طراحی، ساخت و ارزیابی ماشین برداشت هویج مناسب مزارع کوچک ، قسمت اول: تعیین تجربی پارامترهای طراحی و امکان سنجی

منصوره مظفری[۱] و حمیدرضا قاسم زاده[۲]
کارشناس مرکز تحقیقات و استاد دانشگاه تبریز

چکیده :

برداشت هویج یکی از مشکلترین مراحل تولید این محصول بوده و هزینه و کارگر زیادی را نیاز دارد، بطوریکه هزینه برداشت دستی در حدود نصف هزینه‌های تولید و کارگر مورد نیاز حدود ۳۰۰ نفر کارگر در هر روز برای برداشت یک هکتار تخمین زده شده است. ناتوانی کشاورزان در خرید ماشینهای تجاری که ناشی از کوچک بودن سطح مزارع می باشد ، سبب گردیده است که برداشت این محصول بطریق دستی انجام گیردکه این امر موجب کاهش سطح زیر کشت هویج شده است. در این مطالعه ، جهت رفع مشکل ، ماشین برداشت هویج از نوع نیمه سوار و تک ردیفه در نظر گرفته شدکه ابتدا محصول را از خاک کنده و سپس سرزنی می‌کند. آزمایشات مورد نیاز جهت تعیین داده‌های اولیه در مناطق هویج کاری بستان آباد اجرا شد و سپس طراحی اجزاء مختلف ماشین مورد نظر قرار گرفت و سعی شد که کلیه اجزاء ماشین از نظر ساختمانی و تنظیمات حدالامکان متناسب با مواد اولیه موجود در کشور و به شکل ساده انجام گیرد. همچنین سیستم‌های انتقال توان مناسب برای هر یک از اجزای کاری ماشین طراحی گردید.نظر به اینکه سرعت تسمه‌های بالابر جهت کاهش صدمات مکانیکی باید متناسب با سرعت پیشروی باشد، توان مورد نیاز برای حرکت تسمه‌های بالابر از چرخهای حامل ماشین گرفته شدو نیز چرخی جهت تنظیم وکنترل ارتفاع چنگ زنی تسمه‌های بالابر و عمق کاری خیشنوک منظور گردید و تدابیری جهت کاهش دادن احتمال صدمه دیدگیهای محصول در واحد سرزن و هنگام سقوط به زمین در نظر گرفته شد.توان کل ماشین ۱۳ اسب بخار تخمین زده شدودر نهایت تراکتور گروه (I)جهت اتصال ماشین به آن مناسب تشخیص داده شد.

واژه های کلیدی: ماشین برداشت، هویج ، خیشنوک، تسمه‌های بالابر، سرزن.

مقدمه:

هویج اهمیت فراوانی از نظر تغذیه‌ای دارد و دارای عناصر غذایی بسیار مهم مثل کاروتین α ، β و دیگر کربوهیدراتها ، ویتامین Cو B ،کلسیم،پتاسیم،پروتئین،فیبرهای معدنی وغذایی است [۲].

از بین مراحل مختلف تولید، برداشت هویج یکی از دشوارترین مراحل تولید این محصول بوده و مشکلات زیادی را از قبیل نیاز به زمان و کارگر زیاد از یک سو و کمبود کارگر در روزهای اوج وافزایش دستمزد و اتلاف محصول از سوی دیگر به همراه دارد.طبق تحقیقات انجام یافته در داخل و خارج از کشور ثابت شده است که بیش از ۵۰ درصد هزینه‌های تولید این محصول مربوط به عملیات برداشت است و برای برداشت یک هکتار در روز نیاز به ۳۰۰ نفر کارگر می‌باشد [۱۶و۵]. این در حالی است که به علت کوچک بودن اکثر مزارع، کشاورزان ما قادر به

استفاده از ماشینهای برداشت هویج تجارتی که گرانقیمت نیز می‌باشند نیستند و نیز بدلیل نحوه کاشت درهم اکثرمزارع، هویج های تولیدی از کیفیت پایین‌تری برخوردارند که این امر باعث کاهش بازارپسندی این محصول گردیده است. بدیهی است که توسعه مکانیزاسیون و افزایش استفاده از ادوات مناسب و بهینه کردن سیستمهای تولید این محصول می‌تواند موجب افزایش سطح زیر کشت گردیده و کمک شایانی به توسعه صادرات و رشد اقتصادی کشور نماید.

ماشینهای برداشت تجارتی هویج که در سراسر دنیا مورد استفاده قرار می گیرندعموما به دو نوع تقسیم بندی می‌شوند:

نوع اول:ماشینهایی که با و یا بدون عمل سرزنی محصول را از خاک خارج می‌کنند.

نوع دوم: برداشت با ماشینهایی که ابتدا محصول را از خاک خارج نموده و سپس عمل سرزنی را انجام می‌دهند.

ماشینهای نوع اول در واقع نوعی ماشین برداشت سیب‌زمینی تغییر یافته و یا ماشین چغندرکن تغییریافته هستند و در مواردی که فصل برداشت سپری شده یا ریشه‌ها، بسیار بزرگ هستند یا به عللی سبزینه‌ها پژمرده شده‌اند بکار می‌روند. در اینوع ماشینها ،توده زیادی از خاک با کلوخ، سنگ، بقایای سبزینه‌ها، علفهای هرز و ریشه‌ها به داخل ماشین برده می‌شود که جدا کردن همه آنها از ریشه‌ها مشکل و انرژی براست و ظرفیت جدا سازی از خاک در این ماشینها باید زیاد باشد. در این‌نوع ماشینها صدمات وارده به ریشه‌های هویج که ناشی از ضربات ارتعاشی و نیز بالا بردن ریشه‌ها به همراه خاک است بیشتر می‌باشد و اینوع ریشه‌ها برای تازه خوری مناسب نبوده و بیشتر بمنظور فرآوری بکار می‌روند [۱۷و۱۱].

