طراحی دروگر شانه ای سوار مناسب برای تراکتورهای گلدونی 930 شرکت تراکتور سازی ارومیه (۴۰۶)

وحید رستم پور[۱] ، سید محمد حسن کماریزاده[۲]

چکیده

در پژوهش حاضر به طراحی دروگر شانه ای سوار، مناسب برای تراکتورهای گلدونی 930 که در شرکت تراکتور سازی ارومیه مونتاژ می شوند پرداخته شده است. در این طرح با در نظر گرفتن تعادل استاتیکی تراکتور در بحرانی ترین حالت و مقدار حداکثر توان موجود در محور تواندهی تراکتور (PTO)، حداکثر طول مجاز شانه برش مشخص گردید که در نهایت با توجه به شرایط کاری مقدار نهایی این طول برابر با ۱۱۵ cm در نظر گرفته شد. با توجه به این که چاقو در این دستگاه برای سرعت متوسط رفت و برگشت ۲,۵۸ m/s طراحی شده است، مقدار حداکثر سرعت مجاز پیشروی تراکتور در حین کار با این دنباله بند در مزرعه برابر با ۶,۲ km/hr محاسبه شد. با توجه به طول شانه برش و سرعت متوسط رفت و برگشت تیغه ها، سیستم انتقال قدرت برای انتقال توانی برابر با ۲ kw و نسبت تبدیل دور خروجی به ورودی ۲ طراحی گردید (در دور ورودی 540 rpm). سیستم انتقال قدرت در این دستگاه دارای سه عدد تسمه از نوع AV و یک جعبه دنده شامل چهار عدد چرخدنده مخروطی مستقیم بوده و برای تبدیل حرکت دورانی محور تواندهی تراکتور (PTO) به حرکت رفت و برگشتی تیغه ها از مکانیزم جفت چرخی استفاده شده که متناسب با شرایط دستگاه طراحی گردیده است. طراحی و انتخاب سایر قطعات مانند خارها، یاتاقانها و غیره با استفاده از جداول و استانداردهای طراحی و ماشین سازی انجام شد.

کلید واژه: تراکتور گلدونی 930، دروگر شانه ای سوار، شانه برش، سیستم انتقال قدرت

[۱]– دانشجوی دکترای مهندسی مکانیک ماشین های کشاورزی، دانشگاه اورمیه، پست الکترونیک: Rostampoor2006@yahoo.com
[۲]– دانشیار گروه مهندسی مکانیک ماشین های کشاورزی، دانشگاه اورمیه

مقدمه :

تراکتورهای گلدونی 930 جزو تراکتورهای باغی محسوب می گردند که اخیرا در شرکت تراکتور سازی ارومیه مونتاژ می شوند. تنها دنباله بندهایی که متناسب با این تراکتورها بوده و در بازار موجود می باشند گاوآهنها و تیلرهای دوار هستند. از طرفی با توجه به اینکه علوفه در کشور ما دارای اهمیت بسیار زیادی بوده و 19.21 درصد کل تولیدات سالانه محصولات کشاورزی را به خود اختصاص می دهد[1]. بنابراین وجود ماشینهایی که برای برداشت این محصول مناسبند ضروری می باشد. لذا تصمیم گرفته شد تا دروگری طراحی گردد که متناسب با تراکتورهای باغی بوده و کشاورزان بتوانند با استفاده از این دروگر علوفه های تولید شده در باغات را به راحتی و با هزینه کمتر برداشت کنند.

