

طراحی و روش ساخت ماشین علوفه خردکن مناسب برای دامپروری‌های با ظرفیت متوسط

بهنام قریبه قریبه^{۱*}، سیدصادق سیدلو^۱ و حسین نوید^۱

تاریخ دریافت: ۹۲/۱۰/۲۰ تاریخ پذیرش: ۹۳/۱۲/۳

۱- گروه مهندسی بیوسیستم دانشکده کشاورزی دانشگاه تبریز

*مسئول مکاتبه: E-mail: b.gharibeh@tabrizu.ac.ir

چکیده

علوفه خردکن از جمله ماشین‌های پس از برداشت می‌باشد که به منظور آماده‌سازی و خردکردن علوفه در روستاها و واحدهای کوچک دامپروری مورد استفاده قرار می‌گیرد. این ماشین با قرار گرفتن در یک مکان مسطح و تراز، علوفه را خرد کرده و در طول‌های مختلف بر حسب نوع دام آماده می‌کند. این تحقیق به منظور رفع نیاز کشاورزان و واحدهای دامپروری متوسط و کوچک به علوفه خردکن‌های متوسط تدوین شده است. با بررسی‌های انجام شده روی چندین مدل مختلف علوفه خردکن موجود در بازار و همچنین با استفاده از نتایج مطالعات قبلی، مدل مناسب انتخاب شد. کلیه قطعات ماشین و سیستم انتقال قدرت طراحی و سپس مدل کامپیوتری آن توسط نرم افزار CATIA تهیه گردید. با مطالعه فرآیندهای برش مواد گیاهی، برش گیوتینی برای علوفه خردکن مورد بحث در نظر گرفته شد. با توجه به خواص فیزیکی- مکانیکی ساقه‌های یونجه، مقدار قدرت مورد نیاز ماشین ۵/۵ اسب بخار محاسبه گردید. مزیت این دستگاه نسبت به مدل‌های مختلف عرضه شده در بازار، سادگی ساختمان و داشتن واحد تغذیه کننده مجزا است که باعث افزایش ایمنی کاربران می‌شود. در این ماشین از الکتروگیربکس سرعت دورانی ۱۴۵۰ دور در دقیقه‌ای با نسبت کاهش ۱:۲۰ استفاده شد و سیستم انتقال توان از الکتروگیربکس به واحد خردکننده از نوع مکانیزم خود برگشت سریع به همراه مکانیزم اسکاچ - یوک بود. ظرفیت تئوری ماشین ۱/۸ تن بر ساعت بدست آمد.

واژه‌های کلیدی: خردکن الکتروموتوری، علوفه، طراحی، یونجه

۱- مقدمه

در دامپروری‌های روستایی و سنتی خردکردن علوفه در روش سنتی به صورت دستی و توسط یک وسیله قدیمی با دو نفر کارگر انجام می‌گیرد که این عمل، کاری پرهزینه، طاقت فرسا و سخت بوده و خطرات جانی زیادی اعم از قطع انگشتان کاربران این وسیله را به همراه دارد. در سال‌های اخیر چند نوع علوفه خردکن مختص دامپروری‌های کوچک طراحی و به بازار عرضه شده که هر کدام دارای معایب و محاسنی بوده‌اند. از جمله معایب سیستم‌های موجود می‌توان به عدم کنترل دقیق اندازه قطعات خرد شده، بالا بودن انرژی مصرفی و از همه مهم‌تر عدم ایمنی دستگاه به علت نبود تغذیه‌کننده علوفه به واحد برش که می‌تواند به قطع انگشتان کاربران دستگاه‌های موجود منجر شود، اشاره کرد.

بررسی منابع نشان می‌دهد که تحقیقات مشابهی در مورد علوفه خردکن خطی در کشور انجام نشده است بجز طرح علوفه خردکن چرخشی که شاهی و همکاران (۱۳۸۴) کار توسعه و آزمون یونجه خردکن موتوری برای واحدهای دامی کوچک را انجام داده‌اند که این طرح نیز دارای معایب و محاسنی می‌باشد. با توجه به اینکه شرکت‌های بسیاری اقدام به ساخت انواع علوفه خردکن‌ها در طرح-ها و اندازه‌های متفاوت نموده‌اند اما اغلب از چگونگی طراحی آنها

در اغلب روستاها و در دامداری‌ها و واحدهای زراعی کوچک و متوسط (که بیشتر واحدهای دامی کشور ما از این نوع می‌باشند) پس از درو علوفه با داس و درگز و قداره، آن‌ها را به طور بافه‌هایی در سطح مزرعه برای خشک شدن قرار می‌دهند تا برای نگهداری و جلوگیری از فاسدشدن، رطوبت آن به ۱۵ الی ۳۰ درصد برسد. سپس علوفه تا حدودی خشک شده را جمع‌آوری کرده و در انبارها نگهداری می‌کنند. قبل از مصرف دام آن را خرد کرده و نهایتاً "علوفه خردشده" را برای تغذیه دام استفاده می‌کنند. خرد کردن علوفه موجب تسریع در تجزیه و هضم مواد مغذی موجود در علوفه در سیستم گوارشی حیوان و دام می‌شود (کریمی، ۱۳۶۷).

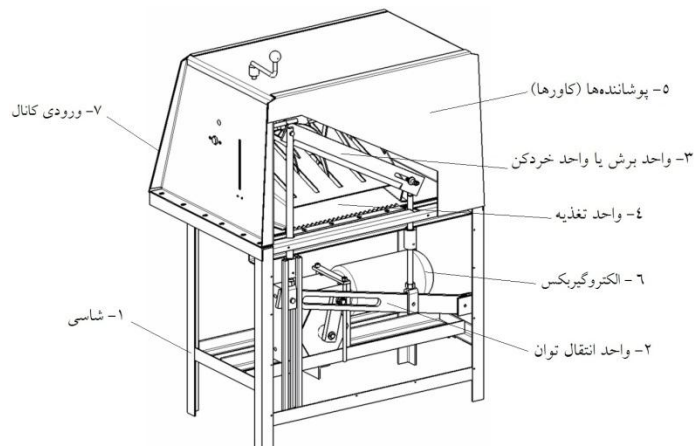
برای تغذیه دام، در بعضی نقاط کشور علوفه تازه در تمام طول سال وجود دارد ولی در بیشتر مناطق، برای فصول سرد باید علوفه را ذخیره نمود. ساقه یونجه در هنگام درو، رطوبت زیادی در حدود ۷۰-۸۰ درصد دارد که بدین شکل فقط می‌تواند مصرف تازه‌خوری داشته باشد و بنابراین برای نگهداری، باید با خشک کردن رطوبت آن را به ۱۵ الی ۳۰ درصد رساند (بهروزی‌لار، ۱۳۸۶).

۲- مواد و روش‌ها

علوفه خردکن دارای پنج بخش شاسی، واحد انتقال توان، واحد برش یا واحد خردکن، واحد تغذیه، و صفحات پوشاننده (کاورها) می‌باشد. سیکل کاری ماشین به نحوی است که علوفه توسط اپراتور به ورودی کانال علوفه گذاشته شده و چنگال‌های تغذیه علوفه را کشیده و به واحد برش (خردکن) هدایت می‌کند. در واحد برش (خردکن) که دارای یک تیغه ثابت و یک تیغه متحرک مورب می‌باشد، تیغه متحرک موقعی که بالا می‌رود عمل تغذیه به زیر این تیغه انجام می‌شود و در حین انجام برش، تغذیه متوقف می‌شود تا از انباشته شدن علوفه در پشت تیغه متحرک جلوگیری شود. ضدتیغه نیز به عنوان تکیه‌گاهی در حین انجام برش، عمل می‌کند. به طور کلی مراحل طراحی ماشین به صورت طراحی واحد تغذیه - طراحی تیغه‌ها (تیغه متحرک و ضدتیغه) و واحد خردکننده - طراحی سیستم انتقال توان - طراحی شاسی ماشین - پوشاننده‌ها و حفاظ‌های ایمنی - ظرفیت ثنوری ماشین و مدل‌سازی در کامپیوتر با نرم افزار CATIA انجام پذیرفت. شکل (۱) بخش‌های مختلف دستگاه طراحی شده را نشان می‌دهد.