ماشینهای نوع دوم متداول‌ترین نوع ماشینهای تجارتی هویج دردنیا هستندومی‌توانند برای برداشت محصولات ریشه‌ای که شاخ وبرگ آنها محکم به ریشه چسبیده‌اندوبصورت ردیفی کاشته شده اند بکار روند. این ماشینها، بازده کاری بالاتری نسبت به ماشینهای نوع اول دارندو صدمه دیدگی وتلفات ناشی از برداشت در این ماشینها حداقل است.واحدهای کاری اصلی اینوع ماشینها از خیشنوک برای شل کردن محصول در خاک، سیستم بیرون کشنده برای خارج کردن محصول از خاک و انتقال آن و واحد سرزن بمنظور حذف قسمتهای اضافی محصول تشکیل شده است [۹].

عمده‌ترین مزایای این ماشینها بطور کلی عبارتند از:

۱-این ماشینها قادر به کندن محصولات حساس از خاک با کمترین میزان صدمه دیدگی می‌باشند.

۲-استفاده ازاین ماشینهاموجب کاهش دادن شکستگی‌هاو کوفتگی ها تا پایینترین حد ممکن می‌گردد.

۳-این ماشینها در روی زمینهایی که دارای سنگ زیادی می‌باشند مناسبتر از ماشینهای نوع اول هستند.

٤-مصرف توان این ماشینها بواسطه اینکه خاک اضافه همراه محصول جابجا نمی شود کمتر است و این ماشینها دارای سرعت کاری زیادتری هستند.

۵-این ماشینها بهترین عملکرد را در روی ردیفهای تکی دارند، بنابراین کشاورز، تشویق به کاشت ردیفهای تکی خواهد شد که در نتیجه هویجهای با اندازه یکنواخت و با کیفیت عالی و بازار پسند بدست آمده و درآمد خالص کشاورز نیز افزایش خواهدیافت[٦].

اینوع ماشینها می‌توانند از نوع سوار شونده، نیمه سوار ، کششی یا خود گردان باشند. این ماشینها با تغییراتی می‌توانند برای برداشت محصولات دیگر مثل چغندر ، شلغم و پیاز مورد استفاده قرار گیرند.

بر اساس تحقیقات انجام شده در زمینه جنبه های اقتصادی استفاده از ماشین در برداشت هویج ، یک ماشین برداشت ، تنها ۱۲ تا ۱۵ ساعت کار برای برداشت یک هکتار نیاز داردو صرفه جویی در هزینه‌های کارگری بقدری چشمگیر است که سرمایه‌گذاری روی ماشین بسیار گرانقیمت را برای برداشت محصول از مساحتی به اندازه حتی کمتر از ۱/٦ هکتار توجیه پذیرمی سازد [۱۷].

در سال ۱۹۸۷ ، Gary Bishop و Maurice Pascua [۱۰] مطالعه‌ای روی برداشت هویج در کانادا انجام دادند، آنها در مطالعات خود از ماشینهای نوع دوم استفاده کرده و سیستم ماشینی را با روشهای سنتی از لحاظ اقتصادی مقایسه نمودند. نتایج مطالعات ایشان نشان داد که نه تنها اندازه مزرعه هیچگونه محدودیتی در مقابل مکانیزه کردن سیستم برداشت هویج ایجاد نمی‌کند بلکه هم در مزارع کوچک و هم در مزارع بزرگ، هزینه‌های برداشت بطور قابل توجهی کاهش می‌یابد.

در کشور ما روی برداشت مکانیکی هویج مطالعاتی صورت نگرفته است که این امر خود لزوم مطالعه و تحقیق در این زمینه را می طلبید. در این مطالعه جهت سهولت بخشیدن به برداشت هویج و کاهش هزینه‌ها و تلفات ناشی از برداشت سعی شد تا حد امکان داده‌های مورد نیاز بصورت تجربی تعیین گردیده و ماشینی طراحی شود که ضمن داشتن بازده و سیستم کاری مناسب ، برای مزارع کوچک قابل استفاده بوده و باامکانات موجود و با هزینه قابل قبول بتواند ساخته شود. در این مطالعه ، ماشین از نوع دوم به دلیل مزایای زیاد ذکر شده برای طراحی انتخاب گردید. مراحل ساخت و ارزیابی ماشین نیز در قسمت دوم طرح، بر اساس مطالعات و امکان سنجیهای انجام یافته در مرحله اول اجراء خواهد گردید.

مواد و روشها:

در این مطالعه داده های اولیهء مورد نیاز، شامل خصوصیات خاک مزارع هویج و خصوصیات فیزیکی و مکانیکی ریشه‌ها و ساقه‌های هویج بودکه با استفاده از نمونه‌گیریهای ۳۰ تایی تصادفی در مناطق هویج کاری بستان‌آباد و روستاهای اطراف و از طریق آزمایش تعیین گردیدو برخی از داده‌های مورد نیاز نیز از طریق منابع معتبر بدست آمد. در محاسبات ،فاصله ردیفی استاندارد هویج کاری بطور متوسط ۳۰۰ میلی‌متر و فاصله بین بوته ها در روی یک ردیف بطور متوسط ۳۵ میلی‌متر و حداکثر سرعت پیشروی معادل۵ کیلومتر درساعت(۱/۳۸۹متردرثانیه) در نظر گرفته شد.

پارامترهای قابل اندازه‌گیری مهم در مورد خاک عبارت از بافت خاکی منطقه، وزن مخصوص ظاهری خاک، شاخص مخروطی خاک، ضریب اصطکاک داخلی و ضریب اصطکاک بین خاک و تیغه بود. وزن مخصوص ظاهری خاک که عبارت از وزن واحد حجم خاک خشک در شرایط طبیعی است با استفاده از نمونه‌گیری‌های تصادفی و آزمون آنها و تعیین میانگین، برابر مقدار متوسط ۱/۳۲۷ گرم بر سانتی‌متر مکعب بدست آمد و در مورد بافت خاک ، نتایج زیر حاصل شد.

