طراحی روتور تیلر دوارمتناسب با تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ (۳۶۰)

بهزاد محمدی الستی [۱]، عباس معلمی [۲]، سید محمد حسن کماری زاده [۳]، اسعد مدرس مطلق [۴]

چکیده

در پژوهش حاضر، به طراحی روتور تیلر دوار متناسب با تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ پرداخته شده است. در طراحی مزبور، با محاسبه کار مخصوص کل تیلر دوارکه مجموع کار مخصوص استاتیکی و دینامیکی است و با مقایسه آن با کار قابل انجام توسط تراکتور، عرض تیلر دوار متناسب با تراکتور معین شد که این عرض cm ۲۱۶ می باشد. مشخص شد که تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ برای تیلردوار با عرض کارcm ۲۱۶ وعمق کارcm۱۰، فقط به ازای دنده های I وII قادر به کشیدن آن است. البته قابل توجه است که در انتخاب عرض کار، سعی شده ازحداکثر توان تراکتور نهایت استفاده شود که می توان با کم کردن عرض کار، سرعت پیشروی را بالاتر برد. سپس جعبه دنده ۲ دنده ای برای تیلر دوار طراحی شد که قادر است دورهای rpm ۱۷۷ (دور پایین) و rpm ۲۹۷ (دور بالا) را در روتور ایجاد کند که با ترکیب این دو دور با دو سرعت پیشروی(دنده I وII)، ۴ طول مختلف لایه خاک حاصل می شود. در این جعبه دنده، برای تعویض دنده ها می توان از جفت چرخ دنده های قابل تعویض استفاده کرد.مشخص شد که درتیلر دوار، تیغه بیشترین احتمال شکنندگی و پیچ های روی تیغه بیشترین احتمال برش را دارند که برای تقویت آنها، از جنس های قوی تر و از ضخامت های بیشتر استفاده شده است.

کلید واژه: تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵، تیلر دوار، کار مخصوص استاتیکی و دینامیکی، سرعت دورانی روتور

[۱]- دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک ماشینهای کشاورزی دانشگاه آزاد اسلامی علوم وتحقیقات بورسیه دانشگاه آزاد اسلامی واحد بناب
[۲]- دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک ماشینهای کشاورزی، و استاد حق التدریس دانشگاه آزاد اسلامی واحد شهر رضا
[۳]- دانشیار گروه مهندسی مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشگاه ارومیه
۴- دانشیار گروه مهندسی مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشگاه ارومیه

مقدمه

با استفاده ازتیلرهای دوار می توان خاکوزری اولیه وثانویه را به طور توأم انجام داد ودریک مرحله کار، زمین را برای کشت بذر آماده نمود و مانع از تردد بیش از حد تراکتور و ادوات مختلف بر روی زمین شد.

با اینکه توان مصرفی در تیلرهای دوار زیاد است ولی چون جایگزین چند مرحله کار دیگر ادوات می شوند پس در کل توان مصرفی کم است. همچنین چون توان به طور مستقیم به زمین انتقال داده می شود بنابراین بازده انتقال توان در این روش بیشتر است.

فقط در هنگام استفاده از این دستگاه باید دقت کرد که در موارد مناسبی به کار برده شود .

ماشینهای تیلر دوار اکثرا وارداتی بوده و بندرت ساخت آن با کپی برداری صورت گرفته و طراحی آن متناسب با نیازهای داخلی صورت نمی گیرد. در جهت پیشرفت تکنولوژی موجود و رواج فرهنگ طراحی و ساخت ماشینهای کشاورزی لازم است که روش طراحی آن بصورت مدون در اختیار متخصصین این رشته قرار گیرد.

تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵رایج ترین تراکتور موجود در ایران می باشد که لازم است تیلر دواری متناسب با آن طراحی شود.

مهمترین قسمت تیلر دوار، روتور است که عامل انتقال توان به خاک، برش و بهم زدن خاک می باشد. روتور شامل محور و تیغه هایی است که معمولاً روی فلانج هایی نصب شده اند.

