۵۰۰ میلی‌متر در نظر گرفته شده است.

از بررسی این مقالات چنین استنباط می‌شود که تحقیقات در مورد خرم‌نکوب‌ها و فرآیند کوبش از اهمیت خاصی برخوردار است و به‌طور موردی، کاربردی و متناسب با شرایط منطقه انجام شده‌اند.

اهداف کلی این طرح عبارتند از:

۱- طراحی و ساخت خرم‌نکوبی که دارای ظرفیت کوبش (دانه) بیشتری (700 kg/h) نسبت به خرم‌نکوب‌های موجود باشد، قابلیت کوبش محصول تازه درو شده را داشته باشد، کاربرد در کار با آن از ایمنی کافی برخوردار بوده و برای تغذیه محصول از نیروی کاربرد کمترین استفاده به‌عمل آید.

۲- تعیین مناسب‌ترین سرعت دورانی کوبنده، میزان تغذیه و طول مؤثر کوبش در خرم‌نکوب طراحی و ساخته شده.

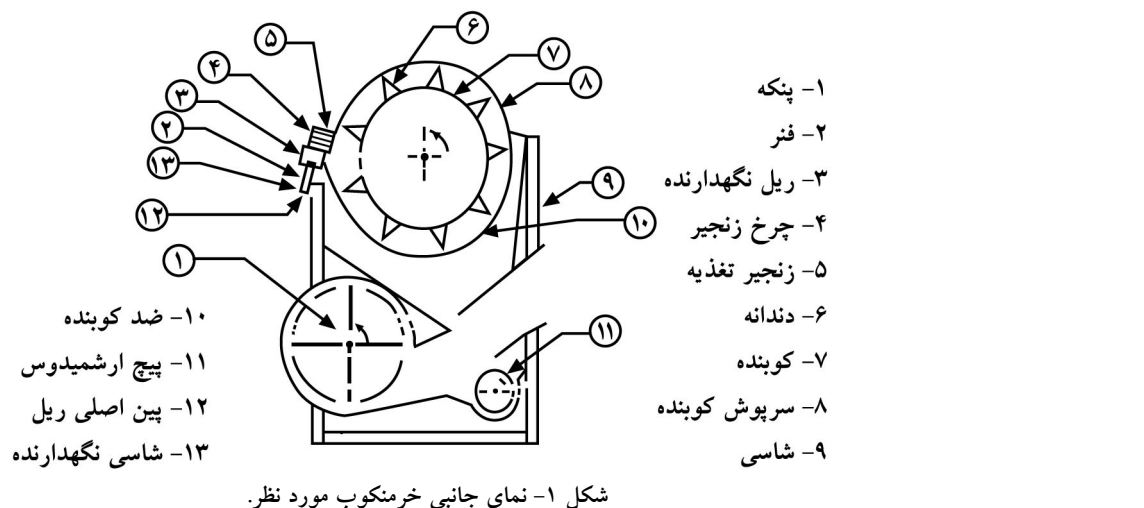
۳- بررسی توان مورد نیاز واحدهای کوبش، تغذیه و تلفات کوبش دستگاه برحسب عوامل مؤثر بر آنها.

مواد و روش‌ها

از آنجایی که در این طرح، هدف طراحی و ساخت یک دستگاه و سپس ارزیابی توان مورد نیاز و تلفات کوبش آن برحسب عوامل مستقل متغیر می‌باشد، لذا ابتدا به موضوع طراحی و ساخت و سپس به مواد و روش‌های لازم برای ارزیابی عوامل مذکور پرداخته می‌شود.

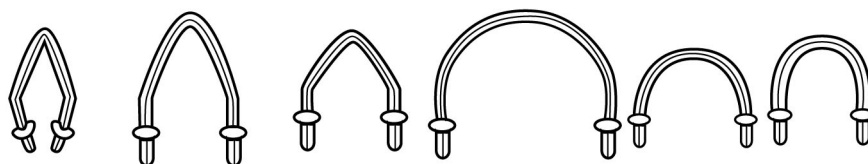
دستگاه خرم‌نکوب مورد نظر، ساخت و طراحی آن: دستگاه مورد نظر از بخش‌های اصلی شامل واحدهای کوبش، تغذیه، پاک‌کنندگی دانه و انتقال و جمع‌آوری دانه تشکیل شده است و به‌طور جداگانه به طراحی آن پرداخته می‌شود. نمای جانبی خرم‌نکوب مذکور در (شکل ۱) دیده می‌شود.

۱- لازم به توضیح است که دندان‌های تغذیه با پروفیل‌های خاص در ابتدای کوبند با ارتفاع‌های مختلف طوری قرار می‌گیرند که به تدریج ارتفاع آنها زیاد می‌شود و نقش آنها بیشتر هدایت خوشه‌ها به داخل واحد کوبش می‌باشد. دندان‌های کوبش با ارتفاع یکسان در بخش دیگر کوبنده قرار می‌گیرند و نقش آنها کوبش محصول می‌باشد.



واحدهای کوبش سر تغذیه) با ارتفاع مختلف در ابتدای بخش کوبنده استفاده شده است (شکل ۲).

به منظور کوبش تدریجی و یکنواخت محصول در طول کوبنده، از چهار نوع دندانه U شکل (متداول در



شکل ۲- پروفیل دندانه‌های مورد استفاده روی کوبنده واحدهای کوبش سر تغذیه.

می‌شود. برای کوبنده‌ای به طول ۰/۵m و سرعت زنجیر ۰/۳ m/s، ۴۵ عدد توصیه می‌شود (ازاکی، ۱۹۷۳). در نتیجه برای کوبنده‌ای به طول ۰/۹۲۵m و سرعت زنجیر ۰/۵۵ تقریباً ۹۰ عدد دندانه در روی کوبنده بکار برده شد. فاصله کوبنده از ضد کوبنده: به منظور امکان جریان سریع ساقه‌های محصول در واحد کوبش، از روش ماریچی (سه راهی) برای استقرار دندانه‌ها بر روی کوبنده استفاده شد و فاصله بین کوبنده و ضد کوبنده در خرمینکوب ساخت دات و آنا مالای (۱۹۹۱)، در ابتدای کوبنده ۲۱ میلی‌متر و در انتهای آن ۵ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. هاریسون (۱۹۹۱) برای بررسی فاصله کوبنده از ضد کوبنده بر روی توان مورد نیاز و تلفات کوبش از سطوح ۷ و ۱۵mm استفاده کرده است. سینگهال و درستیم (۱۹۸۴) در آزمایش خرمینکوب با محصول برنج، فاصله کوبنده از ضد کوبنده را ۱۲