جدول ۱-بررسی بافت خاک مزارع زیر کشت هویج در منطقه بستان آباد

بافت خاکی نام منطقه	شن(٪)	سیلت(٪)	رس (٪)
بستان آباد	۲۸	۳۸	۳٤
نوجده السادات	٥٤	۲٤	۲۲
اشتق علیا	۲٦	٤٤	۳۰
عین الدین	٤۲	۳۲	۲٦

مقاومت به نفوذ نیز با دستگاه نفوذ سنج SP ۱۰۰۰ با زاویه مخروط استاندارد ۳۰ درجه و قطر ۱۲/۸۳ میلی‌متر در عمقهای ۱۰ تا ۵۰۰ میلی متر در نقاط مختلف اندازه‌گیری و داده‌ها به کامپیوتر منتقل گردید و نمودار مقدار نیروی لازم به نفوذ برای هر عمق از خاک بدست آمد. سپس برای اینکه نتایج به شاخص مخروطی تبدیل شود، مقدار نیرو برسطح مقطع مخروط تقسیم گردیده و بر حسب واحد کیلو پاسگال تنظیم شد و میانگین شاخص مخروطی برای عمقهای مختلف و پلاتهای مختلف تا عمق کاری تیغه مطابق جدول ۲ محاسبه گردید.

جدول۲-میانگین شاخص مخروطی در عمقهای مختلف به فواصل ۵۰ میلی‌متر

عمق خاک	۵۰	۱۰۰	۱۵۰	۲۰۰	۲۵۰	۳۰۰
شاخص مخروطی	۵۱۸/۵	۵۲۱	٥٦٦/٦	۷۰۰/٦	۱۲٦۷/۲	۱۸۱٦/۱

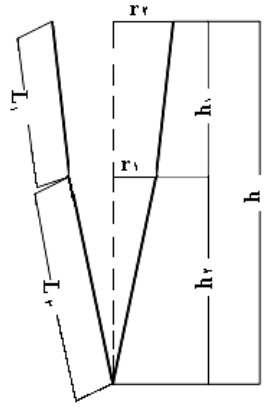
ضریب اصطکاک داخلی خاک و ضریب اصطکاک بین خاک و تیغه نیز که پارامترهای بسیار مهم در طراحی تیغه هستند، با در نظر گرفتن بافت خاکهای مورد آزمایش و از منابع موجود در زمینه مکانیک خاک برابر مقادیر زیر بدست آمد [٤و۱].

ضریب اصطکاک داخلی خاک: $\varphi=۳۵^{\circ}$ _ $tg\varphi=۰/۷$

ضریب اصطکاک بین خاک و تیغه: $\acute{\mu}=۰/٤۳$ _ $\delta=Arctg۰/٤۳=۲۳/۳$

(φ وδبه ترتیب زاویه اصطکاک داخلی خاک وزاویه اصطکاک بین خاک و تیغه می باشند.)

درموردخصوصیات فیزیکی ومکانیکی محصول ، وزن متوسط هرریشه هویج، ابعاد متوسط گیاه هویج ،نیروی کشش مورد نیاز برای بیرون کشیدن هرهویج ازخاک ، مقاومت کششی نهایی ساقه‌های هویج وضریب اصطکاک بین تسمه و سبزینه هویج اندازه گیری گردید. اندازه‌گیریهای مربوط به وزن ، توسط ترازوی دیجیتالی تا ۰/۱ اعشارتعیین ووزن متوسط هر ریشه هویج برابر ۸۳/٤ گرم بدست آمد. واندازه‌گیریهای ابعادی با در نظرگرفتن شکل مخروطی مطابق شکل (۱) برای هویج و بوسیله کولیس ورنیه و سانتی‌متر انجام گرفت و از نتایج حاصل میانگین گیری شد که در جدول (۳) آمده است.



شکل ۱–مدل فرضی ریشه هویج

جدول ۳–میانگین ابعاد اندازه‌گیری شده هویج

فاکتور	مقدار میانگین (mm)
r_1	۱۲/٤٤
r_2	۱٦/۱۲
h_1	۱۲٦/۱۲
h_2	٦۲/٦٤
L_1	۱۲٦/۱۷
L_2	٦۳/۸٦
h	۱۸۸/۷٦
c_2^1	٤۲۱/۱٥
d_b	۱۹/۸
d_s^3	۳/۹۸

۱–طول قسمت سبزینه هویج،۲– قطر بن (محل اتصال سبزینه به ریشه)،۳– قطر ساقه

سپس نیروی کششی مورد نیاز برای بیرون کشیدن هویج از خاک مدنظر قرار گرفت که این فاکتور اهمیت فراوانی در طراحی تسمه‌های بالابر دارد،برای تعیین آن از مدلهای پیشنهادی Furuya [۱۲] جهت محاسبه نیروی کششی مورد نیاز استفاده گردید که با در نظر گرفتن ابعاد متوسط هویجهای منطقه و نیز بافت خاکی موجود، دو مدل زیرانتخاب شد:

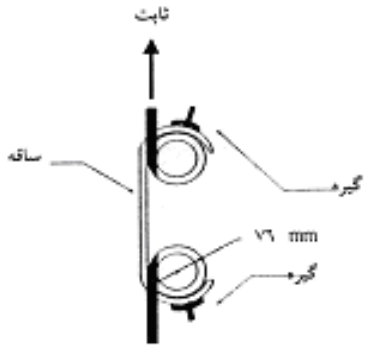
$F=۰/۰۲۳\ S-۰/۹۳$ $(r=۰/۷۷)$ $F=۰/۰۱٥S+۰/۱۹$ $(r=۰/۸۸)$

که S سطح جانبی ریشه هویج(cm^2) و F نیروی مورد نیاز برای بیرون کشیدن هر هویج از خاک (kg) می‌باشد. مقدار S با در نظر گرفتن شکل(۱) و میانگینهای ابعادی بدست آمده برای هویج از رابطه $S = \pi[(r_۱ + r_۲)l_۱ + r_۲l_۲]$ تعیین گردید و پس از جایگذاری و محاسبه دو مدل فوق‌الذکر مقدار نیروی بزرگتر محاسبه شده که برابر ۲۹/۲۸٥

نیوتن بود،انتخاب و در یک ضریب اطمینان ۲ بمنظور احتمال وجود هویجهای بزرگتر از اندازه یا تغییر بافت خاکی در مناطق مختلف ضرب شد.