محور روتور معمولا دارای دوران رو به جلو است. در دوران رو به جلو اکثر انرژی در ربع اول مسیر حرکت دایره ای تیغه صرف می شود و در حالت دوران معکوس این عمل در ربع چهارم اتفاق می افتد. سرعت برش خاک در دوران معکوس بیش از دوران رو به جلو است[۵].

ماتیاشین گزارش کرده است که در حالت خاک ورزی با عمق کمتر از شعاع دوران ($h<R$)، دوران رو به جلو۱۵-۱۰٪ انرژی کمتری نسبت به دوران معکوس نیاز داشت ولی در خاک ورزی عمیق($h>R$)، دوران معکوس انرژی مورد نیاز را ۳۰-۲۰٪ کاهش داد[به نقل از هندریک وگیل،۵].

بک بر اساس تجزیه و تحلیلهای تئوری، عیب اصلی دوران در جهت عکس را پرت شدن خاک به جلوی تیلر دوار و تغییر جهت مؤلفهٔ افقی نیروی کششی از هل دادن به کشیدن، دانسته است[به نقل از هندریک وگیل،۵].

چنین مرسوم است که تیلرهای دوار در عمقی کمتر از شعاع روتور کار کنند.

هندریک و گیل از بررسی تحقیقات انجام شده پیرامون عمق شخم بعنوان یک پارامتر مهم در طراحی تیلرهای دوار بدین نتیجه رسیدند که افزایش عمق خاک ورزی، توان کل مورد نیاز را می افزاید. لکن توان ویژه(توان واحد حجم خاک بهم خورده) مورد نیاز را عموماً کاهش می دهد[۵].

کلسی به این نکته اشاره کرده است که اگرچه نسبت D/h(قطر به عمق) برای حصول بیشترین بازدهی بین ۱/۵-۱/۲۵ است اما در عمل ساختمان مکانیکی (یاتاقانها، اکسل ،محور محرک و...) مانع کار در آن عمق است[به نقل از هندریک وگیل،۵].

در ماشینهای امروزی شرایط به گونه ای اختیار می گردد که λ(نسبت سرعت محیطی به سرعت پیشروی) بزرگتر از یک باشد. در غیر اینصورت لبهٔ کند پشتی تیغه بجای لبه برنده آن در خاک عمل کرده آن را فشرده می سازد و باعث افزایش توان مورد نیاز می شود [۸].

هندریک کمترین مقدار عملی λ را ۲/۵ دانسته است[۷].

هندریک و گیل نقطه نظرات منتشر شده بسیاری از محققان را در زمینه تاثیر نسبت سرعت محیطی به سرعت پیشروی بر پارامترهای مختلف خاک ورزی دوارجمع آوری نمودند و درنهایت بدین نتیجه رسیدند که کاهش λ از طریق افزایش V،توان مورد نیازرا افزوده لکن توان ویژه مورد نیازرا می کاهد و نیز کاهش λ از طریق کاهش ω، باعث کاهش کل توان مورد نیاز و توان ویژه مورد نیاز می گردد. البته این کاهش در مقدار λ نبایستی از محدوده مطلوب ارتباط خاک وابزار درگیر باآن، فراتر رود. افزایش λ، باعث افزایش نسبت سطح بریده شده به حجم قاچ بریده شده می گردد بنابراین ضخامت شعاعی قاچ ها کمتر شده، کلوخه های یکدست کوچکتری حاصل می گردد. هر چند که این عمل باعث افزایش کار ویژه خاک ورز می گردد[۶].

تیغه L شکل در مقایسه با تیغه C شکل به مقدار توان بیشتری نیاز دارد اما نیروی پیشران زیادتری به وسیله متصل به خود می دهد. این نکته درکشت وکاربرنج آبی اهمیت قابل توجهی ارد[۳].