سرعت خطی کوبنده: یکی از پارامترهای مهم و مؤثر در تلفات کل واحد کوبش خرمینکوب‌ها و کمباین‌ها به شمار می‌آید. از اکی (۱۹۷۳) سرعت خطی مناسب کوبنده را در کوبش محصول برنج ۱۵m/s ذکر کرده است. البته سرعت خطی کوبنده بستگی به رطوبت دانه دارد و باید زیر حد پوست کنی دانه باشد. سرعت‌های زیاد کوبنده موجب افزایش تلفات بی‌باری و لرزش دستگاه می‌شود (کلنین و همکاران، ۱۹۸۵). در طراحی واحد کوبش مورد نظر و برای پرهیز از افزایش تلفات کوبش (صدمه زدن دانه) و امکان بکارگیری دستگاه برای محصول مرطوب، سرعت خطی کوبنده ۱۱ m/s در نظر گرفته شد.

نوع و تعداد دندانه‌های کوبش: ظرفیت کوبش واحد کوبش بستگی به تعداد دانه‌های کوبنده دارد. برای سهولت حرکت محوری مواد در داخل واحد کوبش و آسیب ندیدن ساقه‌های برنج از دندانه‌های V شکل استفاده

اختیار کرده است. مقدار آن در کمباین‌های برنج ۱۰ الی ۱۵ میلی‌متر، در خرمنکوب‌های ساخت کارخانه اشتاد (T25, T30)، ۱۰ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. به منظور سهولت حرکت محوری ساقه‌ها در بین کوبنده و ضد کوبنده در طراحی و ساخت خرمنکوب مذکور این فاصله ۱۵ میلی‌متر در نظر گرفته شد.

محاسبه توان بیشینه واحد کوبش: در واحدهای کوبش از توان صرف جدا کردن دانه از خوشه و بخش دیگر صرف غلبه بر اصطکاک موجود بین محصول و اجزای کوبنده می‌شود. در طرح واحد کوبش سر تغذیه فقط خوشه‌های محصول وارد واحد کوبش می‌شوند و نقش ضربه در فرآیند کوبش مؤثرتر است. زیرا محصول نسبت به سرعت خطی کوبنده ثابت و طرح سیستم تغذیه و نحوه نگهداشتن ساقه‌های محصول توسط آن طوری است که ساقه‌ها نسبت به کوبنده متمایل می‌شوند و حرکت محوری (در امتداد محور کوبنده) دارند. از این رو نیروی فشاری وارد بر کوبنده و ضد کوبنده از طرف محصول و در نتیجه نیروی اصطکاک در واحد کوبش ناچیز می‌باشد. بنا به تحقیقات عسکری اصلی ارده (۱۳۸۳) در مورد نیروی کوبش (یا نیروی پیوستگی دانه روی خوشه) ارقام متداول برنج در استان گیلان، بیشترین مقدار نیروی مذکور به رقم بینام اختصاص داشته و مقدار آن $1/62 \text{ N}$ بوده است. با توجه به وزن هزار دانه برنج (رقم بینام) ۲۵ گرم، ظرفیت کوبش مورد نیاز 700 kg/h و حداکثر نیروی کششی لازم برای جدا کردن یک دانه از خوشه $1/62$ نیوتن، نیروی وارده (با لحاظ کردن واحد زمان)، $12600/00 \text{ N}$ تعیین می‌شود. با ضرب کردن این مقدار در شعاع استوانه کوبنده ($0/25 \text{ m}$)، توان مورد نیاز $3150/48 \text{ hp}$ (۴/۲۲) به دست می‌آید.

محاسبه توان مور نیاز واحد تغذیه: واحد تغذیه از دو بخش اصلی شامل سیستم رانش زنجیری و مجموعه ریل نگهدارنده تشکیل شده است. این واحد مشابه واحد تغذیه دستگاه قبلی (عسکری اصلی ارده، ۱۳۷۴) طراحی شده است. متنها به خاطر افزایش طول کوبنده، تعداد

بخش‌های ریل نگهدارنده به ۸ عدد افزایش یافت. با تقسیم کل توان به دست آمده در واحد کوبش ($3150/48 \text{ W}$) بر سرعت خطی کوبنده (11 m/s)، نیروی وارد بر کوبنده یا ساقه‌های محصول ($286/40 \text{ N}$) به دست می‌آید. حداقل همین مقدار به صورت نیروی اصطکاک باید از طرف فنرهای ریل ایجاد شود تا از فرار ساقه‌ها به داخل واحد کوبش جلوگیری گردد. نیروی کششی وارد بر زنجیر معادل نیروی اصطکاک مذکور است. در نتیجه با ضرب کردن مقدار این نیرو در سرعت خطی زنجیر $0/55 \text{ m/s}$ ، توان مورد نیاز در واحد تغذیه معادل ($157/52 \text{ W}$) به دست می‌آید. با توجه به سرعت خطی زنجیر تغذیه و انتخاب چرخ زنجیری به قطر مؤثر 11 mm و سرعت دورانی کوبنده (420 rpm)، از یک جعبه دنده مارپیچی با نسب کاهش دوره ۵ به ۱ در انتهای محور کوبنده برای تحریک سیستم چرخ زنجیر استفاده شده است.

قطر محورهای چرخ زنجیر و کوبنده: گشتاور مقاوم وارد بر کوبنده از طرف محصول (T) با تقسیم کردن توان مورد نیاز واحد کوبش بر سرعت خطی کوبنده معادل ($N.m$) $286/40$ ، وزن کوبنده 500 N ، قطر محورهای چرخ زنجیر و کوبنده از فرمول زیر، به ترتیب ۱۱ و ۳۰ میلی‌متر محاسبه شده است (جنس محورها از فولاد St37 با استحکام تسلیم 2 N/mm 140 (S_y) و ضریب اطمینان $n=1/5$ اختیار شده است).

$$d = \left(\frac{32nT}{\pi S_y} \right)^{1/3} \quad (1)$$

واحد پاک‌کنندگی دانه: در این طرح، از پنکه باد به منظور جدا کردن شلتوک از مواد دیگر استفاده شد. پنکه باد در درون محفظه‌ای قرار می‌گیرد که روی آن سینی دانه تحت زاویه‌ای بیشتر از زاویه اصطکاک شلتوک (36°) یعنی 38° واقع می‌شود (اوگونلو و ادسویی، ۱۹۹۹).