یکی دیگر از عوامل مهم در طراحی تسمه‌های بالابر و تعیین ضریب اطمینان کاری، ضریب اطصکاک بین ساقه‌های هویج و تسمه‌ها بود که تاثیر مهمی در کارکرد ماشین دارد. بدلیل عدم دسترسی به مقدار دقیق ضریب اصطکاک بین تسمه و سبزینه گیاه این فاکتوربطریق عملی وآزمایشگاهی تعیین گردید.برای اینکار تسمه ازجنس مناسب انتخاب وروی یک تخته به عرض ۱۵۰ و طول ٦۰۰ میلی‌متر پهلوی هم چسبانده شدوتخته مورد نظراز انتها به تخته دیگری به همان اندازه لولا گردیدودرمحل لولا شده یک نقاله نصب گردید وکل مجموعه، روی یک میز موازی سطح افق قرار داده شد. سبزینه‌ها روی تخته پوشش داده شده با تسمه گذاشته شده و انتهای آزاد تخته به ملایمت بالا برده شد، زاویه‌ای که در آن ساقه‌های هویج شروع به لغزش کرد از روی نقاله قرائت گردید . آزمایش در ۳۰ تکرار انجام شد و میانگین °۳۹/۲۱ برای زاویه اصطکاک بدست آمد و از آنجا مقدار ضریب اصطکاک برابر ۰/۸۱٦ حاصل گردید.

آخرین پارامتر اندازه‌گیری شده، مقاومت کششی نهایی(Tensile strength) ساقه‌های هویج بود که این فاکتور نقش مهمی درتعیین قابلیت اطمینان ماشین دارد.جهت اندازه‌گیری آن از سیستمی مطابق شکل (۲) استفاده گردید. سیستم از بالا به یک نقطه ثابت متصل گردیدو در قسمت پایین قلاب و تجهیزاتی برای قرار دادن وزنه اضافه شد.وزنه ها بتدریج اضافه گردید تا اینکه در یک مقدار مشخص نیرو،ساقه بریده شد. مقدار این نیرو یادداشت و با وزن ادوات اضافی متصله در قسمت پایین جمع زده شد و سپس بر مساحت مقطع ساقه تقسیم گردید.اندازه گیریها در ۳۰ تکرار انجام شدواز داده‌های حاصل میانگین‌گیری شد و متوسط مقاومت کششی برابر ۵/۱۸ نیوتن بر میلی‌متر مربع بدست آمد.



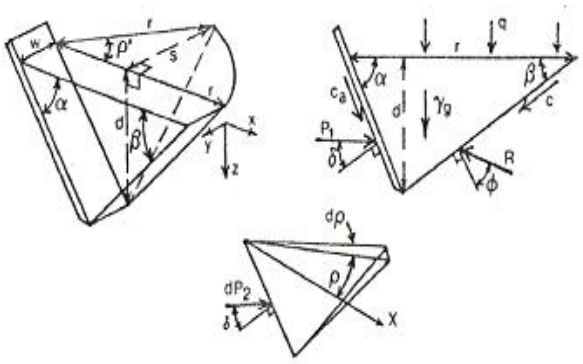
شکل۲- وسیله مورد استفاده برای تعیین مقاومت کششی نهایی ساقه هویج

طراحی قسمتهای مختلف ماشین

۱–خیشنوک[1]: وظیفه خیشنوک شل کردن خاک اطراف ریشه و در نتیجه سهولت بخشیدن بـه عمـل بیـرون کشـیدن ریشه از خاک است. این سیستم در واقع اولین جزء کاری ماشین میباشد که در عمق معینی پایینتر از ریشـه کـار کرده و باعث شل شدن خاک گردیده و آنرا کمی بطرف بالا جابجا می کند. مهمترین جزءاین سیستم تیغـه بـوده و پارامترهای کاری آن شامل عرض ، طول و زاویه تمایل تیغه، سرعت کاری و عمق کار تیغه می‌باشد.

۱–۱ طراحی تیغه:

در این مطالعه با توجه به مزایای گوناگون تیغه‌های ذوزنقه‌ای شکل از جمله عدم انسداد خاک در انتهای تیغـه و نیز انتقال کمتر خاک و وارد کردن حداقل صدمه به محصول و متداول بودن آنهـا بـرای بررسـی انتخـاب گردیـد. زاویه نفوذ مناسب خیش بمنظور کاهش دادن نیروی کششی و افزایش نیروی بالاسوی تیغه برابـر۱۵ درجـه در نظـر گرفته شد [٤و١٤] و با توجه به اینکه تیغه باید متضمن برش مناسب خاک در زیر هر ردیف محصـول باشـد بـا در نظر گرفتن عرض ردیف استاندارد برای هویج و پراکنـدگی محصـول در روی ردیـف برابـر ۱۵۰ میلـی‌متـر منظـور گردید.در زاویه نفوذ ۱۵ درجه طول مناسب تیغه می‌توانست مقادیری بین ۳۵۰ تا ٤۰۰ میلی متر را اختیـار کنـد [۳] که بمنظور به حداقل رساندن مقاومتها،طول مناسب تیغه ۳۵۰میلی مترانتخاب وعمق کارتیغه باتوجه به طول متوسط ریشه های هویج ودر نظرگرفتن ضریب اطمینان ۱/۵، برابر۳۰۰ میلی متردرنظرگرفته شد.نیروهـای وارد بـر تیغـه بـا استفاده از تحلیل Mckyes و Ali(۱۹۷۷) مطابق شکل (۳)تحلیل شد [به نقل از منبع شماره ١٤].



شکل ۳ : نیروی وارد بر تیغه در حین جابجایی در خاک [١٤].

در شکل فوق P1 نیروی لازم برای حرکت ناحیه مرکزی و P2 نیروی لازم برای حرکت بخش گوه‌ای شکل می‌باشد. نیروی کل وارد بر تیغه از رابطه(۱) محاسبه گردید.

$$P = (\rho g d^2 N_\gamma + c d N_c + g d N_g + C a d N_{ca}) W \quad (۱)$$

در رابطه فوق:

P: کل نیروی وارد بر تیغه (kN)

ρ : وزن مخصوص ظاهری (g/cm^3 یا t/m^3) : شتاب گرانش(m/s^2)

[1]- plowpoint

d = عمق کاری تیغه در زیر خاک (m)

C = ضریب هم چسبی ذرات خاک (kPa)

q = فشار ناشی از اضافه بار که بطور عمودی روی سطح عمل می‌کند (kPa)

W=عرض تیغه(m)

Ca=ضریب دگر چسبی خاک و تیغه(kPa)

Nγ, Nc, Nq, Nca ضرایبی هستند که نه تنها به مقاومت اصطکاکی خاک بستگی دارند،بلکه بـه وضـعیت هندسـی تیغه و خصوصیات مقاومتی تیغه نسبت به خاک وابسته هستند که مقادیر آنها آماده و بصورت نمـودارهـایی موجـود است.