مواد و روشها

۱- تحلیل تئوری مسئله

اندازه طول هر برش خاک توسط روابط زیر محاسبه می شود [۴].

$$L = \frac{2\pi R}{\lambda Z} \quad (۱)$$

$$\lambda = \frac{R\omega}{V} \quad (۲)$$

که در آنها L طول هربرش (cm)، R شعاع روتور (cm)، λ نسبت سرعت محیطی روتور به سرعت پیشروی، Z تعداد تیغه در هر صفحه برش(روی هر فلانج)، ω سرعت دورانی روتور(rad /s) و V سرعت پیشروی (cm/s) است.

در این روش کارمخصوص تیلر دوار یعنی کاری که توسط ماشین در طی یک دور چرخش تیغه به ازاء حجم خاک خرد شده در آن زمان انجام می شود، از رابطه زیر محاسبه می گردد [۴].

$$A = \frac{M(2\pi)}{zlab} \pm \frac{0/1 k_x}{ab} \qquad \left(\frac{kg-m}{dm^3}\right) \quad (۳)$$

در رابطه فوق M میانگین گشتاور وارد بر محور روتور (kg.m)، k_x مولفه نیروی مقاوم برشی در راستای حرکت ماشین (kg)، z تعداد تیغه ها در هرصفحه دوران (فلانج)، l طول قاچ های خاک (dm)، a عمق کار (dm)، b عرض کار (dm) است.

اکثراً سعی می شود k_x به نحوی کاهش داده شود و در این صورت کار انجام شده توسط این نیرو جزئی بوده و عبارت دوم از رابطه (۳) قابل حذف خواهد بود. بنابراین خواهیم داشت:

$$A = \frac{M(2\pi)}{zlab} \quad (۴)$$

کار مخصوص خود از دوقسمت کار مخصوص استاتیکی (A_0) و کار مخصوص دینامیکی (A_B) تشکیل شده است ، یعنی :

$$A = A_0 + A_B \quad (۵)$$

مقادیر A_0 وA_B از طریق معادلات زیر تعیین می شوند:

$$A_0 = 0/1 C_0 K_0 \qquad \left(\frac{kg-m}{dm^3}\right) \quad (۶)$$

$$A_B = 0/0001 a_v v^2 \qquad \left(\frac{kg-m}{dm^3}\right) \quad (۷)$$

$$A_B = 0/0001\ a_u u^2 \qquad \left(\frac{kg-m}{dm^3}\right) \quad (۸)$$

درروابط فوق، K_0 مقاومت مخصوص خاک(kg/cm^2)وC_0 ضریب مربوط به نوع خاک وبرخی پارامترهای ماشین است. a_u و a_v ضرایب دینامیکی نام دارند و توسط معادله زیر بهم ارتباط پیدا می کنند.

$$a_v = a_u \left(\frac{u}{v}\right)^2 \qquad \left(\frac{kg.s^2}{m^4}\right) \quad (۹)$$

$$\lambda = \frac{u}{v} \quad (۱۰)$$

مقادیر کلیه ضرایب فوق برای انواع معمول خاک و ماشین در جدول ۱ آورده شده اند. با استفاده از این ضرایب می توان کار مخصوص استاتیکی، کار مخصوص دینامیکی و در نتیجه کار مخصوص کل را که تیلر دوار روی خاک انجام می دهد، محاسبه نمود. این مقدار کار بایستی با کاری که تراکتور می تواند انجام دهد مطابقت داشته باشد. مقدار کاری که تراکتور قادر به انجام آن است توسط رابطه زیر محاسبه می شود[۴]:

$$A_C = \frac{۷/۵ N_C \eta_C \eta_Z}{vab} \qquad (۱۱)$$

که در آن N_C توان تراکتور (hp)، η_c بازده تراکتور که مقدار آن برای حالت دوران به جلو تیلر دوار ۰/۹ و برای دوران معکوس بین ۰/۹-۰/۸ در نظر گرفته می شود. η_z ضریب ذخیره توان تراکتور که مقدار آن بین ۰/۸-۰/۷ است، v سرعت پیشروی (m/s)، a عمق کار (dm) و bعرض کار(dm) است.