سرعت حد شلتوک: یکی از پارامترهای مهم طراحی این واحد می‌باشد که برای رقم مورد آزمایش یعنی رقم بینام

و با استفاده از فرمول زیر برابر $6/64 \text{ m/s}$ و نیز عدد رینولدز آن 2×10^4 محاسبه شده است.

$$V_t = \left[\frac{\sqrt{2.m.g.(\rho - \rho_a)}}{\rho.\rho_A.AC_D} \right]^{1/2} \quad (2) \quad \text{که در آن:}$$

V_t = سرعت حد (نسبی) دانه (m/s)

m = جرم دانه (kg)

g = شتاب ثقل (m/s^2)

ρ_a, ρ = به ترتیب جرم حجمی دانه و جرم حجمی هوا (kg/m^3)

A = مقطعی از دانه که عمود بر جهت جریان هوا قرار می گیرد (m^2)

C_d = ضریب کشش (بدون بعد)

وجود ضریب $\sqrt{2}^2$ به خاطر جهت جریان هوا نسبت

به جهت حرکت دانه در فرمول اعمال شده است. سرعت

حد مطلق حرمت دانه $6/82 \text{ m/s}$ و در نتیجه سرعت

جریان هوا برای پاک کردن دانه $6/5 \text{ m/s}$ اختیار شده

است.

بده جریان هوا: مقطع هوای خروجی برای پاک کردن

ظرفیت حجمی تقریبی 700 kg/h شلتوک m^2/s

$0/6818$ در نظر گرفته شده است (اوگونلو و وادسویی،

۱۹۹۹). در این صورت بده جریان هوای لازم $0/44 \text{ m}^3/\text{s}$ به دست می آید.

فشار کل دمنده: فشار دینامیکی دمنده از روی سرعت

جریان هوا ($6/5 \text{ m/s}$) معادل $25/76 \text{ N/m}^2$ (in.w)

$0/105$ به دست می آید (فرانک و بلیسر، ۱۹۹۸). در نتیجه

فشار کل معادل $592/48 \text{ N/m}^2$ (in.w) تعیین

می شود.

توان مورد نیاز: توان مورد نیاز پنکه از حاصل ضرب

فشار کل هوا و بده و جیران هوا و نیز با توجه به بازده

مکانیکی فن های گریز از مرکز (۶۰ درصد)، معادل W

$447/60$ محاسبه شده است.

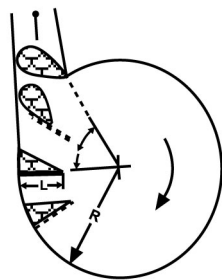
ابعاد پنکه باد: برای تعیین قطر پروانه و پهنای پره های آن

از فرمول های زیر استفاده شده است:

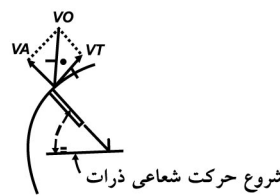
$$L = R \left(1 - \frac{1}{\cosh \theta} \right) \quad (3)$$

$$\tan \varphi = \frac{\text{Sinh} \theta}{\text{Cosh} \theta} \quad (4)$$

$$V_D = \frac{V_T}{\text{Cos} \varphi} \quad (5)$$



(الف)



(ب)

شکل ۳- الف - عمل تخلیه پره های دمنده ب - سرعت های پره دمنده.

Φ = زاویه بردار سرعت هوای خروجی (V_D) نسبت به

بردار سرعت مماسی نوک پره V_p ، (in)

ارتباط این عوامل در (شکل ۳) دیده می شود. ابتدا شعاع

نوک تیغه، $R=20 \text{ cm}$ و پهنای آن $L=10 \text{ cm}$ فرض

می شود. در این صورت با استفاده از روابط بالا $\theta=75^\circ$

که در این رابطه:

L = عرض پره (m)

R = شعاع نوک پره (m)

θ = زاویه تخلیه (rad)

و $\phi = 40/86$ به دست می آید. حال با استفاده از ابعاد مفروض، با کاربرد رابطه زیر توانایی پنکه باد را در سرعت خروجی $6/5 \text{ m/s}$ هوا امتحان می کنیم (کلنین و همکاران، ۱۹۸۵).

$$v = 2\pi r_2 B v_r \quad (6)$$

که در این رابطه:

$$v = \text{دبی حجمی هوای خروجی از پنکه (m}^3/\text{s)}$$

$$r_2 = \text{شعاع نوک پره (m)}$$

$$B = \text{پهنای پره (m)}$$

$$v_r = \text{سرعت هوا در جهت شعاع پره (m/s)}$$

$$(v_r = V_D \sin \phi = 6/5 \times \sin 40/89 = 4/25 \text{ m/s})$$

لازم به ذکر است که به منظور جدا شدن گاه از دانه، سرعت خروجی هوا قدری کمتر از سرعت حد دانه اختیار شده است. قبلاً دبی محاسبه شده معادل m^3/s $0/443$ ولی با ابعاد مفروض و کاربرد فرمول (۶) مقدار آن قدری بیشتر یعنی $0/535 \text{ m}^3/\text{s}$ به دست می آید. با قرار دادن مقدار $(v = 0/443 \text{ m}^3/\text{s})$ در فرمول (۶) و مقدار قبلی $(L = 10 \text{ cm})$ ، شعاع نوک پره $R = 166 \text{ mm}$ به دست می آید. در این صورت قطر خروجی پره 332 mm خواهد شد.