باتوجه به خصوصیات خاکهای منطقه وابعاد تیغه C=۱۰kPa ،Ca=۰ ،Nc=۶٫۵وNγ=۱۱٫۵ از جداول موجود[۱٤] بدست آمدوباتوجه به اینکه اضافه باری نیز وجود ندارد،ازرابطه فوق مقدارنیروی کششی برابر ٤٫۸۸۵ kN بدست آمد و نیروی کشش افقی مورد نیاز برای حرکت ابزار در خاک از رابطه(۲) محاسبه گردید.

$$H = p\sin(\alpha+\delta) + CadW\cot\alpha \quad (۲)$$

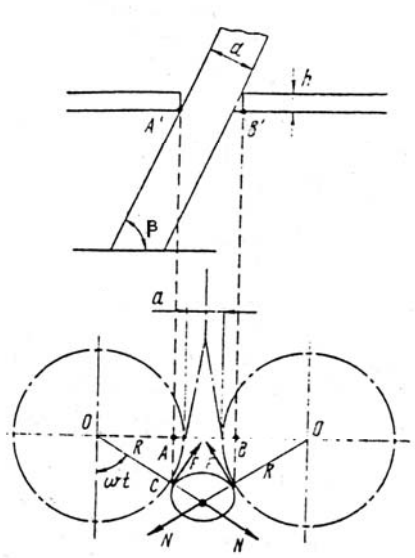
که با فرض °φ=۳۵ و°δ =۲۳/۳ برابر ۳/۰۲۸کیلو نیوتن بدست آمد و با احتسـاب ضـریب اطمینـان ۲ تـوان کششـی مورد نیاز برای حرکت ابزار در خاک برابر ۱۱/۲۷ h p برآورد گردید.

۲-۲-سیستم بیرون کشنده:

واحد کشنده بمنظور بیرون کشیدن هویج از خاک و متعاقبا انتقال آن به واحدهای فرآوری دیگر بکار می‌رود که از دو تسمه بی‌انتها که در جهت مخالف هم می‌گردند تشکیل شده است.وظایف سیستم بیرون کشنده شـامل تغذیـه ساقه‌هابه ناحیه‌ای که تسمه‌ها بطور تنگاتنگ به هم فشرده شده‌اندو چنگ زدن ساقه‌ها بوسیله تسمه‌ها و انتقال هویج به بالا و عقب و فرستادن آن به قسمت سرزنی است [۱۳]. پارامترهای عملیاتی این سیسـتم شـامل سـرعت تسـمه ، سرعت پیشروی، زاویه تمایل تسمه[۱] و نیروی کششی وارده به تسمه بواسطه فشارواصطکاک بین تسمه وسبزینه گیاه است.با فرض سرعت پیشروی ۵ کیلومتردرساعت و بهترین زاویه تمایل تسـمه برابـر °۲۸ [۸] و بـادرنظرگرفتن ایـن نکته که بهترین حالت بیرون کشیدن هویج از خاک، زمانی است که محصول تحت زاویه ۹۰ درجه از خـاک خـارج گردد[۱۳و۹] تا تلفات ناشی از شکستگی در کمترین حد ممکن باشد، سرعت کارتسمه‌های بالابر۱/۵۷۲ متر بر ثانیـه تعیین گردید. نوع تسمه بدلیل مزایای گوناگون تسمه‌های V شکل و نیز مناسب بودن آنها برای کار مورد نظر از نـوع V شکل انتخاب گردید. نوع و ابعاد چرخ تسمه‌ها نیز با در نظر گرفتن شرایط کاری و نیز فاصله ردیفی تعیین گردید که مناسبترین قطر برای چرخ تسمه‌های محرک و متحرک معادل ۱۲۵ میلی متر کـه در انـدازه‌هـای اسـتاندارد چـرخ تسمه نیز قابل دسترسی است، انتخاب شد. جهت تعیین عرض مورد نیـاز تسـمه کـه قـادر بـه چنـگ زنـی مناسـب ساقه‌های هویج باشد مکانیزم عملیات چنگ زنی مورد توجه قرار گرفت . چنگ زنی ساقه‌ها به پارامترهای طراحی و عملیاتی تسمه‌هاو اندازه و خصوصیات فیزیکی ومکانیکی گیاه بسـتگی دارد.چنـگ زنـی سـاقه هـا درمحـل ورودی

[۱]-زاویه اي که تسمه ها با سطح افق مي سازند.

تسمه‌های بیرون کشنده مطابق شکل (٤) در نظر گرفته شد و فرض شد که ساقه با قطر d در محل ورودی ، در یـک زاویهβ نسبت به جهت حرکت خم شود.



شکل٤–چنگ زنی ساقه بوسیله تسمه‌ها [١٣].

مطابق شکل در این حالت ساقه در معرض دو نیروی عمودی N و نیروی اصـطکاک F قـرار خواهـد داشـت و ساقه‌ها زمانی توسط تسمه‌ها چنگ زده می‌شود که رابطه زیر برقرار باشد:

$$٢f\sin\omega t \geq ٢N\cos\omega t$$

$$f\max = \mu_b N \quad \text{و}$$

$$\Rightarrow \mu_b \sin\omega t \geq \cos\omega t \qquad (٣)$$

با توجه به شکل و در نظر گرفتن رابطهء هندسی تحلیل زیر انجام گرفت:

$$\Delta OAC = \sin\omega t = \frac{OA}{R} \qquad (٤)$$

$$OA = R + \frac{a}{2} - \frac{1}{2}A'B' \qquad (٥)$$

که R شعاع چرخ تسمه و a فاصله ما بین تسمه در محل ورودی است و μbضریب اصـطکاک بـین تسـمه و سـبزینه گیاه می‌باشد.