اطلاعات زیادی در اختیار نیست. تحقیق حاضر در راستای مکانیزاسیون دامپروری و با توجه به آمار زیاد وسیله قدیمی علوفه خردکن گیوتینی در روستاها، صورت پذیرفته و سعی بر آن دارد ماشینی ارائه دهد که خردکردن علوفه را به راحتی انجام داده و نیروی کاری را به یک نفر تقلیل دهد. و نیز با طرح تغذیه کننده مناسب علوفه به واحد برش، از صدمات جانی ممانعت به عمل آورد. همچنین از نظر مصرف انرژی دارای راندمان بالایی باشد. در طراحی این ماشین سعی شد که معایب سیستم‌های موجود مرتفع شده و سادگی مکانیسم و ساختمان و بکارگیری قطعات کمتر، بهینه کردن ابعاد و اندازه و نیز پایین بودن قیمت تمام شده مد نظر قرار گرفت.

علوفه خردکن مورد طراحی در این تحقیق، یکی از ماشین‌های برداشت محسوب می‌شود و از روی وسیله سنتی و دستی (چین) موجود در روستاها، الگو برداری شده که با نیروی موتور الکتریکی راه اندازی می‌شود. نوع ماشین علوفه خردکن از طرح علوفه خردکن‌های رفت و برگشتی تیپ گیوتینی الگوبرداری شد و به جهت استفاده از نیروی برق، عمل خردکردن علوفه با یک اپراتور انجام می‌شود. با بررسی‌های انجام شده نسبت به علوفه خردکن‌های موجود در بازار، این ماشین دارای ساختمان ساده‌تر و قطعات کمتری می‌باشد. در این طرح از یک واحد تغذیه کننده مواد برای ایجاد فاصله بین اپراتور و تیغه متحرک استفاده گردید تا صدمات جانی حداقل گردد.

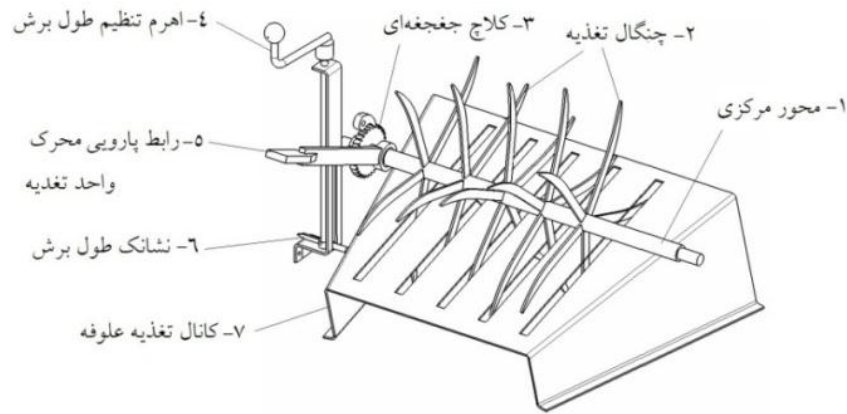


شکل (۱) : نمای ایزومتریک علوفه خردکن طراحی شده

(شماره ۷) به طرف واحد برش می‌باشد و از محور مرکزی (شماره ۱) که حول آن چنگال‌ها با آرایش هلیسی جوش داده می‌شوند تشکیل شده است (شکل ۲).

۲-۱- واحد تغذیه کننده علوفه

واحد تغذیه ماشین علوفه خردکن از نوع چنگالی چرخان (شماره ۲ در شکل ۲) می‌باشد که وظیفه آن هدایت و انتقال علوفه از ورودی کانال

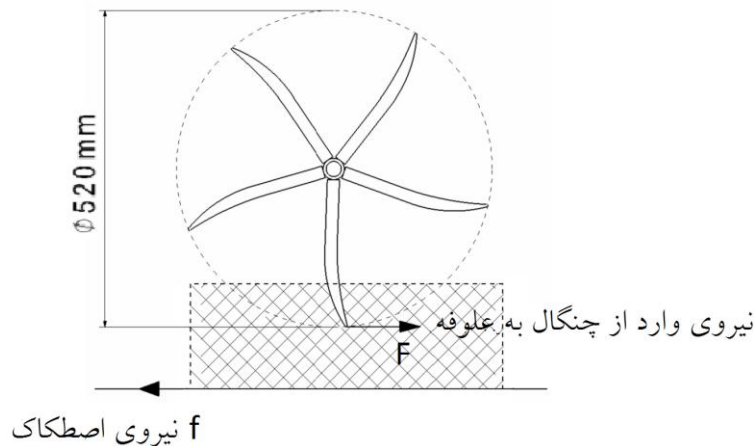


شکل (۲): اجزای تشکیل دهنده واحد تغذیه کننده علوفه

آمدن تیغه متحرک، رابط به واسطه وجود بلبرینگ یک طرفه حول محور مرکزی به طور هرزگرد چرخیده و به محل اول خود برای شروع سیکل بعدی تغذیه برمی گردد و از چرخش معکوس محور مرکزی، به وسیله کلاچ جغجغه‌ای (شماره ۳ در شکل ۲) تعبیه شده در انتهای محور مرکزی واحد جلوگیری می شود که در این حالت عمل تغذیه قطع و کار برش علوفه صورت می گیرد. مکانیزم کنترل طول برش به وسیله اهرم دستی (شماره ۴ در شکل ۲)، و بصورت پیچی بوده که با تنظیم محدوده حرکت رابط متحرک محور تغذیه، طول برش کنترل می شود.

برای طراحی سطح مقطع چنگال‌ها با استفاده از شکل (۳)، از محاسبات زیر استفاده شد:

محرك واحد تغذیه، حرکت رو به بالای تیغه متحرک (شماره ۳ در شکل ۱) است به طوری که رابطی پارویی (شماره ۵ در شکل ۲) بین میله رابط بلند تیغه متحرک (شماره ۲ در شکل ۸) و محور مرکزی واحد تغذیه (شماره ۱ در شکل ۲) وجود دارد که این رابط به همراه یک بلبرینگ یک طرفه روی محور واحد تغذیه کننده سوار شده است. با حرکت رو به بالای تیغه متحرک، طرفی از رابط پارویی که روی منتهی الیه تیغه متحرک قرار گرفته، بالا آمده و محور مرکزی واحد تغذیه کننده و به تبع آن چنگال‌ها را می چرخاند و عمل تغذیه در حین بالا رفتن تیغه متحرک، انجام می گیرد. وجود بلبرینگ یک طرفه باعث می شود که با بالا رفتن تیغه متحرک، رابط، محور مرکزی را بچرخاند و انتقال نیرو انجام گرفته و تغذیه علوفه صورت گیرد. با پایین



شکل (۳): دیاگرام نیرویی واحد تغذیه

$$F = 0.8 \times mg = 0.8 \times 15 \times 9.8 = 117.6 \text{ N}$$

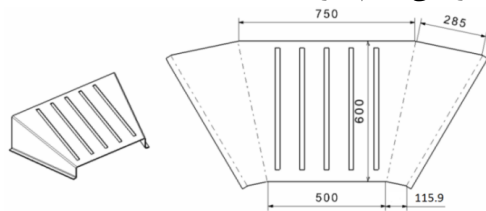
$$F_{\text{fork}} = \frac{117.6}{5} = 23.52 \text{ N} \quad \text{: برای هر چنگال شاخه}$$

ضریب اصطکاک دینامیکی (μ_d)، با توجه به اینکه در رابطه با نیروها و انرژی‌های مربوط به برش و جابجایی مواد از میان ماشین می باشد، در حدود ۰/۸ (اودقرتی (۱۹۸۲) و ASAE) در نظر گرفته شد. همچنین با توجه به اعلام کشاورزان منطقه که وزن هر بافه علوفه تقریباً ۱۵ کیلوگرم می باشد:

$$F = \mu N \quad (1)$$

زاویه به وسیله اهرم چرخان تنظیم طول برش، طول برش کاهش می‌یابد. بنابراین سرعت واحد تغذیه برابر ۶ دور در دقیقه بدست آمد.