واحد جمع آوری و انتقال دانه: دانه‌ها پس از پاک شدن به داخل محفظه‌ای که در آن ماریچ جمع‌آوری دانه قرار دارد می‌ریزند. ابعاد و سرعت دورانی ماریچ طوری باید اختیار شود تا اولاً قابل تهیه در کشور باشد، ثانیاً قابلیت جمع‌آوری 700 kg/s شلتوک را داشته باشد. یکی از ماریچ‌های موجود و قابل تولید در کشور، دارای قطر خارجی 78 میلی‌متر، قطر داخلی 22 میلی‌متر و طول گام 50 میلی‌متر است. طول آن معادل عرض ضد کوبنده اختیار می‌گردد. با جاگذاری مقادیر معلوم در فرمول زیر، سرعت دورانی ماریچ $2/19 \text{ rpm}$ به دست می آید (استریوستاوا و همکاران، ۱۹۹۳).

$$\frac{Q_a}{\pi (d_{sf}^2 - d_{ff}^2) L_p n} = 432 \times 10^{-6} \left[2\pi m \sqrt{\frac{L_p}{g}} \right]^{0.44} \quad (7)$$

$$\left(\frac{L_i}{L_p} \right)^{-0.31} F_1(\theta)^{1.35} \mu_1^{-4.59} \mu_2^{-3.72}$$

که در آن:

$$Q_a = \text{ظرفیت عملی ماریچ (m}^3/\text{s)}$$

$$d_{sf} \text{ و } d_{ff} = \text{به ترتیب قطرهای خارجی و داخلی ماریچ (m)}$$

$$L_p = \text{طول گام ماریچ (m)}$$

$$n = \text{سرعت دورانی ماریچ (دور بر ثانیه)}$$

$$G = \text{شتاب ثقل (m/s}^2\text{)}$$

$$L_i = \text{طول بخش تغذیه (m)}$$

$$\theta = \text{زاویه تمایل ماریچ نسبت به افق (درجه)}$$

$$F_1(\theta) = 1 + \cos \theta$$

$$\mu_1 = \text{ضریب اصطکاک بین دانه و دانه}$$

$$\mu_2 = \text{ضریب اصطکاک بین دانه و سطح فلز}$$

μ_1 و μ_2 به ترتیب برای شلتوک $0/7$ و $0/4$ در نظر گرفته شده است (بیرکت و بولو، ۱۹۶۶). جرم حجمی شلتوک برابر با 576 kg/m^3 اختیار شده است (ویمبرلی، ۱۹۸۳).

توان مصرفی ماریچ: توان مورد نیاز یک ماریچ انتقال دانه شلتوک از روابط زیر به دست می آید (ویمبرلی، ۱۹۸۳):

$$H = L \frac{DS + QK}{10^6} \quad (8)$$

$$hp = \frac{H \times P}{0.85} \quad (9)$$

در این روابط:

$$L = \text{طول ماریچ (ft)}$$

$$D = \text{فاکتوری است که به نوع یاتاقان محور ماریچ بستگی دارد (برای بلبرینگ } D = 10)$$

$$S = \text{سرعت دورانی ماریچ (rpm)}$$

$$Q = \text{ظرفیت حجمی ماریچ (lb/h)}$$

$$K = \text{فاکتور مواد و برای شلتوک مقدار آن معادل ۴ است.}$$

مقدار P بستگی به H دارد به طوری که $H < 1$ ، آن گاه $P = 2$ و $1 < H < 2$ آنگاه $P = 1/5$ و اگر $4 < H < 2$ ، $P = 1/25$ و اگر $5 < H < 4$ آن گاه $P = 1/1$ و وقتی که $H > 5$ آن گاه $P = 1$ در نظر گرفته می‌شود. با استفاده از فرمول‌های بالا و شرایط معلوم مسئله توان مورد نیاز ماریچ برابر با $(15/8W)$ به دست آمده است.

مواد و تجهیزات دیگر لازم برای اندازه‌گیری توان مصرفی و تلفات کوبش دستگاه: برای انجام آزمایش‌ها، دستگاه در فصل برداشت به مؤسسه تحقیقات برنج کشور منتقل شد. از موتور تیلر برای تحریک کل دستگاه و از دو الکتروموتور سه فاز با توان‌های ۲۲۳۸ W و ۴۹۲ W، به‌ترتیب با سرعت دورانی ۱۴۳۰ و ۹۴۰ rpm برای تحریک مستقل واحد و واحد تغذیه استفاده به‌عمل آمد. دو آمپرسنج برای سنجش جریان الکتریکی مصرفی الکتروموتورها بکار برده شد. از تسمه و فلکه‌های مختلف و معین (محاسبه شده) برای تغییر و تنظیم سرعت محور چرخ زنجیر دور کوبنده استفاده شد. از واحد کوبش و واحد پاک‌کننده و خرمکوب (t30) ساخت کارخانه اشتاد، برای جداکردن دانه‌ها از خوشه و پاک کردن دانه‌ها استفاده شد. دو رقم برنج یکی بینام با رطوبت دانه ۱۵/۹۷ db درصد و دیگری رقم ۵۰۷ با رطوبت دانه ۲۱/۷۲ درصد، برای آزمایش دستگاه مورد استفاده قرار گرفت.

مواد و روش‌ها

در آزمایش مقدماتی دستگاه (شکل ۴) با سرعت کوبنده معادل ۴۲۰ rpm، ظرفیت کوبش تقریبی ۲ تن شلتوک بر ساعت برای محصول بینام (در شرایط تازه درو شده)، با بازده کوبش صد در صد و عدم وجود دانه‌های آسیب دیده در خروجی، به‌دست آمد. لذا برای پرهیز از هر گونه تلفات توان مکانیکی، تصمیم به کاهش سرعت

دورانی کوبنده گرفته شد. این عمل با استفاده از فلکه‌های مختلف انجام گرفت. در سرعت ۳۰۰rpm تلفات بسیار جزیی و در سرعت دورانی ۲۰۰ rpm تلفات کوبش قابل توجه بوده و در نتیجه برای آزمایش و ارزیابی دستگاه در شرایط مذکور، سطوح عامل سرعت دورانی ۳۰۰، ۲۰۰ و ۴۰۰rpm اختیار شد. سرعت خطی زنجیر تغذیه از ۰/۲ الی ۰/۹ متر بر ثانیه افزایش داده شد و مشاهده شد در حالی که سرعت زنجیر از ۰/۶ m/s فراتر می‌رود، هم هدایت ساقه توسط انسان دچار مشکل و بی‌نظم می‌شود و اپراتور فرصت کافی برای تغذیه کامل پیدا نمی‌کند و هم زنجیر تغذیه قابلیت گیرش کامل ساقه‌ها را از دست می‌دهد. لذا بیشترین سرعت زنجیر ۰/۶ m/s و سطوح دیگر آن ۰/۴ m/s در نظر گرفته شد. سه سطح از طول ساقه‌ها یعنی ۶۰، ۷۰ و ۸۰ سانتی‌متر برای تغذیه دستگاه و تأثیر این عامل بر روی تلفات و توان مورد نیاز واحدهای کوبش و تغذیه مورد استفاده قرار گرفت. عمل تغذیه با هدایت نوار ساقه‌های قرار گرفته بر روی سینی تغذیه به طرف زنجیر انجام می‌شد و با تخلیه کامل از جانب دیگر دستگاه خنمه می‌یافت. در حین آزمایش بیشترین جریان نشان داده شده توسط آمپرسنج‌ها قرائت و ثبت می‌شد. کلش تخلیه شده از دستگاه و دانه‌های کوبیده شده به همراه مواد به غیر از دانه در زیر کوبنده جمع‌آوری و در داخل کیسه‌های پلاستیکی برای اندازه‌گیری وزن آنها ریخته می‌شدند.