$$A'B' = \frac{d}{\sin\beta} + \frac{h}{tg\beta} \qquad (٦)$$

با جایگزین کردن رابطه (٥) و (٦) در رابطه (٤) :

$$\sin\omega t = 1 + \frac{a - \frac{d}{\sin\beta} - \frac{h}{tg\beta}}{2R} \qquad (٧)$$

با جایگزین کردن sinωt و cosωt در رابطه (۳) :

$$\frac{2R+a-\frac{d}{\sin\beta}-\frac{h}{tg\beta}}{\sqrt{4R^2-(2R+a-\frac{d}{\sin\beta}-\frac{h}{tg\beta})^2}} \geq \frac{1}{\mu_b} \qquad (۸)$$

طرف چپ رابطه فوق، قابلیت چنگ زنی تسمه را نشان می‌دهدکه هرچه ازمقدار طرف راست بزرگتر باشد نشان دهنده قابلیت چنگ زنی بالا در سیستم بیرون کشنده است. اگر رابطه فوق برقرار نباشد تسمه‌ها قادر به چنگ زنی ساقه‌ها نخواهد بود.

با فرض a=۲۰mm ، R= ۱۲٫۵ ، d=٤ , $\beta=٦٠^{\circ}$ وμ_b= ۰/۸۱٦ و در نهایت پس از جایگذاری در رابطه فوق عرض مناسب تسمه بین ۲٦/٦٤ و ۷۵/۳۱ میلی متر بدست آمد که با توجه به عرض تسمه‌های V شکل استاندارد موجود ، تسمه از نوع D با عرض ۳۱/۷۵ میلی‌متر انتخاب گردید. طول تسمه نیز با در نظر گرفتن ارتفاع بالا بری و زاویه تمایل تسمه‌ها محاسبه و نزدیکترین طول استاندارد به مقدار محاسبه شده برابر ٤٦۵۵/۸۲ میلی‌متر (۱۸۳/۳ in) انتخاب گردید.

جهت تعیین نیروی کششی مورد نیاز برای بیرون کشیدن هویجها از خاک ، تعداد هویجهای در حال کشش همزمان با توجه به ابعاد متوسط هویج و زاویه تمایل تسمه‌ها، محاسبه گردید. این تعداد در نیروی کششی مورد نیاز برای بیرون کشیدن هر هویج که قبلا محاسبه گردیده بود ضرب شد.

سپس نیروی وزن ریشه‌ها و نیز نیروی حاصل از مقاومت برشی سبزینه‌ها[1] که در روی تسمه اعمال می‌شود محاسبه و با در نظر گرفتن ضرایب کاری مناسب، توان مورد نیاز تسمه های بالابر معادل ۰/٤٤۳ اسب بخار برآورد گردید و با توجه به خصوصیات سیستم طراحی شده، عمر انتظاری تسمه‌های بالا براز معادلات کلاسیک معادل ۵۸۱/۱ ساعت محاسبه شد.

۱-۲-۲- طراحی سیستم انتقال توان از چرخ حامل به تسمه‌های بالا بر:

بازده برداشت وابسته به نگهداری یک نسبت مناسب بین سرعت تسمه‌های بالابر و سرعت پیشروی ماشین می‌باشد. در مطالعه حاضر، با در نظر گرفتن زاویه تمایل ۲۸ درجه برای تسمه‌ها، اگر نسبت سرعت پیشروی برابر ۱/۱۳۳= λ باشد، محصول در بهترین شرایط ممکن از خاک کنده شده و صدمه دیدگی آن در اثر بیرون کشیدن از خاک حداقل خواهد بود (محصول بطور عمودی از خاک خارج می‌شود). بنابراین در این مطالعه جهت ایجاد این نسبت سرعت و سهولت بخشیدن به عمل اپراتور از چرخ حامل جهت انتقال توان به محور محرک تسمه‌های بالابر استفاده گردید ، زیرا اگر حرکت تسمه‌های بالابر از طریق سیستمی غیر از حالت چرخ گرد تامین گردد، اپراتور ماشین مجبور خواهد بود که همزمان با تغییر سرعت پیشروی سرعت تسمه‌های بالابر را نیز کنترل نماید که اینکار بسیار مشکل و در مواردی خطای کاری زیادی را بدنبال دارد.

۱-محاسبه این نیرو در قسمت طراحي سرزن آورده شده است.

محاسبات با استفاده از قطر خارجی ٦٠٠ میلی‌متر برای چرخ حامل نشان داد که نسبت دور ٥/٤٤ بین محور چرخ حامل و محور چرخ تسمه بایستی برقرار گردد تا نسبت سرعت ١/١٣٣= λ تامین گردد. برای برقراری نسبت حرکت فوق و انتقال حرکت از چرخ حامل به محور محرک تسمه‌های بالا بر از دو سیستم انتقال استفاده شد، بطوریکه حرکت از چرخ حامل توسط سیستم چرخ زنجیر با نسبت ٢/٢٦٧ افزایش و به بالا انتقال یافته و سپس توسط یک سیستم چرخدنده مخروطی با نسبت ٢/٤ افزایش یافته و جهت دوران نیز تغییر داده شد.

طراحی سیستمهای انتقال با در نظر گرفتن نسبت سرعتهای مذکور و توان مورد نیاز و محاسبه افتهای توان در سیستمهای انتقال با استفاده از معادلات کلاسیک مربوطه انجام گرفت و کلیه مشخصات این سیستمها تعیین گردید.

٣-طراحی واحد سرزن

وظیفه واحد سرزن ، جدا کردن قسمت سبزینه گیاه از ریشه است. این واحد در بخش انتهائی تسمه‌های بالابرقرار داشته و تسمه‌های بالابر، محصول را به این واحد انتقال می‌دهند. در این مطالعه ، واحد سرزن از نوع دیسک اره‌ای به جهت سادگی و ارزان قیمت بودن و موجود بودن در بازار برای بررسی انتخاب گردید. پارامترهای کاری این سیستم شامل قطر دیسک ، سرعت دورانی و نیروی برشی مورد نیاز می باشند.در این مطالعه دیسک اره استاندارد با قطر خارجی ١٦٠ میلی متر و قطر داخلی ٣٢ میلی‌متر که دارای ١٠٠ عدد دندانه در روی محیط دیسک می‌باشد انتخاب شد ماده ساختمانی مناسب برای دیسک اره از فولاد با ترکیب ٠/٨٢ در صد کربن ، ٠/٦٣ درصد سیلسیم ، ٠/٥١ درصد منگنز و ٠/١٢ درصد کروم که دارای سختی ٥٥ تا ٥٩ راکول باشد انتخاب گردید.