در طراحی کانال ورودی علوفه به ماشین با توجه به استاندارد D251 از استانداردهای ASAE2005 پیاداست که در محدوده رطوبت ۷۵-۰ درصد، ضریب اصطکاک یونجه و فولاد ضدزنگ بین ۰/۲ تا ۰/۶۵ متغیر است. در محدوده رطوبت ۳۵-۱۵ درصد این ضریب ۰/۳۵-۰/۲۲ می‌باشد. در طراحی برای اینکه علوفه به راحتی به چنگال‌ها برسند، بیشترین مقدار این ضریب (۰/۳۵) در نظر گرفته می‌شود. بنابراین زاویه دیواره‌های کناری دهانه ورودی طبق رابطه $\varphi_{k_{max}} = \arctan(f_{ek})$ حداقل باید ۱۹/۳ درجه باشد f_{ek} زاویه اصطکاک بین یونجه و فولاد ضدزنگ می‌باشد. با وجود این فرض، در مدل‌سازی ماشین، زاویه فوقانی و کناری دهانه ورودی به ترتیب ۲۳ و ۲۰ درجه در نظر گرفته شد. با توجه به این-که طول ساقه‌های یونجه معمولاً بین ۳۰۰ تا ۷۰۰ میلی‌متر می‌باشد و دیواره‌های کناری و فوقانی کانال ورودی، شیب‌دار می‌باشد، طول ۴۵۰-۵۰۰ میلی‌متر برای کانال ورودی کافی خواهد بود که برای اطمینان بیشتر، هنگام مدل‌سازی این طول برابر با ۶۰۰ میلی‌متر در نظر گرفته شد. ابعاد دهانه خارجی کانال در حدود ۱/۵ الی ۲/۵ برابر ابعاد دهانه داخلی در نظر گرفته شده است تا تغذیه علوفه به راحتی انجام گیرد.



شکل (۵): ابعاد فنی کانال علوفه (میلی‌متر)

توان این واحد از حاصل ضرب نیروی لازم برای انتقال در سرعت انتقال علوفه به واحد برش (خردکن) که برابر ۱۸/۳۵ وات محاسبه گردید.

۲-۲- واحد خردکن (واحد برش) و تیغه‌ها (تیغه متحرک و ضد تیغه)

واحد خردکن ماشین به صورت گیوتینی رفت و برگشتی بوده که از یک تیغه متحرک اریب و ضد تیغه ثابت و نگهدارنده مضرس (شماره ۳ در شکل ۱) تشکیل شده است. این سه قطعه باید نسبت به هم، طوری قرار گیرند که عمل برش به راحتی صورت پذیرد. در این واحد تیغه متحرک به وسیله دو عدد پیچ به میله‌های رابط بلند و کوتاه (شماره ۱ و ۲ در شکل ۸) سیستم انتقال قدرت بسته شده و ضد تیغه توسط چهار عدد پیچ و مهره سرخزینه‌ای به روی مقری

بر طبق جداول کاربرد فولاد (ولی نژاد، ۱۳۸۳) به دلیل قرارگیری چنگال‌ها در وضعیت خمش در مواجهه با علوفه، فولاد St37 با استحکام ۲۹۰ نیوتن بر متر مربع برای چنگال‌ها انتخاب و ضریب اطمینان برای این فولاد در بارگذاری مشخص شده، برابر ۲/۴ در نظر گرفته شد. بنابراین:

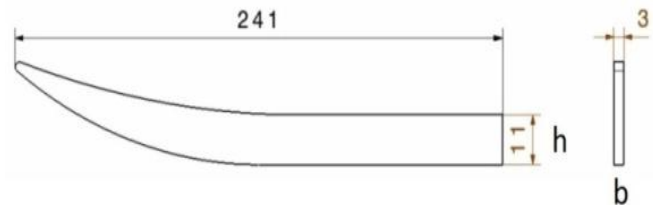
$$\sigma_{all} = \frac{S_y}{F \cdot S} \quad (2)$$

$$\sigma_{all} = \frac{290}{2/4} = 120/83 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma = \frac{MC}{I} \quad (3)$$

$$23/52 \times 260 \times \frac{h}{2}$$

$$\sigma = \frac{1}{12} bh^3 \Rightarrow \text{با فرض } h=4b \Rightarrow h=11 \text{ mm و } b \cong 3 \text{ mm}$$

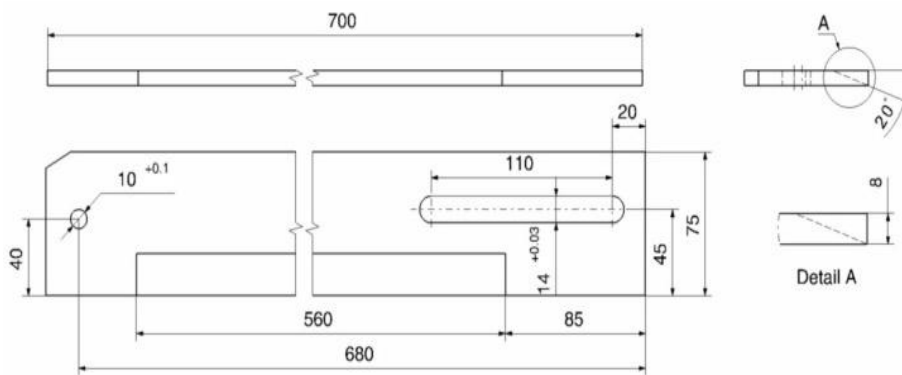


شکل (۴): ابعاد فنی چنگال (میلی‌متر)

به طریق مشابه قطر محور مرکزی (شماره ۱ در شکل ۲) برابر ۱۳/۲۷ میل‌متر بدست آمد که با توجه به نیروی وارده از طرف علوفه که برابر ۲۳/۵ نیوتن برای هر چنگال بود، این قطر از لحاظ مقاومت، معقول به نظر می‌رسد ولی از لحاظ ملاحظات هندسی خصوصاً ابعاد چنگال‌ها، کوچک بوده که اجازه مونتاژ و جوشکاری را نمی‌دهد به همین دلیل قطر این محور ۲۵ میلی‌متر لحاظ شد.