شکل ۴- دستگاه در حال آزمایش.

برای محاسبه توان بیشینه مکانیکی مورد نیاز هر آزمایش حداکثر جریان بیشینه ثبت شده در حالت کار از جیران بی‌باری کم و سپس با استفاده از فرمول $P = \sqrt{3VI \cos \varphi}$ (I شدت جریان اندازه‌گیری شده، V ولتاژ فاز و φ زاویه فازها) و نیز در نظر گرفتن مشخصات موتور یعنی بازده و $\cos \varphi$ مربوط به هر کدام از موتورها، توان مکانیکی محاسبه و در جدول مختص هر تیمار ثبت می‌شد.

برای تجزیه و تحلیل داده‌های به‌دست آمده، از طرح آزمایشی کرت‌های دوبار خردشده در قالب بلوک‌های کامل تصادفی با عوامل سرعت دورانی کوبنده در سه سطح (۳۰۰، ۲۰۰ و ۴۰۰ rpm) به عنوان فاکتور اصلی، سرعت خطی زنجیر به عنوان فاکتور فرعی در سه سطح (۰/۲، ۰/۴ و ۰/۶ m/s) و طول مؤثر کوبش به‌عنوان فاکتور فرعی دوم در سه سطح (۶۰، ۷۰ و ۸۰ cm) جمعاً ۲۷ تیمار در سه تکرار (۸۱ آزمایش)، و برای مقایسه میانگین‌ها از آزمون دانکن (۵ درصد) استفاده به‌عمل آمد. البته این مراحل برای دو رقم انجام شد که در این صورت با توجه به تعداد عوامل وابسته جمعاً شش سری اعداد برای تجزیه و تحلیل (واریانس) آماده شدند. مقدار رطوبت دانه و ساقه تحت شرایط استاندارد (۱۰۵°C به مدت ۲۴ ساعت) بر پایه تر تعیین و به‌ترتیب برای رقم بینام و رقم ۵۰۷ معادل ۱۵/۹۷، ۳۵/۳ درصد و ۲۱/۷۳، ۷۴/۱۷ درصد به‌دست آمد. در سرعت ۰/۲ m/s زنجیر تغذیه، به‌طور متوسط ۱۰ کیلوگرم شالی در مدت ۲۵ ثانیه (رقم بینام تر) کوبیده شد که معادل ۱۴۴۰ کیلوگرم بر ساعت می‌شود. در سرعت‌های ۰/۴ و ۰/۶ با اعمال تناسب به‌صورت تئوری ظرفیت کوبش دستگاه به‌ترتیب ۲۸۸۰ و ۴۳۲۰ کیلوگرم شالی بر ساعت می‌شود.

بحث و نتایج

رقم بینام: نتایج تجزیه واریانس داده‌های به‌دست آمده از اندازه‌گیری توان مصرفی واحدهای کوبش، تغذیه و نیز تلفات کوبش نشان داد که اثرات متغیرهای مستقل و

اثرات متقابل آنها بر روی توان مصرفی واحد کوبش و تلفات کوبش معنی‌دار (سطح ۱ درصد) بوده است. علت آن این است که از لحاظ تئوری توان مورد نیاز واحد کوبش بستگی به سرعت دورانی کوبنده و برآیند نیروهای مقاوم (از طرف محصول) در واحد کوبش دارد. این نتیجه با نتایج دات و آناملای (۱۹۹۱)، ازاکس (۱۹۷۳) و گامرت و همکاران (۱۹۹۰) مطابقت دارد. اثر سرعت دورانی کوبنده بر توان مصرفی واحد تغذیه و نیز اثرات متقابل بین این عامل مستقل و دو عامل مستقل دیگر معنی‌دار نبوده است (جدول ۱). زیرا توان مورد نیاز واحد تغذیه از حاصل ضرب سرعت خطی زنجیر تغذیه و نیروی اصطکاک بین زنجیر و محصول به‌دست می‌آید و به این علت سرعت خطی زنجیر تغذیه و طول مؤثر کوبش محصول اثر معنی‌داری بر روی این عامل وابسته داشته است.

از مقایسه بین اثرات سطوح عوامل مستقل مورد آزمایش، مشاهده می‌شود که افزایش سرعت دورانی کوبنده موجب افزایش معنی‌دار توان مورد نیاز واحد کوبش و کاهش معنی‌دار تلفات کوبش شده است. این نتیجه با نتایج گزارش شده توسط دات و آناملای (۱۹۹۱)، ازاکس (۱۹۷۳) و کامرت و همکاران (۱۹۹۰) کاملاً مطابقت دارد. افزایش طول مؤثر کوبش باعث افزایش توان مورد نیاز واحدهای کوبش و تغذیه و کاهش تلفات کوبش شده است. چرا که با افزایش این عامل مستقل، میزان تغذیه محصوله داخل واحد کوبش فزونی می‌یابد و از طرفی دیگر ضخامت ساقه‌های محصول قرار گرفته در بین ریل نگهدارنده و زنجیر تغذیه بیشتر می‌شود و نیز دانه‌های بیشتری واحد کوبش می‌شوند. با افزایش ضخامت ساقه‌ها، فشردگی فنرها و در نتیجه نیروی اصطکاک بیشتر می‌شود. افزایش سرعت خطی زنجیر تغذیه باعث افزایش بیشتر تغذیه محصول و در نتیجه موجب فزونی توان مورد نیاز واحد کوبش شده و افزایش توان مصرفی واحد تغذیه شده است.