سرعت دورانی مناسب برای دیسک اره معادل ٢٧٠٠ دور در دقیقه با استفاده از اطلاعات موجودبر آورد شد که این دور از طریق پیش بینی یک سیستم انتقال ٥:١ از محور توانده‌ی تراکتور قابل تامین است . سرعت محیطی اره ٢٢/٦٢ متر بر ثانیه و عمق برش هر تیغه ٠/١٧٦ میلی‌متر محاسبه شد. توان مورد نیاز با استفاده از رابطه (٩) محاسبه گردید،

$$p_{mt} = (p_{lst} + E_{sc}V_a)Wc \qquad (٩)$$

دررابطه فوق[١٥]:

p_{mt} =توان کل محوری لازم(kW)

p_{ls} =توان تلف شده ویژه به سبب اصطکاک با هوا ،گیاه و دستگاه انتقال (kW/m از عرض برش)

E_{sc} =انرژی ویژه برش ($kJ/m^٢$)

W_c = عرض برش (m) که در اینجا قطر محصول در نقطه برش (قطر بن) می باشد.

V_a = سرعت پیشروی (m/s)

مقادیر E_{sc}=٢/١١$kJ/m^٢$, p_{ls}=٢/٣kW/m از منابع موجود برای وسیله برشی مشابه استخراج(١٧) و مقدار w_c هم با استفاده از آزمایش بطور میانگین برابر ٢٠ سانتی‌متر در نظر گرفته شد. و توان کل محوری لازم محاسبه و با اعمال یک ضریب بمنظور در نظر گرفتن خستگی‌های حاصل از تغییر بار و بارهای اولیه ، میزان توان برشی مورد نیاز ٠/٢٨٣ اسب بخار برآورد گردید. در نتیجه نیروی برشی مورد نیاز برابر ٩/٣٣ نیوتن محاسبه شد.

بمنظور انتقال توان از PTO به واحد سرزن، تغییر سرعت و جهت حرکت در دو نقطه و بوسیله دو جعبه دنده انجام گرفت ، بطوریکه در جعبه دنده ١ افزایش سرعت با نسبت ٢:١ و در جعبه دنده ٢ برابر ٥:٢ در نظر گرفته شد

و چون زاویه بین محورها ۹۰° است (با در نظر گرفتن این نکته که ماشین یکطرفه نسبت به تراکتور کار کند) از چرخدنده‌های مخروطی استفاده گردید و با توجه به داده های اولیه موجود کلیه مشخصات چرخدنده‌ها با استفاده از معادلات کلاسیک مربوطه محاسبه گردید.

جهت جلوگیری از آسیب‌های وارده به تراکتور و دیسک سرزن در هنگام بروز بیش باری یا برخورد تیغه با اجسام سخت یک کلاچ یک طرفه در مسیر انتقال توان در نظر گرفته شد.

نتایج وبحث:

بررسی نتایج آزمایشات اولیه در این مطالعه نشان داد که ضریب اصطکاک بین تسمه و سبزینه هویج برابر ۰/۸۱٦ می‌باشد. نیروی کششی مورد نیاز جهت بیرون کشیدن هویج از خاک برابر ۲۹/۲۵۸ نیوتن بدست آمد و با فرض ضریب اطمینان ۲، نیروی کششی مورد نیاز برای بیرون کشیدن هر هویج از خاک ۵۸/۵۱٦ نیوتن منظور گردید. حال اگر فرض شود که هر هویج بطور متوسط دارای ۵ ساقه باشد ، نیروی وارده به هر ساقه ۱۱/۷۰ نیوتن خواهد بود که با در نظر گرفتن قطر متوسط ٤ میلی‌متر برای هر ساقه تنش کششی ایجاد شده در آن ۰/۹۳ نیوتن بر میلی‌متر مربع می‌باشد و با توجه به اینکه مقاومت کششی نهایی ساقه‌های هویج برابر ۵/۱۸ نیوتن بر میلی‌متر مربع اندازه‌گیری شد این امر گویای آن است که نیروی کششی وارده، موجب گسیخته شدن ساقه و جدا شدن آن از ریشه نشده و سیستم بیرون کشنده قادر خواهد بود که بدون وارد شدن صدمه به بافت ساقه و گسیختن آن، محصول را از خاک بیرون بکشد[٦].

در این مطالعه جهت کاهش دادن صدمه دیدگیهای حاصل از برداشت و نیز افزایش دادن توان مورد نیاز ماشین از ماشینهای نوع دوم در طراحی استفاده گردید. ماشین طراحی شده مزبور شامل واحد خیشنوک، سیستم بیرون کشنده ، واحد سرزن ، سیستمهای انتقال توان ، هدایت کننده‌های ساقه (مقسم‌ها) ، چرخهای حامل، چرخ تنظیم عمق، میله‌های راهنما و ضربه‌گیر محصول بود و به صورت نیمه سوار در نظر گرفته شد. پیش‌بینی می‌شود ماشین طراحی شده فوق بتواند موجب سهولت عملیات برداشت گردیده و تاثیر مهمی در کاهش هزینه‌های برداشت و نیازهای کارگری داشته باشد که این امر در نهایت ، موجب تشویق کشاورزان به توسعه سطح زیر کشت و افزایش تولید گردیده و بازار صادرات این محصول را تا حد وسیعی رونق بخشد.در طراحی خیشنوک ، تیغه ذوزنقه‌ای شکل با زاویه نفوذ ۱۵° و طول ۳۵۰ با عمق کاری ۳۰۰ میلی‌متر در نظر گرفته شد و چرخی برای تنظیم عمق کار تیغه و جلوگیری از افزایش مقاومت کششی و یا صدمه دیدگی محصول و تنظیم ارتفاع چنگ زنی تسمه‌های بالابر منظور گردید. محاسبه نیروهای وارد بر تیغه و تحلیل آنها نشان داد که ۱۱/۲۷ اسب بخار توان مالبندی برای کشیدن تیغه در خاک مورد نیاز است.