در این طرح ابتدا انواع دروگرهای تراکتوری موجود ، مکانیزم آنها و ویژگیهای هر کدام بررسی شده و با توجه به مشخصات خاص تراکتور گلدونی 930 ، نوع دروگر و مکانیزم مناسب برای آن مشخص گردید. دروگرهای تراکتوری در حالت کلی به دو دسته شانه ای و دوار تقسیم می گردند که ظرفیت مزرعه ای بیشتر و کم بودن تنظیمات ساختمان ، از جمله مزایای اصلی دروگرهای دوار نسبت به نوع شانه ای می باشد ولی در مقابل افزایش تلفات محصول ، بیشتر شدن فاصله بین دو چین و مخصوصا توان مصرفی بیشتر را می توان به عنوان مهمترین معایب این دروگرها نسبت به نوع شانه ای ذکر کرد به گونه ای که مقدار توان مصرفی مورد نیاز که مرکب از قدرت لازم برای برش و تلفات قدرت ناشی از نسبت تغذیه و اصطکاک داخلی دستگاه می باشد برای هر متر از عرض کار دروگرهای دوار بین 20 الی 30 اسب و مقدار توان مورد نیاز برای هر متر از عرض کار دروگرهای شانه ای در حدود 2 اسب می باشد [4,6] از طرفی با توجه به اینکه مقدار حداکثر توان موجود در محور تواندهی تراکتورهای گلدونی 930 برابر با 25 اسب می باشد بنابراین دروگر نوع شانه ای برای این تراکتورها مورد توجه قرار گرفت . محققین مختلفی در زمینه دروگرهای شانه ای تحقیق نموده اند . کانافوسکی[1] در سال 1976 به نقل از کارمارنکو[2] در سال 1971 مقدار حداکثر نیروی مقاوم در برابر پیشروی شانه برش در مزرعه ، که ناشی از مقاومتهای متغیر کفشکهای داخلی و خارجی و مقاومت نفوذ شانه برش در داخل توده گیاه می باشد را به ازای هر متر از طول شانه برش برابر با 340 N معرفی می کند[4] .

کپنر [3] در سال 1978 تحقیقی را در زمینه الگوی برش یک دروگر معمولی با کورس 76.2 میلی متر انجام داده و به این نتیجه رسید که برای جلوگیری از تلفات توان برش و کاهش ارتعاشات سیستم سرعت پیشروی تراکتور به ازای هر کورس تیغه ها در حدود 40 mm باشد[7]. همچنین چلیک[4] در سال 2006 دروگر شانه ای را ساخته و تست مزرعه ای نمود و به این نتیجه رسید که برای فائق آمدن بر مسائلی مانند تراکم محصول و غیره باید قدرتی که سیستم انتقال قدرت دروگر برای انتقال آن طراحی می گردد در حدود 25٪ بیشتر از مقدار قدرت لازم برای دروگر در شرایط کاری معمولی باشد[5].

مواد و روشها :

در این طرح با توجه با قابلیتهای مورد نظر ، لازم است نیازهای طرح و عوامل موثر در تصمیم گیری مشخص شده و انتخابها و طراحی ها براین اساس صورت گیرد . نیاز هایی که در این طرح مطرح بود عبارتند از :

الف – تعیین طول مناسب برای شانه برش این دروگر همراه با :

- حفظ تعادل تراکتور
- توانایی کار کردن در داخل باغات و شرایط سخت کشاورزی

ب – تبدیل حرکت دورانی به حرکت رفت و برگشتی همراه با :

- ساده بودن مکانیزم
- حداقل شدن ارتعاشات سیستم

ج – انتقال توان از محور تواندهی تراکتور(PTO) به مکانیزم مبدل حرکت دورانی همراه با :