جدول ۱- تجزیه واریانس عوامل مستقل بر روی توان مصرفی واحد کوبش ()، توان مصرفی واحد تغذیه () و تلفات کوبش (%) در آزمایش دستگاه بر روی رقم بینام (در حالت خشک).

میانگین مربعات ()			درجه آزادی ()	منابع تغییرات ()
تلفات کوبش	توان مصرفی واحد تغذیه	توان مصرفی واحد کوبش		
۰/۱۸۷	۱۴۲۶۷۰۵	۲۲۵۶۸/۳۱۲	۲	تکرار (R)
۳/۹۸۴	۱۴۴۰/۵۶۷	۳۷۲۶۵۲۹/۳۵۳	۲	طول مؤثر کوبش محصول (L)
۰/۷۶۲	۹۰/۱۸۰	۷۷۲۰/۴۵۸	۴	خطا (a)
۹۷/۶۹۵	۱۱۹۵۸۸/۹۵۹	۱۳۲۶۹۸۱/۱۹۷	۲	سرعت خطی زنجیر تغذیه (V)
۰/۰۴۸	۲۳۰/۱۸۸	۱۲۴۲۶۵/۸۴۱	۴	اثرات متقابل (L×V)
۰/۴۸۵	۵۸/۴۱۶	۹۹۶۹/۲۰۲	۱۲	خطای (b)
۶۶۲/۱۶۷	۶۰/۵۱۵	۱۶۵۲۷۴۵/۳۶۷	۲	سرعت دورانی کوبنده (N)
۱/۹۴۵	۷۴/۹۸۵	۴۵۶۴۹/۸۱۰	۴	اثرات متقابل (L×N)
۲۳/۰۳۳	۳۷/۸۸۱	۴۶۵۴۶/۲۴۵	۴	اثرات متقابل (V×N)
۰/۱۹۱	۲۰/۳۴۲	۲۴۲۷۸/۴۶۱	۸	اثرات متقابل (L×V×N)
۰/۹۸۵	۱۳۱/۶۲۵	۶۳۸۵/۲۰۵	۳۶	خطا

اثر معنی دار در سطح ۰/۵، ** اثر معنی دار در سطح ۰/۱ و ns اثر معنی دار نیست

در نتیجه با افزایش سرعت خطی زنجیر تغذیه از ۰/۴ به ۰/۶ m/s توان اندازه گیری شده تغییر زیادی نمی کرد. افزایش طول مؤثر کوبش در ازای هر سطح از سرعت خطی تغذیه و سرعت دورانی کوبنده باعث افزایش معنی دار توان مورد نیاز واحد کوبش شده است. مقایسه میانگین اثرات متقابل سه تایی عوامل مستقل بر روی توان مورد نیاز واحد کوبش نشان داد که کمترین میانگین در کمترین سطوح عوامل مستقل (۵۴۷/۶۳۰W) و بیشترین میانگین در ازای بالاترین سطوح عوامل مذکور (۲۱۱۵/۲۳۰W) به وجود آمده است.

از بررسی جدول ۲ مربوط به مقایسه میانگین های اثرات متقابل بین سرعت خطی زنجیر و طول مؤثر کوبش و نیز سرعت دورانی کوبنده و طول مؤثر کوبش مشاهده می شود که اثر افزایش سرعت خطی زنجیر تغذیه از ۰/۴ به ۰/۶ m/s، افزایش معنی داری بر روی توان مورد نیاز واحد کوبش ایجاد نکرده است. علت آن این است که در سرعت خطی زنجیر ۰/۶ m/s، سرعت خطی اعمال شده بر روی ساقه های محصول توسط زنجیر تغذیه بیش از سرعت خطی است که کوبنده بر روی خوشه ها به وجود آورده است و در حین آزمایش مشاهده شد که در این حالت مقداری از خوشه ها وارد واحد کوبش نمی شوند.

جدول ۲- مقایسه میانگین اثرات متقابل طول مؤثر کوبش محصول با سرعت خطی زنجیر تغذیه و سرعت دورانی کوبنده بر روی توان مصرفی واحد کوبش (W).

سرعت دورانی کوبنده (m/s)			سرعت خطی زنجیر تغذیه (m/s)			طول مؤثر کوبش (cm)
۴۰۰	۳۰۰	۲۰۰	۰/۶	۰/۴	۰/۲	
۱۱۳۰/۹۷۷f	۹۷۵/۸۷۸h	۷۸۶/۰۴۹h	۱۰۵۹/۸۹۱c	۱۰۳۸/۲۹۴c	۷۴۹/۷۱۸d	۶۰
۱۵۸۰/۶۷۷c	۱۲۳۷/۵۵۶e	۹۶۹/۹۴۳g	۱۳۴۵/۰۶۷b	۱۳۶۷/۳۲۴b	۱۰۷۵/۷۸۶c	۷۰
۱۹۵۶/۹۰۹a	۱۷۲۳/۳۶۳b	۱۴۲۸/۱۴۶d	۱۹۲۰/۸۷۴a	۱۸۹۶/۱۴۹a	۱۲۱۹۱/۴۸۹b	۸۰

در هر ستون یا سطر میانگین هایی که دارای حروف یکسان نمی باشند، دارای اختلاف معنی داری هستند.

همانطوری که در جدول (۳) مشاهده می‌شود، افزایش هر سطح از سرعت دورانی کوبنده در ازای هر سطح از سرعت خطی زنجیر تغذیه، تأثیر معنی‌داری بر روی توان مورد نیاز واحد تغذیه نداشته است. ولی اثرات تغییر سطوح سرعت خطی زنجیر در ازای هر سطح از دو عامل دیگر بر روی توان مورد نیاز واحد تغذیه کاملاً معنی‌دار می‌باشد (دانکن ۵ درصد). از میانگین اثرات متقابل سه تایی عوامل مستقل، دیده می‌شود که بیشترین مقدار توان مورد نیاز واحد تغذیه تقریباً 230 W بوده است.