برای تعیین سرعت دورانی واحد تغذیه و طول برش با توجه به اینکه طول قطعات بریده شده به سرعت دورانی واحد تغذیه بستگی دارد، بزرگ‌ترین طول برش، در بیشترین سرعت دورانی حاصل می‌گردد که با کوچک‌تر و صفر شدن طول قطعات، سرعت دورانی هم کمتر و صفر خواهد بود. رابط پارویی محرک واحد تغذیه که از یک طرف از طریق بلبرینگ یک‌طرفه با محور مرکزی واحد تغذیه و از طرف دیگر از طریق پارو با میله رابط بلند (شماره ۲ در شکل ۸) تیغه متحرک در ارتباط می‌باشد زاویه بین قطاعی از دایره را طی می‌کند که در موقع بالا آمدن تیغه متحرک این قطاع فعال و موثر بر محور مرکزی بوده و در برگشت (پایین آمدن تیغه متحرک) هرز و بی‌تاثیر بر محور مرکزی واحد تغذیه می‌باشد. زاویه بین حالتی که رابط پارویی در بالاترین وضعیت و شروع تماس با میله رابط بلند تیغه متحرک دارد، تعیین کننده بیشترین طول برش است که این زاویه برای بیشترین طول برش (۱۳۶ میلی‌متر) برابر ۳۰ درجه بدست آمد. با کمتر کردن این

فولاد ضدزنگ ۰/۳۵-۰/۲۲ می‌باشد. با فرض ضریب اصطکاک ۰/۲۲، بیشترین مقداری که زاویه اریب می‌تواند داشته باشد ۲۴/۸ درجه است ($\varphi_{kmax} = \arctan \frac{f_{ek}+f_{ec}}{1-f_{ek}f_{ec}}$). در ضریب اصطکاک ۰/۳۵، ماکزیمم مقدار این زاویه ۳۸/۶ درجه بدست آمد. سختی لبه-های تیز تیغه‌ها، مقدار پیشنهادی ۵۵-۵۹ را کول C انتخاب شد تا لبه‌های برنده مقاومت کافی در برابر تغییر شکل‌ها داشته باشند. برای فراهم کردن امکان اینسخت‌کاری، جنس تیغه‌ها از فولاد C۳۵ و یا C۳۵ Cr ۳ انتخاب شد. شکل (۶) طرح تیغه متحرک را نشان می‌دهد که به وسیله دو پیچ به میله‌های رابط بلند و کوتاه (شماره ۱ و ۲ در شکل ۸) بسته می‌شود.



شکل (۶): ابعاد تیغه متحرک (میلی‌متر)

نسبت به ضدتیغه دارای حرکت جزئی می‌باشد که با این روش نیز فاصله خلاصی به طور جزئی تنظیم می‌گردد. تحقیقات گسترده‌ای توسط برخی محققین (نظری گله دار، ۱۳۸۷ و چن ۲۰۰۴ و حسین زاده ۲۰۰۹ و کرونگز ۲۰۰۹ و توکلی ۲۰۰۹) در رابطه با اندازه‌گیری نیروی برش یونجه و انرژی برشی ویژه آن صورت گرفته است. اکثر تحقیقات انجام شده در رابطه با نیرو و انرژی برشی یونجه در رطوبت ۶۰ تا ۷۹ درصد صورت گرفته است. همچنین این تحقیقات در زاویه‌های اریب مختلف انجام شده که با زاویه اریب مورد نظر (۲۴/۸ درجه) در این تحقیق متفاوت می‌باشند. بنابراین برای طراحی، لازم بود که نیروی برشی یونجه در محدوده محتوای رطوبت ۱۵ تا ۳۰ درصد و زاویه اریب صفر الی ۲۴/۸ درجه تعیین شود.

نیروی برشی همواره به دو روش تعیین می‌گردد که عبارتند از روش استاتیکی و روش دینامیکی. در روش اول پس از نصب لودسل و تیغه، با وارد نمودن تیغه بر ساقه مورد نظر، نیروی برشی اندازه‌گیری می‌شود. در روش دوم میزان گشتاور محوری که به تیغه نیرو می‌دهد اندازه‌گیری می‌شود. تحقیقات انجام شده توسط برخی

که در قسمت فوقانی شاسی (شکل ۱۰) ماشین تعبیه گردیده، بسته می‌شود. نگهدارنده مضرس علوفه نیز به پشت ضدتیغه جایی که علوفه از گلوگاه تغذیه خارج می‌شود به وسیله دو عدد پیچ و مهره بسته می‌شود. با بررسی‌هایی که بر روی چندین مدل مختلف علوفه خردکن موجود در بازار صورت گرفت و با در نظر گرفتن عرض گلوگاه کانال تغذیه و زاویه اریب ۲۴/۸ درجه در بالاترین وضعیت تیغه متحرک، معمول‌ترین ابعاد ۷۰۰×۷۵×۸ میلی‌متر برای تیغه متحرک انتخاب گردید و با توجه به تاثیر زوایای مربوط به حرکت تیغه بر نیرو و انرژی برشی و ضمن این که در عمل زاویه تیزی (زاویه لبه برنده) تیغه‌ها بین ۲۰ تا ۳۰ درجه انتخاب می‌شود مقدار متوسط ۲۰ درجه به عنوان زاویه تیزی لبه برنده تیغه متحرک (Detail A) در شکل (۶) در نظر گرفته شد. با توجه به داده‌های D۲۵۱ از استانداردهای ASAE۲۰۰۵، در رطوبت ۳۰-۱۵ درصد، ضریب اصطکاک بین یونجه و

در تیغه ثابت (ضدتیغه) از ویژگی‌های مشابه تیغه‌های متحرک استفاده شد. عاملی که باعث تفاوت تیغه ثابت نسبت به تیغه متحرک می‌گردد اتصال ثابت آن در روی مقر شاسی واقع در جلوی گلوگاه تغذیه می‌باشد که توسط چهار پیچ سرخزینه‌ای M۸ به همراه مهره مربوطه به جایگاه ذکر شده بسته شد. جنس آن C۳۵ یا ۳۰Mn۵ انتخاب شده است. این قطعه ابتدا بصورت مکعب مستطیل و به ابعاد ۵۱۰×۳۸×۶ میلی‌متر (ضخامت×عرض×طول) توسط دستگاه فرز ساخته می‌شود.

پس از نصب تیغه ثابت، تیغه متحرک بایستی در موقعیتی مناسب از آن قرار گیرد. نحوه عمل بریدن علوفه و طول قطعات خردشده رابطه مستقیمی با فاصله بین تیغه‌ها دارد به گونه‌ای که هرچه این فاصله کمتر باشد برش تمیزتر و مواد به قطعات کوچکتری تبدیل می‌شود. ناگفته نماند که این فاصله نباید آنقدر هم کمتر باشد که باعث افزایش قدرت و گیرکردن تیغه‌ها بدون انجام عمل برش گردد. برای تنظیم فاصله خلاصی تیغه و ضدتیغه، از آنجاکه کورس رفت و برگشتی تیغه متحرک در یک خط عمودی ثابت انجام می‌گیرد، ضدتیغه (تیغه ثابت) در روی شیار واقع در مقر ضدتیغه به تیغه متحرک نزدیک یا دور می‌شود. لازم به توضیح است که در هر بار جابجایی و تنظیم ضدتیغه، بایستی هر چهار پیچ سرخزینه و مهره‌اش سفت گردند. همچنین در این طرح توسط یک فنر و بوش مخصوص آن تیغه متحرک

ماکزیم نیروی برشی و قاعده آن قطر ساقه است و به این ترتیب از رابطه زیر برای محاسبه انرژی برشی یک ساقه استفاده گردید.

$$W = \frac{F_{max}d}{2} \quad (۴)$$

W = مقدار انرژی برای برش یک ساقه (نیوتن متر)

F_{max} = نیروی برشی ماکزیم (نیوتن)

d = ماکزیم قطر ساقه یونجه (متر)