---

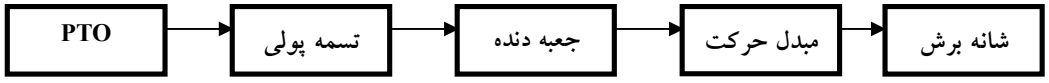
[1] - Kanafojski

[2] - Karmarnko

[3] - Kepner

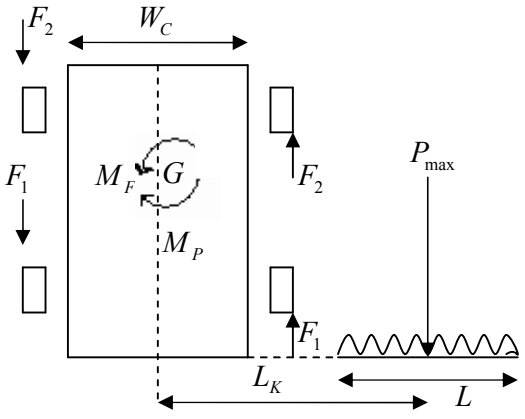
[4] - Celik

– دو برابر نمودن نسبت سرعت دورانی خروجی به ورودی
– امکان ساخت راحت تر و کم هزینه تر
با توجه به اینکه طرح باید جنبه کاربردی داشته باشدلذا عوامل موثر در تصمیم گیری عبارتند از :
الف – هزینه تمام شده دستگاه باید متناسب با توان اقتصادی کشاورزان باشد
ب – ساخت و تولید آن با امکانات داخلی میسر باشد
ج – کاربرد ، تعمیر و نگهداری آن آسان و در حد دانش فنی کشاورزان باشد
از بین سیستمهای هیدرولیکی ، پنوماتیکی و مکانیکی ، اگر چه دو مورد اول از لحاظ باز ه ، سهولت کنترل و انتقال توان بهترین شرایط را دارند اما به لحاظ هزینه زیاد ، نیاز به تعمیر و نگهداری ویژه و لزوم کار در شرایط سخت کشاورزی نمی توانند انتخاب مناسبی باشند لذا تشخیص داده شد بهترین مکانیزمی که می تواند پاسخگوی نیازهای این طرح و عوامل تصمیم گیری باشدسیستم مکانیکی ، مرکب از سیستم تسمه پولی و جعبه دنده است که در این سیستم تسمه پولی برای افزایش نسبت سرعت دورانی خروجی به ورودی و کاهش ارتعاشات به کار رفته و جعبه دنده مخروطی نیز وظیفه تغییر مسیر توان را بر عهده دارد همچنین برای تبدیل حرکت دورانی به حرکت رفت و برگشتی از مکانیزم نوع جفت چرخی استفاده شد که دارای مزایایی مانند سادگی ساختمان و ارتعاشات کمتر می باشد(شکل ۱).



شکل ۱، سیستم انتقال توان در دروگر موردنظر

محاسبات و طراحی اجزاء پس از محاسبه عرض کار مناسب ، بر اساس توان محوری و سرعتهای ورودی و خروجی مورد نیاز به شرح زیر انجام گردید :
الف – محاسبه طول شانه برش
برای محاسبه حداکثر طول مجازشانه برش مطابق شکل (۲) از گشتاور نیروهای خارجی وارده بر مجموعه تراکتور و دروگر حول مرکز ثقل تراکتور (G) استفاده گردید که در رابطه زیر نشان داده شده است :



شکل ۲ ، نیروها و لنگرهای وارده بر تراکتور و دروگر

$$\Sigma M_G = 0 \Rightarrow 2(F_1 + F_2)\cdot \frac{W_C}{2} - P_{\max}\cdot (L)\cdot (L_K) = 0$$

$$\Rightarrow 2(W_1 + W_2)\cdot (g)\cdot \propto \cdot \frac{W_C}{2} - P_{\max}\cdot (L)\cdot (L_K) = 0$$

که در آن،

W_1: وزن بر روی هر کدام از چرخهای عقب (kg)

W_2 : وزن بر روی هر کدام از چرخهای جلو (kg)

F_2: نیروی اصطکاک ایجاد شده بین چرخهای جلوی تراکتور و زمین (N)

F_1: نیروی اصطکاک ایجاد شده بین چرخهای عقب تراکتور و زمین (N)

$\propto$: ضریب اصطکاک بین تایر و علوفه

W_C: عرض تراکتور (cm)

$P_{\max}$: مجموع نیروهای مقاوم در هر متر از طول شانه برش در راستای حرکت (N)

L: طول شانه برش (cm)

L_K: فاصله مرکز شانه برش از مرکز ثقل تراکتور (cm)

با استفاده از این رابطه مقدار حداکثر طول مجاز شانه برش برای این دروگر برابر با 230 cm بدست آمد که در نهایت با توجه بـه شرایط کاری ، طول طراحی شانه برش برابر با 115 cm در نظر گرفته شد .

ب – محاسبه دور خروجی لازم در سیستم انتقال قدرت و حداکثر سرعت مجاز پیشروی

با توجه به این مطلب که کانافوسکی در سال 1976 به نقل از کوهن[1] در سال 1955 بهترین مقدار سرعت رفت و برگشت تیغـه ها را در طراحی دروگرها برابر با 2.58 m/s معرفی کرده است [4] . برای محاسبه حـداکثر سـرعت مجـاز پیـشروی تراکتـور از نسبت ارائه شده توسط کانافوسکی که بهترین نسبت بین سرعت متوسط رفت و برگشت تیغه ها به سرعت پیشروی را در طراحـی دروگر برابر با 1.5 معرفی می کند استفاده گردید :

$$\frac{V_K}{V_F} = 1.5$$

که در آن ،

V_K : سرعت متوسط رفت و برگشت تیغه ها $\left(m/S\right)$

V_F: سرعت پیشروی دروگر $\left(m/S\right)$

همچنین برای محاسبه دور خروجی در سیستم انتقال قدرت از رابطه ارائه شده توسط پرسن[2] در سال 1987 استفاده گردید[9] :

$$V_K = (2 \cdot S) \cdot \left(\frac{n}{60}\right)/1000$$

که در آن ،

V_K : سرعت متوسط رفت و برگشت تیغه ها $\left(m/S\right)$

S : کورس رفت و برگشت تیغه ها (mm)

n : دور خروجی سیستم انتقال قدرت (چرخ لنگ) (rpm)

ج – محاسبه توان محوری مورد نیاز شانه برش

---

[1] - Kuhne

[2] - Persson

برای محاسبه مقدار توان مورد نیاز شانه برش که در طراحی سیستم انتقال قدرت ضروری می باشد عدد بدست آمده از روش تحلیلی با عدد اندازه گیری شده توسط محققین مختلف مقایسه شده و با به کارگیری یک ضریب اطمینان مقدار نهایی توان مورد نیاز شانه برش مشخص گردید.