از مقایسه میانگین اثرات سطوح عوامل مستقل بر روی تلفات کوبش دیده می‌شود که با افزایش سرعت دورانی کوبنده و طول مؤثر کوبش، تلفات کوبش کاهش معنی‌داری داشته و با افزایش سرعت خطی زنجیر تغذیه، تلفات کوبش، افزایش معنی‌داری داشته است. این نتایج با نتایج به دست آمده توسط گامرت و همکاران (۱۹۹۰) و دات و آناملای (۱۹۹۱) مطابقت دارد. البته با افزایش سرعت خطی زنجیر تغذیه از $0/4$ به $0/6\text{ m/s}$ تلفات کوبش به مقدار زیادی افزایش یافته است. علت آن این است که در سرعت $0/6\text{ m/s}$ زنجیر تغذیه، همانطوری که قبلاً گفته شد، فرصت کافی برای کوبیدن محصول وجود نمی‌داشت و در اثر محدود بودن سرعت خطی اعمال شده بر روی خوشه‌ها توسط کوبنده، خوشه‌ها به طور کامل وارد واحد کوبش نمی‌شدند. به خاطر اهمیت ظرفیت کوبش دستگاه و نیز ناچیز بودن تلفات کوبش در سرعت خطی زنجیر تغذیه $0/4\text{ m/s}$ ، این سرعت به عنوان بهترین سرعت خطی زنجیر تغذیه تلقی می‌شود.

رقم ۵۰۷: نتایج حاصل از تجزیه واریانس داده‌های حاصل از اندازه‌گیری توان مورد نیاز واحد کوبش در آزمایش دستگاه بر روی رقم ۵۰۷، مشابه رقم بینام به دست آمده است. یعنی اثرات عوامل مستقل و اثرات متقابل آنها

بر روی توان مصرفی واحد کوبش بسیار معنی‌دار شده است. توان اندازه‌گیری شده واحد کوبش در آزمایش با آن، حدوداً (1730 W) بوده است. علت آن کم بوده حداکثر پیوستگی دانه‌ها بر روی خوشه این رقم است.

نتایج حاصل از تجزیه واریانس داده‌های حاصل از اندازه‌گیری توان مصرفی واحد تغذیه نیز مشابه رقم بینام می‌باشد. یعنی اثرات سرعت خطی زنجیر تغذیه و طول مؤثر کوبش و اثرات متقابل آنها بسیار معنی‌دار است (سطح معنی‌دار ۱ درصد) و اثر اصلی سرعت دورانی کوبنده و اثر متقابل آن با عوامل مستقل دیگر معنی‌دار نشده است.

میانگین حداکثر توان مورد نیاز واحد تغذیه در رقم ۵۰۷ نسبت به رقم بینام قدری بیشتر (340 W) می‌باشد. علت آن ممکن است در اثر زیاد بودن قطر ساقه‌ها، استحکام آنها و یا ضریب اصطکاک بیشتر ساقه‌های آن باشد.

نتایج حاصل از تجزیه واریانس عامل درصد تلفات کوبش و نیز در این رقم مشابه رقم بینام است. یعنی با افزایش سرعت دورانی کوبنده، ضربه وارد بر محصول زیاد و در نتیجه بازده کوبش افزایش می‌یابد. با افزایش سرعت خطی زنجیر تغذیه ابتدا تلفات کاهش و سپس زیاد می‌شود. یعنی حداقل تلفات در سرعت خطی m/s $0/4$ زنجیر اتفاق می‌افتد. افزایش طول مؤثر کوبش، باعث افزایش تعداد دانه‌های وارد شده بر داخل واحد کوبش و در نتیجه کاهش تلفات می‌شود. در مجموع، تلفات کوبش رقم ۵۰۷ کمتر از رقم بینام می‌باشد. علت آن کم بودن نیروی پیوستگی دانه در خوشه و قرارگیری بخش اعظم دانه‌ها در ابتدای دسته‌ها یا نوارهای محصول در هنگام کوبش می‌باشد. به عبارت دیگر پراکندگی ارتفاع ساقه‌های رقم ۵۰۷ کمتر از رقم بینام بوده است.

جدول ۳- میانگین اثرات متقابل سرعت خطی زنجیر تغذیه با طول مؤثر کوبش و سرعت دورانی کوبنده بر روی توان مورد نیاز واحد تغذیه.

سرعت دورانی کوبنده (m/s)		طول مؤثر کوبش (cm)				سرعت خطی زنجیر تغذیه (m/s)
۴۰۰	۳۰۰	۲۰۰	۸۰	۷۰	۶۰	
۹۰/۸۲۹c	۹۰/۸۲۶c	۹۱/۳۰۲c	۱۰۲/۴۳۷e	۸۹/۳۹۰f	۸۱/۳۵۹g	۰/۲
۱۳۳/۲۹۰b	۱۳۸/۶۵۴b	۱۴۰/۷۶۷b	۱۳۹/۱۷۸c	۱۴۴/۴۲۴c	۱۲۹/۱۰۹d	۰/۴
۲۲۱/۳۳۰a	۲۲۲/۵۲۴a	۲۲۲/۵۲۴a	۲۲۸/۵۶۸a	۲۲۱/۴۱۲ab	۲۱۶/۷۹۸b	۰/۶

در هر ستون یا سطر میانگین‌هایی که دارای حروف یکسان نمی‌باشند، دارای اختلاف معنی‌داری هستند.

نتیجه‌گیری

از آزمایش دستگاه نتایج زیر به دست می‌آید:

- ۴- توان مصرفی واحد کوبش در رقم بینام بیشتر از رقم ۵۰۷ بود ولی توان مورد نیاز واحد تغذیه در رقم ۵۰۷ بیشتر از رقم بینام بوده است. تلفات کوبش رقم ۵۰۷ کمتر از رقم بینام می‌باشد.
- ۵- بهترین حالت سطوح برای کمترین تلفات، ۴۰۰ rpm سرعت دورانی کوبنده، ۰/۴ m/s سرعت خطی زنجیر و ۸۰ cm برای طول مؤثر کوبش بوده است.
- ۶- کار با این دستگاه بسیار آسان و اپراتور فقط نقش هدایت ساقه‌ها را به طرف زنجیر تغذیه به عهده دارد.
- ۷- ایمنی اپراتور در کار با این دستگاه در مقایسه با خرم‌نکوب متداول برنج (T25 و T30) خیلی بیشتر است. زیرا عمل تغذیه در این دستگاه به وسیله سیستم مکانیکی انجام می‌گیرد ولی در دو مدل‌های مذکور تغذیه با دست انجام می‌شود.
- ۸- این دستگاه بدون تلفات دانه، قابلیت کوبش محصول تازه درو شده و مرطوب را داراست. از آنجایی که فقط سر محصول وارد واحد کوبش می‌شود، توان مورد نیاز آن نیز کمتر است.