از آنجاکه نیروی برشی برابر حاصلضرب مقاومت برشی در سطح مقطع برش می‌باشد و با استفاده از حداکثر تنش برشی (مگاپاسکال) $۱۵/۵۵$ برای ساقه یونجه در رطوبت $۳۰-۱۵$ درصد مطابق نمودار تغییرات استحکام برشی و انرژی برشی با مقدار رطوبت و با توجه به اینکه قطر متوسط ساقه‌های یونجه $۲/۵$ میلی-متر بود، حداکثر نیروی برشی ساقه یونجه از رابطه زیر برابر $۷۶/۳۳$ نیوتن محاسبه شد و با جاگذاری آن در رابطه ۴ و با وجود قطر متر $d = ۰/۰۲۵$ برای ساقه‌ها، مقدار انرژی برشی یک ساقه برابر $۰/۰۹۵$ نیوتن × متر بدست آمد.

$$F = \tau A = ۱۵/۵۵ \times \frac{\pi}{4} \times ۲/۵^2 = ۷۶/۳۳ \text{ نیوتن}$$

$$W = \frac{۷۶/۳۳ \times ۰/۰۲۵}{۲} = ۰/۰۹۵ \text{ نیوتن متر}$$

البته باید توجه داشت که در این محاسبات از مقدار مقاومت برشی که اودفرتی (۱۹۸۲) به طریق استاتیکی اندازه‌گیری کرده بود کمتر می‌باشد ولی همان‌طور که گفته شد برش در عمل یک فرآیند استاتیکی نبوده، بلکه دینامیکی است و با افزایش سرعت تیغه، نیاز به انرژی برشی کاهش می‌یابد. به این ترتیب حد بالایی در محاسبه انرژی برشی اعمال شده و دیگر نیاز به استفاده از ضریب اطمینان برای مقاومت‌های بالاتر در این محاسبات احساس نشده است.

تعداد تقریبی ساقه‌های علوفه یونجه که از کانال تغذیه عبور کرده و بعد از فشرده شدن بریده می‌شوند برابر است با:

$$n = \frac{A_v}{A_{stalk}} = \frac{۸۶۰۶۸/۴}{\frac{\pi}{4} \times ۲/۵^2} = ۱۷۵۳۳/۷۱ \frac{\text{برش}}{\text{سیکل}}$$

مطابق آنچه ذکر شد، زمان یک سیکل $۰/۸۳$ ثانیه بوده و بنابراین در یک ثانیه $۲۱۱۲۴/۹۵$ ساقه برش داده می‌شود لذا چون برای انجام هر برش به مقدار محاسبه شده نیوتن متر $۰/۰۹۵$ انرژی، لازم خواهد بود قدرت مصرفی برای کل برش‌ها ($۲۱۱۲۴/۹۵$) توسط رابطه زیر با ضرب تعداد کل برش‌ها در مقدار انرژی مورد نیاز یک برش برابر $۲۰۰۶/۸۷$ وات محاسبه شد.

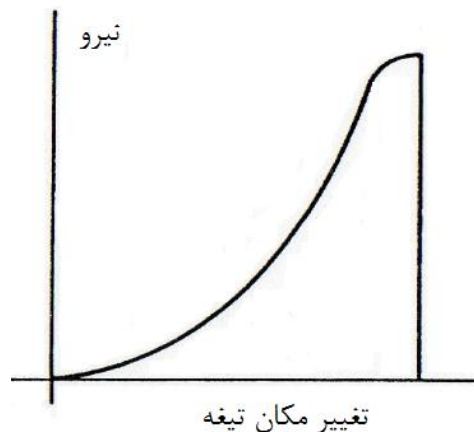
$$P_c = ۲۱۱۲۴/۹۵ \times ۰/۰۹۵ = ۲۰۰۶/۸۷ \text{ وات}$$

محققین حاکی از آن است که در روش دوم مقدار اندازه‌گیری شده کمتر از مقدار واقعی خواهد بود (قهرایی، ۱۳۸۰).

با توجه به تاثیر عامل سرعت برش بر نیرو یا انرژی برشی، می‌توان نتیجه‌گیری کرد که با افزایش سرعت برش، نیروی برشی تا حدودی کاهش می‌یابد و انرژی برشی ویژه تغییر چندانی نمی‌کند. به طور کلی با افزایش سرعت برش، توان برشی مورد نیاز کاهش می‌یابد، ولی به علت افزایش تلفات توان در سرعت‌های زیاد، کل توان مورد نیاز برای وسیله برشی، افزایش پیدا می‌کند. بنابراین در موارد طراحی تیغه، استفاده از نیروی برشی که توسط دستگاه کشش-فشار و در سرعت‌های کمتر اندازه‌گیری می‌شود، برای محاسبه توان برشی لازم در سرعت‌های بالا، قابل اطمینان خواهد شد. برای تعیین نیروی برشی، از اطلاعات و داده‌های نظری گله‌دار و همکاران (۱۳۸۹) استفاده شد.

برای محاسبه توان این واحد، نیروی لازم برای برش علوفه در سرعت برش ضرب می‌شود. برای محاسبه مقاومت برشی و به تبع آن توان برشی مورد نیاز در وسایل برشی مختلف، لازم است که نیرو یا انرژی مورد نیاز جهت برش ساقه تعیین شود. نیروی برشی حاصل ضرب تنش برشی در سطح تماس تیغه و گیاه است. با مطالعه‌ای که بر روی انواع فرآیندهای برش صورت گرفت، عمل برش در این ماشین به وسیله یک قسمت ثابت و یک تیغه متحرک انجام می‌گیرد، قسمت ثابت به عنوان تکیه‌گاه جسم به کار می‌رود که این حالت برش دو تیغه‌ای (ضدتیغه ثابت) نام دارد و از نوع برش جامد بعد از لهیدگی ضربه‌ای تشخیص داده شد.

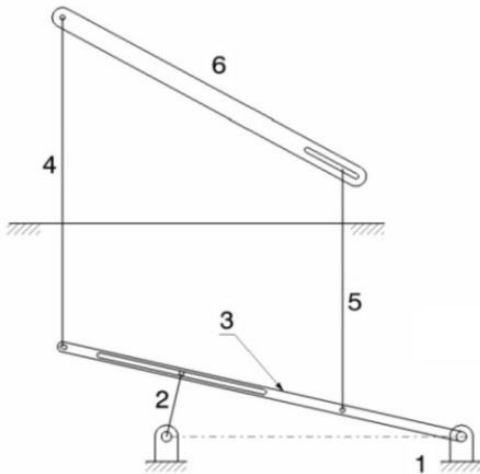
نیروی برش مطابق شکل (۷) به طور آهسته در طول مسیر تیغه افزایش می‌یابد. مصرف انرژی در طول مرحله لهیدگی بیش از ۴۰ تا ۶۰ درصد کل انرژی برشی تعیین شده است (کریمی، ۱۳۸۴).



شکل (۷): نمودار نیرو - جابجایی برای برش جامد بعد از لهیدگی

بنابراین از نمودار نیرو-جابجایی تیغه در برش جامد بعد از لهیدگی برای محاسبه انرژی برشی استفاده شد که طبق تئوری برش، مساحت زیر نمودار، مقدار انرژی مصرفی در هنگام برش خواهد بود. این مساحت با توجه به نمودار شکل (۷) برابر مساحت مثلثی در نظر گرفته شد که ارتفاع آن

در مسیر انتقال توان این ماشین هم مکانیزم رفت و آمدی (اسکاج-یوک) و هم مکانیزم با برگشت سریع مورد استفاده قرار گرفت. طوری که مکانیزم اسکاج-یوک در داخل مکانیزم با برگشت سریع و در بین قطعات لنگ و شاتون طرح شد. شکل (۹) حالت دو بعدی و مدل خطی مکانیزم طراحی شده برای این ماشین را نشان می‌دهد.