روش تحلیلی بر اساس رابطه ارائه شده توسط پرسن در سال 1987 تبیین می گردد :

$$\frac{P_T}{W} = P_S + (\frac{EN}{EF}) \cdot V_F$$

که در آن،

P_T: کل توان پیش بینی شده برای دروگر (kw)

W: عرض کار دروگر (برش) (m)

P_S: اُفت توان ویژه $\left(kw/m\right)$

EN: انرژی برش ویژه بر واحد سطح مزرعه $\left(kj/m^2\right)$

EF: ضریب بازده برش

V_F : سرعت پیشروی $\left(m/S\right)$

بوده و مقدار نسبت $(\frac{EN}{EF})$ نیز توسط پرینس[1] در سال 1960 برای یونجه برابر با 0.52 و مقدار P_S برابر با 0.3 اندازه گری شده است . بر اساس این رابطه مقدار توان مورد نیاز برای هر متر از طول شانه برش برابر با 1.19 kw بدست آمد . محققینی مانند کپنر و چلیک مقدار این توان را به ترتیب برابر با 1.2 kw و 1.4 kw بدست آوردند [9,5] و استاندارد ASAE D497.5 FEB2006 نیز مقدار توان لازم برای هر متر از طول شانه برش را برابر با 1.2 kw با محدوده تغییرات ٪25± معرفی می کند[3] .

د – محاسبه طول میله های رابط و مقدار وزنه های تعادل در مکانیزم مبدل حرکت دورانی (جفت چرخی)

برای محاسبه این طول عدد بدست آمده از روش تحلیلی با عدد پیشنهاد شده توسط کانافوسکی در سال 1976 به نقل از موز[2] در سال 1955 که برابر با 220 mm بود [4] مقایسه شده و طول نهایی مشخص گردید . در روش تحلیلی از رابطه استفاده شده در طراحی مکانیزم های لنگ و لغزنده استفاده شد که بهترین نسبت بین طول لنگ و شعاع لنگ برای به حداقل رسیدن مقدار تابع شتاب و عوامل متاثر از آن مانند نیروی اینرسی را برابر با 5 معرفی می کند :

---

[1] - Prince

[2] - Mewes

$$\frac{L}{r} = 5$$

که در آن ،

L : طول میله رابط (لنگ)

r : فاصله پین اتصال میله رابط از مرکز دوران چرخ لنگها (شعاع دوران لنگ)

برای محاسبه مقدار وزنه های تعادل که مولفه های عمودی آنها با یکدیگر خنثی شده و مولفه های افقی آنها نیروی اینرسی را خنثی می کند از رابطه زیر استفاده شد :

$$\frac{1}{2} P_J = m\, r\, (w)^2$$

که در آن ،

P_j : نیروی اینرسی ماکزیمم (N)

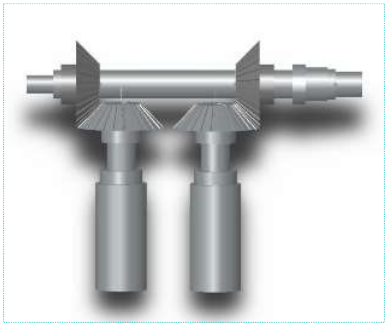
m : جرم تعادل (kg)

r : فاصله جرم تعادل از مرکز دوران چرخ لنگ (m)

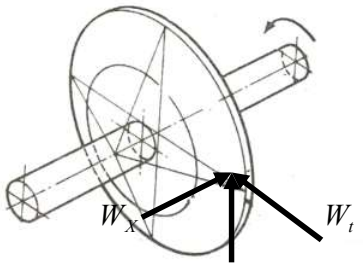
w : سرعت زاویه ای چرخ لنگ $\left(\frac{rad}{\sec}\right)$