سیستم بیرون کشنده که وظیفه تغذیه و چنگ زنی ساقه و انتقال آنها را بر عهده دارد از نوع تسمهV شکل از نوعD با عرض ۳۱/۷۵ و طول ٤٦۵۵/۸۲ میلی‌متر با زاویه تمایل ۲۸ درجه انتخاب گردید و سرعت کاری تسمه‌های بالابر با در نظر گرفتن بهترین شرایط ممکن برای برداشت و اعمال شرایطی که در آن نیروی کششی بصورت عمودی به ریشه‌ها وارد شود با نسبت افزایشی ۱/۱۳۳ نسبت به سرعت پیشروی انتخاب گردید . برای تامین این نسبت سرعت از چرخ حامل بعنوان محرک زمینی برای تامین حرکت تسمه‌های بالابر استفاده شد. سیستم انتقال توان از دو قسمت چرخ زنجیر و چرخدنده مخروطی جهت افزایش سرعت و نیز تغییر امتداد انتقال حرکت، در نظر

گرفته شد و سیستمهای مربوطه طراحی گردید. لازم به ذکر است که در محاسبات انجام شده از لغزش چرخها، بدلیل عدم دسترسی به اندازه واقعی آن صرفنظر شده است که در مرحله دوم طرح بعد از ساخت و ارزیابی دستگاه ، اندازه دقیق آن تعیین ودرمحاسبات اعمال شده وتغییرات موردنیاز لحاظ خواهد شد.

نیروهای وارده بر تسمه‌های بالابر مورد تحلیل قرار گرفته و توان مورد نیاز تسمه‌های بالابر معادل ۰/٤٤۳ اسب بخار محاسبه شد و عمر انتظاری تسمه‌های بالابر ۵۸۱/۱ ساعت بدست آمد که برای ٤ سال کار ماشین، روزانه بمدت ۱۰ ساعت کفایت می‌کند.

در طراحی واحد سرزن از اره دیسکی با قطر خارجی ۱٦۰ میلی‌متر با سرعت دورانی ۲۷۰۰ دور در دقیقه استفاده شد و انتقال توان از PTO به محور محرک واحد سرزن بواسطه دو جعبه دنده از نوع چرخدنده‌های مخروطی انجام گرفت . توان مورد نیاز واحد سرزن برابر ۰/۲۸۳ اسب بخار محاسبه گردید.

توان مالبندی مورد نیاز ماشین که برابر با مجموع توانهای قسمتهای کاری ماشین و توان مورد نیاز جهت غلبه بر مقاومت به غلطش چرخهای ماشین و افتهای توان در سیستم انتقال مختلف می‌باشد برابر ۱۳ اسب بخار و توان کل مورد نیاز موتور با در نظر گرفتن ضریب ۰/۷۵ بین توان مالبندی و توان موتور (چون ماشین در خاکهای نرم کار خواهد کرد) مطابق استاندارد *ASAE EP*496 [۷] برابر hp ۱۷/۳۳ برآورد گردید و در نهایت تراکتور گروه I با حداکثر توان مالبندی ۱۵ الی ۳۵ کیلووات (۲۰ الی ٤۵ اسب بخار) بعنوان منبع توان برای ماشین طراحی شده فوق در نظر گرفته شد .

ظرفیت مزرعه‌ای موثر ماشین با در نظر گرفتن سرعت پیشروی و عرض کار ماشین و بازده مزرعه‌ای ۷۰ درصد برابر ۰/۱۰۵ هکتار در ساعت برآورد گردید.

منابع مورد استفاده:

۱- بهروزی لار،م.۱۳۷۹.اصول طراحی ماشینهای کشاورزی.انتشارات دانشگاه آزاد اسلامی.

۲- پیوست،غ.۱۳۷۷.سبزیکاری.شرکت چاپ و نشر ابریشم رشت.

۳- تابش،ف.۱۳۵۹. شناخت نظری و عملی ماشین های کشاورزی(ماشین های برداشت گیاهان غده ای) . انتشارات دانشگاه تهران.

٤- شفیعی،س ا.۱۳۷۱. اصول ماشین های کشاورزی،جلد اول.انتشارات دانشگاه تهران.

۵- مسرت بخش،ب.۱۳۷۸.طراحی و ساخت ماشین بذر کار هویج.پایان نامه کارشناسی ارشد.دانشکده کشاورزی دانشگاه تبریز.

٦- مظفری،م.۱۳۸۰. طراحی وروش ساخت ماشین برداشت هویج مناسب مزارع کوچک.پایان نامه کارشناسی ارشد.دانشکده کشاورزی دانشگاه تبریز.

7- Anonymous.1992.ASAE Standard Ep496,Agricultural Machinery Management. Published by American Society of Agricultural Engineers.

8- Anonymous.2- Row carrot harvester catalouge. Published by ASA-Lift company.

9-Balls,R.C. 1985.Horticultural engineering tecnology. Macmillan publisher LTD.

10- Bioshop,G;D.Howse; B. Goldsworthy;J.Thorne and M. Pascua.1991.Mechanical harvesting of vegetables on peat soils in New foundland.Agriculture and Agri-Food Canada, Atlantic Cool Climate Crop Research Center.
11-Culpin,C.1976.Farm machinery,Nith edition.Published by crosby lockwood staples.
12-Furuya,T. 1978.Measurement of the pulling force of root vegetable ,I: Measuring method of the pulling force. Journal of the society of Agricultural machinery , Japan.Vol 40(1):47-52.
13-Klenin,N.I.;I.F.Popov and V.A. Sakun.1986.Agricultural machines, Theory of operation,Computation of controlling parameters and the conditions of operation. Amerind Publishing Co.PVT.LTD.
14-Mckyes, E.1985.Soil cutting and tillage.Elsevier science publisher B.V.
15-Persson,S.1987.Mechanics of cuttig plant material . Published by American Society of Agricultural Engineers .
16-Sarig,Y; J.F. Thompson and G.K. 1999. The status of fruit and vegetable harvest mechanization in the US. ASAE paper. Written for presentation at the 1999 ASAE/CSAE-SCGR Annual international meeting Toronto in Canada, July 18-22.
17-Silso and Bedford.1975.Profitable farm mechanization.