شکل (۹): مکانیزم انتقال توان ماشین علوفه خردکن

با استفاده از محاسبات هندسی و تحلیل نیرو و تنش، قطعات این واحد طراحی شد. برای محاسبه توان سیستم انتقال قدرت، گشتاور ایجاد شده از لنگ محاسبه شده و در دور الکتروگیربکس ضرب می‌شود. در اینجا سرعت زاویه‌ای، در 0.83 ثانیه، $\frac{2\pi}{3}$ رادیان بوده و با توجه به این که در سرعت زاویه‌ای زمان برش (0.83) ثانیه، انتقال توان نمود پیدا می‌کند خواهیم داشت:

$$P_t = \frac{2\pi}{3} \div 0.83 = \frac{200\pi}{249} \text{ رادیان}$$

$$P_t = T \times \omega = 2\pi n M \quad (5)$$

$$P_t = \text{توان انتقال قدرت مورد نیاز (وات)}$$

$$M \text{ و } T = \text{گشتاور چرخشی (نیوتن \times \text{متر})}$$

$$\omega = \text{سرعت زاویه‌ای (رادیان بر ثانیه)}$$

$$n = \text{سرعت دورانی}$$

$$P_t = 6589/6932 \times \frac{140}{1000} \times \frac{200\pi}{249} = 2327/9364 \text{ وات}$$

توان کلی ماشین برابر مجموع توان واحدهای تغذیه، برش، و انتقال قدرت می‌باشد.

$$P_T = P_f + P_c + P_t \quad (6)$$

$$P_T = \text{توان کلی مورد نیاز برای ماشین علوفه خردکن (وات)}$$

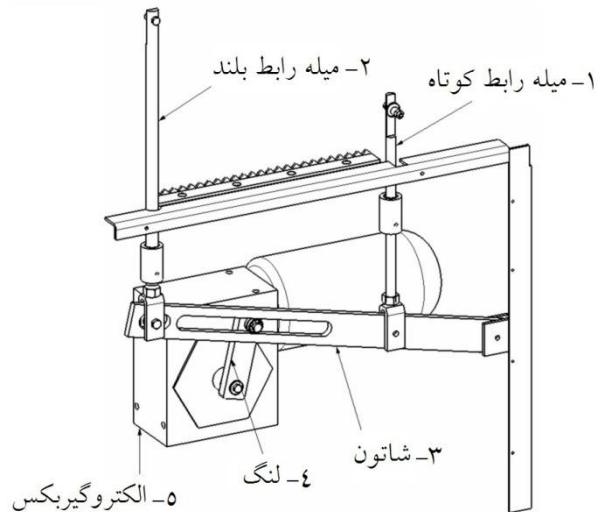
در روش دیگر، با توجه به اینکه توان برشی از رابطه $P_c = F_c \times V_c$ هم بدست می‌آید خواهیم داشت:

$$\text{وات } P_c = 8415 \times 0.3 = 2524/5$$

۳-۲- سیستم انتقال توان

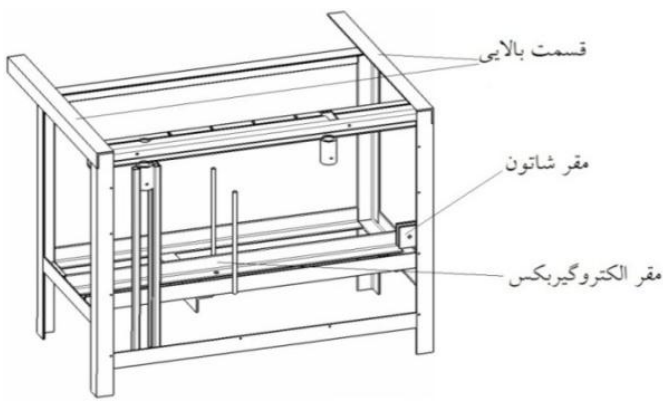
در طراحی واحد انتقال توان (قدرت) سعی شد که از فضاهای خالی موجود در بین قطعات ماشین استفاده گردد تا از برجسته شدن و داشتن شکل هندسی نامنظم ماشین جلوگیری گردد همچنین تلاش شد که اجزای سیستم انتقال توان در داخل و قسمت پوشیده ماشین قرار گیرد که از صدمات و گرفتن لباس اپراتور جلوگیری به عمل آید. مهم‌ترین محدودیت در طراحی سیستم انتقال توان نداشتن جای مناسب در ماشین بود که با استفاده از مکانیزم‌های مباحث دینامیک ماشین این مشکل مرتفع شد.

شکل (۸) طرح کلی واحد انتقال توان ماشین علوفه خردکن را نشان می‌دهد که از الکتروگیربکس (شماره ۵ در شکل ۸) به عنوان منبع توان و از لنگ (شماره ۴ در شکل ۸) و شاتون (شماره ۳ در شکل ۸) و میله‌های رابط بلند و کوتاه (شماره ۱ و ۲ در شکل ۸) به عنوان قطعات و اجزای انتقال دهنده توان تشکیل شد.



شکل (۸): اجزای تشکیل دهنده واحد انتقال توان

سیکل کاری انتقال توان به گونه‌ای است که با استارت کردن الکتروگیربکس، توان از طریق لنگ کوپل شده به شافت الکتروگیربکس، به شاتون انتقال می‌یابد. شاتون در محل ثابتی از شاسی لولا بوده و دارای حرکت نوسانی می‌باشد که حرکت دورانی لنگ را به حرکت رفت و برگشتی میله‌های رابط بلند و کوتاه تبدیل می‌کند. علت بلندی و کوتاهی طول میله‌های رابط، زاویه اریب تیغه متحرک می‌باشد که طول این میله‌های رابط بایستی طوری انتخاب می‌شد که از برخورد شاتون به میله‌های رابط به قسمت بالا و پایین شاسی جلوگیری شود و به تبع آن حرکت شاتون با ارتفاع شاسی متناسب باشد.



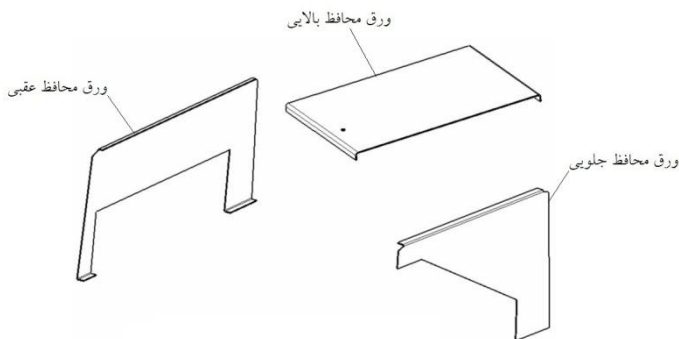
شکل (۱۰): نمای ایزومتریک شاسی

شاسی دارای قسمت‌های زیر می‌باشد:

- ۱- قسمت بالایی شاسی که راهنماهای میله‌های رابط بلند و کوتاه به زیر قسمت بالایی جوش شده و مقر تیغه ثابت (ضد تیغه) و واحد تغذیه می‌باشد.
- ۲- مقر شاتون
- ۳- مقر الکتروگیربکس

۲-۵- پوشاننده‌ها و حفاظ‌های ایمنی

در قسمت‌های بالایی ماشین که واحد برش و تغذیه قرار گرفته است و بیشترین تلفات و صدمات جانی در این بخش اتفاق می‌افتد سعی شد که با حفاظ‌هایی که اکثراً به شکل ورق ۱/۵ میلی‌متر می‌باشند از تماس توسط اپراتور مصون گردد که شمای فنی آنها در شکل (۱۱) آمده است.