– طراحی سیستم انتقال قدرت

در ساخت جعبه دنده این دستگاه از چهار عدد چرخدنده مخروطی مستقیم با زوایای مخروط گام 45 درجه استفاده گردیده که این چرخدنده ها دو به دو با هم درگیر بوده و وظیفه انتقال توان وتغییر مسیر توان به اندازه 90 درجه را بر عهده دارند (شکل ۳). با توجه به محدودیتی که از نظر ابعاد جعبه دنده وجود داشت از گام قطری 8 در طراحی چرخدنده ها استفاده شده و مشخصات هندسی چرخدنده ها معیین گردید. چون مقدار سرعت و توان انتقالی توسط چرخدنده ها مشخص بوده و به ترتیب برابر با 1080 rpm و 2 kw بود این توان بر روی چرخدنده ها تجزیه شده (شکل ۴) و با استفاده از روابط تعادل مقدار نیروی وارده بر تکیه گاهها در دو صفحه (x-z) و (x-y) محاسبه گردید(شکل ۵ و جدول ۱).



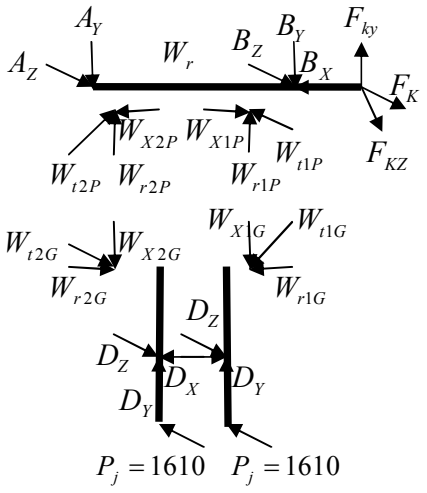
شکل ۳ ، آرایش چرخدنده ها در جعبه دنده



شکل ۴ ، تجزیه نیروها بر روی چرخدنده

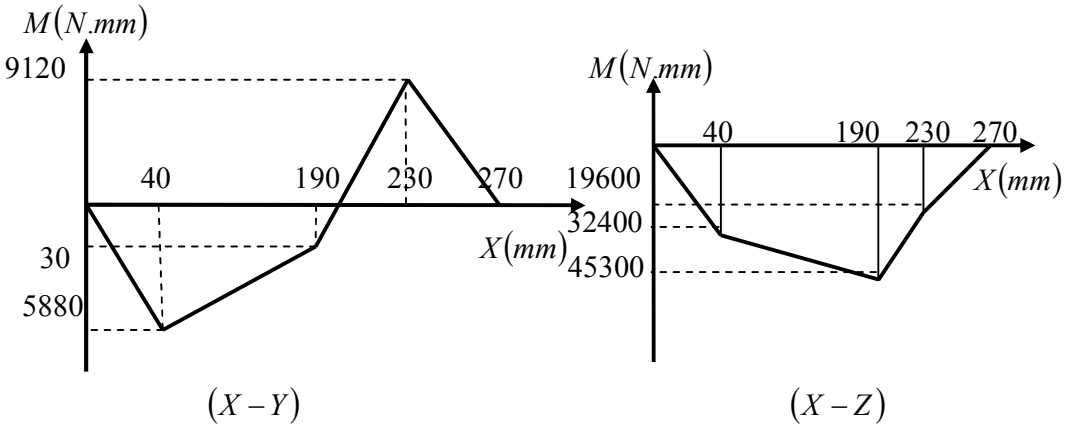
$W_{t1p} = W_{t2p} = W_{t1G} = W_{t2G} = 724$
$W_{r1p} = W_{r2p} = W_{r1G} = W_{r2G} = 186$
$W_{x1p} = W_{x2p} = W_{x1G} = W_{x2G} = 186$

جدول ۱، مقدار نیروهای وارده بر چرخدنده ها



شکل۵ ، نیروهای وارده بر تکیه گاهها و چرخدنده ها

پس از محاسبه عکس العمل در تکیه گاهها نمودارهـای نیـروی برشـی و لنگـر خمـشی در صـفحه (x-z) و (x-y) رسـم شـده (شکل۶) و لنگر معادل محاسبه گردید و انتخاب یاتاقانها و قطر محورها بر اساس آن صورت گرفت. همچنین چرخدنده ها از لحـاظ تنشهای وارده بر پای دندانه ها و مقاومت سایشی کنترل گردیدند و جنس و عدد کیفیت مناسب برای آنها انتخاب شد.