۱- عوامل سرعت دورانی کوبنده، سرعت خطی زنجیر تغذیه و طول مؤثر کوبش بر روی توان مصرفی واحد کوبش و تلفات کوبش اثر معنی‌داری داشته‌اند. از بین عوامل، فقط سرعت دورانی کوبنده بر روی توان مورد نیاز واحد تغذیه اثر معنی‌داری نداشته است.

۲- با توجه به بررسی اثر سطوح عامل سرعت خطی زنجیر تغذیه بر تلفات کوبش، نتیجه می‌شود که سرعت خطی زنجیر تغذیه باید از ۰/۵۵ m/s به ۰/۴ m/s تغییر یابد.

۳- کل توان مورد نیاز محاسبه شده دستگاه (۳۵۸۹/۰۰W) و کل توان مورد نیاز اندازه‌گیری شده در آزمایش دستگاه با دو رقم بینام و ۵۰۷، معادل ۲۳۴۵/۰۰ W بوده است. علت این اختلاف این است که در محاسبه توان مصرفی دستگاه، از بیشترین مقدار به دست آمده از اندازه‌گیری نیروی پیوستگی دانه بر روی خوشه یعنی ۱/۶۲ N (در ارقام مختلف متداول در منطقه در قالب طرح تحقیقی دیگر) استفاده شده است.

منابع

۱. بصیری، ع. ۱۳۷۵. طرح‌های آماری در علوم کشاورزی. انتشارات دانشگاه شیراز. ۵۸۷ ص.
۲. عسکری اصلی ارده، ع. ۱۳۷۶. طراحی و ساخت خرم‌نکوب خودکار برنج. پایان‌نامه کارشناسی ارشد دانشکده کشاورزی دانشگاه تربیت مدرس.
۳. عسکری اصلی ارده، ع. ۱۳۸۱. بررسی عوامل مؤثر بر توان مصرفی، تلفات و بر روی کوبش در خرم‌نکوب نوع تغذیه خوشه خودکار. رساله دکتری. دانشکده کشاورزی دانشگاه تربیت مدرس.
۴. عسکری اصلی ارده، ع. ۱۳۸۳. تعیین نیروی کوبش برای ارقام متداول برنج در استان گیلان. مجله علم و فناوری، جلد دوم، شماره ۳ و ۴، ۲۳-۲۹.

5. Arnold, R.E., and Lake, J.R. 1964. Power requirement, *Journal of Agricultural Engineering Research*, 9:348- 357
6. Bickert, W.G., and Buelow, F.H. 1966. Kinetic friction of grains on Surfaces, *American society of agricultural engineers*, 9(129):58-65
7. Datt, P., and Annamalai, S.J.K. 1991. Design and development straight peg tooth type thresher for paddy. *Agricultural Mechanization Asia, Africa and Latin America*, 22(4):47-50.
8. Ezaki, H. 1973. Threshing Performance of Japanese type combine, *Japan Agriculture Research Quarterly*, 7(1):22-29.
9. Frank, P., and Bleier, P.E. 1998. *Fan Handbook*, Mc Graw-Hill. Pp: 672.
10. Gummert, M., Muhlbuer, W., Kutzloach, P., and Quik, G.R. 1990. Performance evaluation of IRRI axial - flow paddy thresher, *Agriculture Mechanization in Asia, Africa and Latin America*, 22(2):47-54.
11. Harrison, H.P. 1991. Rotor power and losses of an axial - flow combine. *American Society of Agricultural Engineering*, 34(1): 60- 64.
12. Klenin, N.I., Popov I.F., and Sakun, V.A. 1985. *Agricultural Machines*. American publishing. Pp. 631.
13. Lee, S.W., and Huhy, Y.K. 1984. Threshing and cutting forces for Korean rice. *American Society of Agricultural Engineers*, 27(6):1654-1657.
14. Ogunlowo, A.S., and Adesui, A.S. 1999. A low cost rice cleaning /destoning machine. *Agriculture Mechanization in Asia, Africa and Latin America*. 30(44):20-24.
15. Raney, R.R. 1946. The free throw theory of blower discharge, unpublished paper, International harvester company, Chicago. Pp. 25.
16. Srivastava, A.k., Goering, E.C., and Rohrbach R.P. 1993. *Engineering principles of Agricultural Machines*, American Society of Agricultural Engineering, NewYork. Pp. 601.
17. Susuki, M. 1980. Performance of rice combine harvesters as evaluated by the national test in Japan, *Japan Agriculture Research Quarterly*, 14(1): 20-24.
18. Singhal, O.P., and Thierstein, G.E. 1987. Development of an axial - flow thresher with multi - crop potential. *Agricultural Mechanization Asia, Africa and Latin America*, 18(3):57-65.
19. Wimberly, J.E. 1983. *Tehchnical handbook for the paddy rice post harvest industry in developing countries*, International Rice Research Institute. Pp.188.

Design and fabrication of rice Automatic Head-Feed Thresher and evaluation of its threshing unit

T. Tavakoly hashjin¹, E. Askari Asli-Ardeh², S. Minaei¹ and M.R. Allizadeh³

¹Associate professor and Assistant professor, Tarbiat Modares Univ., ²Assistant prof., of Mohaghegh Ardabili Univ., ³Faculty member of Rice Research Center, Iran

Abstract

The processes of rice production respect to other crops require to high mechanical power and human force and it is done by human force in Iran. At this research factors effect on requirement power and threshing losses, namely; drum speed, feed rate and effective length of threshing for two rice varieties (binam and 507) with different moisture conditions have studied after design, fabrication and evaluation of a new head-feed thresher. The threshing capacity of designed thresher was over two tones paddy per hour. The threshing losses were negligible. The maximum of measurement power of threshing and feed unites have been 2120 watt (variety) and 223 watt (variety 507) respectively. The effects of independent factors on requirement power and threshing losses are significant commonly. Only the effect of drum speed on requirement of feed unit was no significant.

Keywords: Rice; Thresher; Head-feed; Power requirement; Losses