شکل (۱۱): حفاظ‌های ایمنی بالای ماشین

قسمت پایینی ماشین نیز که واحد انتقال توان قرار گرفته بوسیله چهار ورق مسطح ۱/۵mm پوشانده شده است تا از برخورد و تماس اجزای انتقال توان با اپراتور جلوگیری شود.

۲-۶- ظرفیت تئوری ماشین

ظرفیت تئوری علوفه خردکن (M_F) از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$P_f = \text{توان واحد تغذیه (وات)}$$

$$P_c = \text{توان واحد برش (وات)}$$

$$P_t = \text{توان واحد انتقال قدرت (وات)}$$

با جاگذاری مقادیر بدست آمده که در انتهای هر بخش به طور جداگانه محاسبه شده‌اند توان کلی ماشین برابر $4353/1564$ وات معادل $5/83$ اسب بخار شد.

در این طرح منبع محرک، الکتروموتور به همراه یک گیربکس کاهنده می‌باشد (شماره ۵ در شکل ۸) که انتخاب طول تیغه‌ها، سرعت کاری، قیمت و سایر پارامترهای طراحی بستگی زیادی به الکتروگیربکس مورد استفاده دارد. الکتروگیربکس باید قادر باشد سرعت و توان‌های کاری مورد نیاز را تامین کند و طرح آن به گونه‌ای باشد که سبب دشواری کار برای اپراتور نباشد.

بر اساس تحقیقات انجام شده و اطلاع از الکتروگیربکس‌های موجود در بازار، بیشتر الکتروگیربکس‌های سبک وزن و برقی موجود ویژه ماشین‌های علوفه خردکن بودند که دارای حداقل توان $2/5$ اسب بخار و وزن بیشتر از 20 کیلوگرم بودند.

الکتروگیربکس مورد استفاده برای ماشین توسط شاسی این ماشین نگه داشته شده و باید در محل مناسبی نسبت به لنگ و شاتون قرار گیرد. ابعاد این الکتروگیربکس $194 \times 300 \times 640$ میلی‌متر است. وزن خالص آن 60 کیلوگرم است و دارای توان اسمی $5/5$ اسب بخار است. حداکثر گشتاور خالص خروجی این موتور 464 نیوتن‌متر در سرعت 1450 دور در دقیقه است.

۲-۴- شاسی ماشین

برای استقرار قسمت‌های طراحی شده اعم از واحد تغذیه، واحد برش، واحد انتقال توان، محورها و بوش و راهنماهای میله رابط بلند و لولای شاتون و قراردادن الکتروگیربکس در وضعیت مناسب نسبت به مکانیزم واحد انتقال توان و همچنین ورق‌های محافظ پوشاننده، نیاز به شاسی می‌باشد. برای ساخت شاسی ماشین از نبشی‌های آهنی استاندارد 50×50 میلیمتری که در امور ساختمانی بیشتر کاربرد دارند استفاده شد. سعی گردید از نبشی‌های سبک استفاده شود تا وزن ماشین پایین بیاید. شکل (۱۰) طرحواره شاسی ماشین را نشان می‌دهد.

تعیین گردید که این پارامترها موافق تحقیقات انجام یافته در این زمینه بود. سرعت تیغه متحرک ۰/۳ متر بر ثانیه و فاصله آن با ضدتیغه بصورت مماسی انتخاب شد. بیشترین تنش وارد در هنگام برش ۱۵/۵ مگاپاسکال محاسبه گردید که با توجه به جنس فولاد استفاده شده قابل قبول می باشد. مقادیر بالاتر سرعت به دلیل حصول اطمینان از برش کامل ساقه ها و جلوگیری از فرار ساقه در مقابل تیغه انتخاب شد که موافق عقیده پراسان (۱۹۸۷) مبنی بر افزایش کل توان مورد نیاز برای وسیله برشی، با افزایش سرعت تیغه ها بود هر چند که توان برشی بدون تغییر باقی می ماند. بیشترین توان مصرفی علوفه خردکن برای یونجه تر با تیغه ای به طول ۵۰۸ میلی متر برابر ۲ کیلووات بود این توان متأثر از سرعت تیغه، عرض برش و انرژی برشی ویژه مورد نیاز ساقه بوده و با توان خروجی الکتروگیربکس انتخاب شده مطابقت داشت.

توان مورد نیاز می تواند توسط یک الکتروگیربکس به راحتی تامین گردد. به این منظور در انتقال قدرت این ماشین از ترکیب مکانیزم اسکاچ-یوک و مکانیزم با برگشت سریع استفاده شده است که انتقال توان توسط لنگ و شاتون بکار برده شده در این مکانیزم-ها صورت خواهد گرفت. میله های رابط بلند و کوتاه برای تامین نیروی برشی تیغه متحرک بوده و قطر و طول میله رابط بلند به ترتیب برابر ۲۵/۵۶ میلی متر و ۷۱۷ میلی متر و از آن کوتاه به ترتیب برابر ۱۷/۲ میلی متر و ۴۱۹/۹ میلی متر بدست آمد. حداقل ابعاد لازم برای شاتون برابر ۱۵×۷۰×۸۸۰ میلی متر به ترتیب ضخامت، عرض و طول و از آن لنگ برابر ۴۱/۱۳×۶۴/۵۳×۱۸۰ میلی متر به ترتیب ضخامت، عرض و طول در نظر گرفته شد.

در محاسبه توان مورد نیاز ماشین از مجموع توان واحدهای تشکیل دهنده نظیر تغذیه، برش، انتقال قدرت استفاده گردید که ضمن مشاهده هم خوانی خوب آن ها، منبع توان از الکتروموتور تیپ ۱۴۵۰ دور در دقیقه ای با نسبت کاهش ۲۰ که توان آن برابر مجموع توان واحدهای تغذیه، واحد برش، واحد انتقال توان بوده و برابر ۴/۳۵ کیلووات یا ۵/۸۳ اسب بخار محاسبه شد. از نتایج بدست آمده در طی محاسبه این توان، تعیین برش جامد بعد از لهیدگی و از نوع ضربه ای در علوفه خردکن ها، محاسبه حداکثر دبی علوفه و محاسبه حداکثر نیروی علوفه نیوتن $F=۸۴۱۵$ و حداکثر انرژی مورد نیاز نیوتن متر $W=۰/۰۹۵$ برای برش یک ساقه علوفه (یونجه) می باشند.

حمل ماشین توسط اپراتور انجام می گیرد به طوری که ماشین دارای دو دسته در عقب و یک چرخ در جلو می باشد (شکل ۱۲). ظرفیت تئوری ماشین در حدود تن بر ساعت ۱/۸ محاسبه شد. وزن کلی ماشین در حدود ۲۰۰ کیلوگرم می باشد. مزیت ماشین طراحی شده نسبت به نمونه های عرضه شده در بازار، ساده تر بودن

$$M_F = \frac{\rho_F \times A_t \times V_F}{۱.۴} \quad (۷)$$

M_F = ظرفیت تئوری یا شدت تغذیه (کیلوگرم بر ثانیه)

ρ_F = وزن مخصوص علوفه در گلوگاه برش (کیلوگرم بر متر مکعب)

A_t = مساحت گلوگاه تغذیه (سانتی متر)

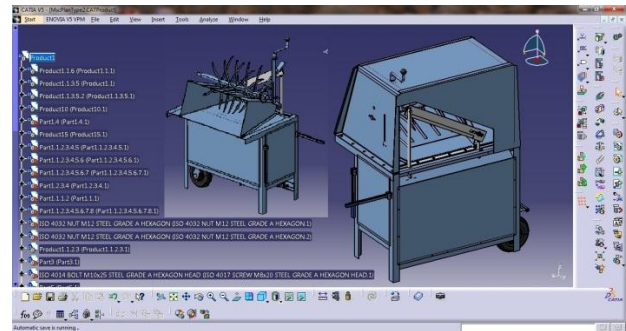
V_F = سرعت تغذیه مواد (متر بر ثانیه)

با جاگذاری $\rho_F = ۵۵$ و $A_t = ۵۸۸/۷۷۲$ و $V_F = ۰/۱۵۶$ ظرفیت نظری

ماشین برابر با ۰/۵۰۵۲ کیلوگرم بر ثانیه خواهد بود.