شکل ۶ ، نمودارهای لنگر خمشی در دو صفحه $(X-Y)$ و $(X-Z)$

خارها ، سیستم تسمه پولی و سایر قطعات با توجه به توان انتقالی ، سرعتهای ورودی و خروجی محاسبه ، طراحی و انتخاب شـدند. تنش تسلیم مبنا در تعیین جنس خارها برابر با 75٪ تنش تسلیم جنس محورها در نظر گرفته شد تا علاوه بر انتقال توان بتوانـد در مواقع ضروری به عنوان مکانیزم ایمنی نیز عمل کند.

نتایج وپیشنهادات :

نتایج:

– طول طراحی شانه برش برابر با 115 cm در نظر گرفته شده و مقدار حداکثر سرعت مجاز پیشروی تراکتور در مزرعه در هنگام کار کردن با این ادوه برابر با 6.2 km/hr مشخص گردید.

– برای آسانتر شدن ساخت جعبه دنده نسبت تبدیل دور خروجی به ورودی در جعبه دنده برابر با 1 در نظر گرفته شده و چرخدنده ها با مشخصات هندسی یکسان طراحی گردیدند همچنین در سیستم انتقال قدرت نسبت تبدیل دور خروجی به ورودی 2 توسط سیستم تسمه پولی اعمال شدکه این نسبت برای جلوگیری از برش مضاعف و یا عدم برش در بعضی از نقاط مزرعه و جلوگیری از خم شدگی ساقه ها که باعث ایجاد ارتعاش و صرف انرژی بیشتری برای برش می شود ضروری است.

– مقدار کل توان لازم برای شانه برش برابر با 2 kw در نظر گرفته شده و طراحی سیستم انتقال قدرت و قطعات بر این اساس انجام شد.

– طول میله های رابط در مکانیزم جفت چرخی برابر با 220 mm محاسبه شده و مقدار وزنه های تعادلی که باید به هر کدام از چرخ لنگها اضافه گردد برابر با 0.82 kg محاسبه گردید.

– چرخدنده ها برای مقاوم سازی در برابر تنش خمشی و سایشی از فولاد درجه 1 با سختی 360 HB و عدد کیفیت 8 و محورها از فولاد St_{50-2} و به صورت ماشین کاری شده ساخته می شوند . همچنین در سیستم تسمه پولی این دستگاه از سه عدد تسمه نوع AV استفاده گردید.

پیشنهادات:

– طراحی جعبه دنده ای با امکان تغییر در نسبت سرعت خروجی به ورودی بررسی گردد تا بتوان در شرایط مختلف ، آزادی عمل بیشتری داشته و از اتلاف انرژی و صدمات وارده بر محصول در سرعتهای پیشروی مختلف و شرایط کاری متفاوت جلوگیری نمود.

– طراحی یک سیستم اتصال با قابلیت تنظیم برای تراکتورهای مختلف بررسی گردد.

– بررسی بیشتری بر روی امکان استفاده از سایر مکانیزمها در سیستم انتقال قدرت و اجزا تکمیلی جهت بهینه سازی بیشتر دستگاه صورت گیرد.

منابع :

1 – رستم پور ، و . ۱۳۸۶ . طراحی دروگر شانه ای سو ر ، مناسب برای تراکتورهای گلدونی 930 . پایان نامه کارشناسی ارشد دانشگاه ارومیه

2 – قاسم زاده ، ح . ۱۳۷۹ . طراحی مکانیکی اجزاء ماشین . جلد اول و دوم ، انتشارات دانشگاه تبریز

3 - ASAE standards . 2006 . ASAE D497.5 . Agricultural machinery management data , St . joseph , Mich : ASABE

4 – Kanafoiski , C . 1976 . Agricultural machinery , theory and construction . Vol II . U . S . Department of commerce , Springfield . U . S . A

5 - Celik , A . 2006 . Design and operating characteristics of a push type cutterbar mower. Canadian biosystems engineering . Legenie des biosystemes au Canada 48 : 2.23 – 2.27.

6 - Chen , Y. and j . liu . 2004 . power requirements of hemp cutting and conditioning . Biosystems engineering 87 (4) , 417 – 424.

7 - Kepner , R . A , B . Bainer and E . L . Barger . 1978 . principal of farm machinery . third edition . Westport Connecticut . U . S . A

8 -. Prince , R . P . and W . C . wheeler . 1960 . factors affecting the cutting process of forage crops . ASAE paper 60-611

9 - Persson , S . 1987 . machanics of cutting plant material. St . joseph . Michigan . 49085 . U . S . A .