۲-۷- مدل سازی

در نهایت طراحی مدل کامپیوتری ماشین علوفه خردکن در این طرح توسط نرم افزار CATIA تهیه شده است. در تهیه مدل کامپیوتری ماشین علوفه خردکن ابتدا هر یک از قطعات طراحی شده، مدل سازی شده است و سپس با رعایت وضعیت قرارگیری آنها در ماشین و اعمال قیدهای لازم در این برنامه، قطعات به همدیگر مونتاژ شدند تا مدل کامپیوتری کل ماشین بدست آید. شکل (۱۲) مدل کامپیوتری بدست آمده از علوفه خردکن طراحی شده را نشان می دهد.



شکل (۱۲): مدل کامپیوتری بدست آمده از علوفه خردکن طراحی شده

۳- نتایج و بحث

در مدل سازی واحد تغذیه ماشین محور مرکزی از میلگرد فولادی با قطر ۲۵ میلی متر و طول ۹۰۰ میلی متر استفاده شد که تعداد ۵ ردیف چنگال تغذیه با ابعاد ۳×۱۱×۲۴۱ میلی متر به ترتیب ضخامت، عرض و طول با احتساب قطر کلی واحد تغذیه برابر ۵۲۰ میلی متر در نظر گرفته شد که در سیستم محرک واحد تغذیه از بلبرینگ یک طرفه ۵۱۱۰۶ شرکت SKF و کلاچ جفجغه ای استفاده شد و سرعت دورانی این واحد نیز ۶ دور در دقیقه محاسبه گردید.

در واحد برش طول برش ۵۱۰ میلی متر در نظر گرفته شد و ابعاد تیغه متحرک ۸×۷۵×۸۰ میلی متر به ترتیب ضخامت، عرض و طول با طول برش ۵۱۰ میلی متر در نظر گرفته شد. لبه برنده دارای سختی ۵۵-۵۹ راکول C با زاویه تیزی ۲۰ درجه بوده و زاویه اربیش برابر ۲۴/۸ درجه

ساختمان، بکارگیری قطعات کمتر، قابلیت و کارایی بالا و ایمن تر بودن و در نهایت مقرون به صرفه بودن از لحاظ اقتصادی می باشد.

منابع مورد استفاده

- بهروزی لاز، م. ۱۳۸۶. اصول طراحی ماشین های کشاورزی. ترجمه، چاپ اول، مرکز نشر دانشگاه آزاد اسلامی.
- شاهی، ط.، ت. توکلی، س. مینایی، و ح. ذکی. ۱۳۸۴. توسعه و آزمون یونجه خردکن موتوری برای واحدهای دامی کوچک. پایان نامه کارشناسی ارشد دانشگاه تربیت مدرس.
- قهرایی، ا. ۱۳۸۰. طراحی و ساخت سیستم برش برای ماشین سورگوم شیرین. پایان نامه کارشناسی ارشد دانشکده کشاورزی دانشگاه تربیت مدرس.
- کریمی، ه. ۱۳۶۷. یونجه. انتشارات مرکز نشر دانشگاهی تهران.
- کریمی، ح. ۱۳۸۴. طراحی دستگاه کلس خردکن جهت نصب بر روی کمباین های جاندر ۹۹۵. پایان نامه کارشناسی ارشد دانشگاه ارومیه.
- نظری گله دار، م.، ع. جعفری، ا. طباطبائی فر، ا. شریفی و ح. توکلی. ۱۳۸۹. تاثیر مقدار رطوبت، سرعت بارگذاری و نواحی ارتفاعی بر استحکام کششی ساقه یونجه. پنجمین کنگره مکانیزاسیون و ماشینهای کشاورزی دانشگاه فردوسی مشهد.
- نظری گله دار، م.، ع. جعفری، ا. طباطبائی فر، ا. شریفی و ح. توکلی. ۱۳۸۷. مشخصه های خمشی و برشی ساقه یونجه. پنجمین کنگره مکانیزاسیون و ماشین های کشاورزی دانشگاه فردوسی مشهد.
- ولی نژاد، ع. ۱۳۸۳. جداول و استانداردهای طراحی و ماشین سازی (ترجمه) چاپ بیست و سوم. نشر طراح.
- ASAE standards. 2006. 52nd Ed. S358.2:1:1 measurment-forages.st. Joseph, MI: ASAE
- Chen, Y., J.L. Gratton and J. Liu. 2004. **Power requirements of hemp cutting and conditioning.** Biosystems Engineering 87 (4), 417-424
- Forage harvesting equipment ASAE Standards, 2005
- Hoseinzadeh, B., A. Esehaghbeygi and N. Raghmi. 2009. **Effect of moisture content, bevel angle and cutting speed on shearing energy of three wheat varieties.** World applied sciences Journal 7 (9): 1120-1123, ISSN 1818-4952© IDOSI Publications
- Kronbergs, E and M. Smits. 2009. **Cutting Properties Common Reed Biomass.** Engineering For Rural Development.
- O'Dogherty, M. J. 1982. **A Review of Research on Forage Chopping.**
- Persson, S. 1987. **Mechanics of cutting plant material.** St. Joseph, Michigan, U.S.A.
- Tavakoli, H, S.S. Mohtasebi and A. Jafari. 2009. **Effect of Moisture Content and Loading Rate on the Shearing Characteristics of Barley Straw by Internode Position.** Agricultural Engineering International: the CIGR Ejournal. Manuscript 1176. Vol. XI.

Design and Construction Method of Forage Chopper for a Medium Sized Livestock Unit

B. Gharibeh gharibeh^{1*}, S.S. Seiedlou¹ and H. Navid¹

Received: 10 Jan 2014

Accepted: 22 Feb 2015

¹Department of Biosystems Engineering, Faculty of Agriculture, University of Tabriz, Tabriz, Iran

*Corresponding Author: E-mail: b.gharibeh@tabrizu.ac.ir

Abstract

Forage chopping machine is applied for preparation and cutting forage in villages and small sized livestock units. The machine is placed on a flat and balanced site and chops hay and silage in various lengths depending on the type of livestock. This study was performed in order to obviate the needs of small and medium livestock units to a suitable chopper. By surveying on several models of choppers and using the results of previous studies, the proper design was selected. All of the parts and transmission system of the chopper were designed and modeled by CATIA software. Considering the plant material cutting processes, the mechanism of guillotine quick return for cutting system was selected. The required power of the machine was calculated to be 5.5hp based on mechanical-physical properties of alfalfa stems. The advantages of this machine over the other available choppers in the market are: simplified structure, using fewer parts, producing low dust and above the all, it has a separate feeding unit which increases safety. A 1450 rpm electro-gearbox with the reduction ratio of 1:20 was used in this machine. The type of power transformation system from electro-gearbox to cutting unit was quick return mechanism self-return scotch-yoke mechanism. Theoretical capacity of the designed chopper machine was estimated as 1.8 ton/hr.

Keywords: Design and Hay, Electro motorized Forage Chopper, Forage.