قدرت تراکتور می تواند تابعی از نیروی مماسی باشد. اگر فرض کنیم که A_C=A بوده بنابراین [۴]:

$$(K_0)_{\max} = \frac{۷۵ N_C}{U_{\min}} \eta_C \eta_Z \qquad (۱۲)$$

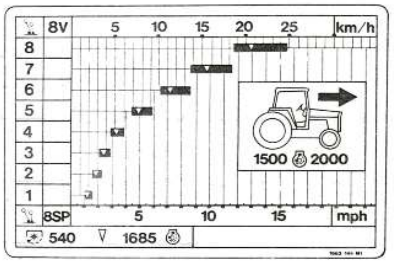
که در آن K_0 نیروی مماسی(kg)، u سرعت مماسی تیغه(m/s)، N_C قدرت تراکتور(hp) است.

۲- مشخصات تراکتور مورد استفاده

ابتدا لازم است مشخصات تراکتور را به عنوان مبدا انتقال توان به تیلر، تعیین کنیم. مشخصات فنی تراکتور مسی فرگوسن مدل ۲۸۵ به قرار زیر است[۱]:

- حداکثر قدرت موتور در ۲۰۰۰ دور در دقیقه : ۷۱ اسب بخار (۵۳ kw)
- حداکثر گشتاور موتور در ۱۳۰۰ دور در دقیقه : ۲۷۸ N.m
- سرعت PTO : ۵۴۰ دور در دقیقه در سرعت موتور ۱۶۷۵ دور در دقیقه

جدول سرعت تراکتورمسی فرگوسنبه قرار زیر است[۱]:



شکل ۱ : جدول سرعت[۱]

۳-انتخاب پارامترهای اولیه وتور

جهت دوران محور روتور را رو به جلو انتخاب می کنیم. در ضمن با این انتخاب، می توانیم از نیروی پیشرانی تیلر نیز بهره مند شویم.

عمق کار تیلر دوار ۱۵cm-۱۰ درنظر گرفته شده است که با توجه به منابع و مقالات، عمق های بیش از این را توجیه پذیر نمی دانند و همچنین توان مورد نیاز نیز با افزایش عمق افزوده می شود. چون طراحی برای خاک بسیار سنگین انجام شده است، a =۱۰ cm به عنوان عمق مورد نظر در نظر گرفته شده است.

با توجه به پارامترهای انتخابی قبلی و ارتباط آنها با قطر روتور، قطر ۴۰ cm برای روتور مناسب تشخیص داده شد. همچنین در این حالت به خاطر بیشترین بودن شعاع روتور از عمق کار، مشکلات ناشی از فرو رفتن محور روتور در خاک در حالت مداوم کار، مرتفع شده و نیز انرژی مورد نیاز در دوران رو به جلوی روتور، کاهش می یابد.

از میان تیغه هائی که استفاده از آنها در زمینهای مختلف گزارش شده است، تیغه L شکل (که در حال حاضر معمول است) بدلایل زیر به عنوان تیغه مناسب تعیین شده است:

– تامین نیروی پیشران بیشتر (مخصوصاً در مزارع برنج که زمین گرائی ضعیف است).

– سادگی و در دسترس بودن.

– تیغه های L شکل در صورت انبوهی بقایای گیاهی بهتر کار می کنند[۲].

– این تیغه در رفع علف های هرز موثر بوده و خاک را زیاد پودر نمی کند [۲].

– تیغه های L شکل در مقایسه با تیغه های کارد مانند و کمی خمیده، مواد را هم از لحاظ عرضی و هم عمقاً بهتر توزیع می کنند [۲].

یکی از تنها مزیت های تیغه C شکل برL شکل، کمتر بودن توان مصرفی آن است که در L شکل با ایجاد قوس در قسمت خم شده آن، تقریباً آنرا جبران می کنند.

همچنین دامنه انتخاب سرعت دورانی روتور راعموماً ۲۴۰ rpm– ۱۲۰ که در بعضی منابع تا ۳۲۰ rpm نیز در نظر گرفته اند و دامنه سرعت پیشروی (m/s) ۰/۵۲–۰/۳ الی(m/s) ۱ بوده است.

طراحی و محاسبات

۱– طراحی و تعیین دور ابتدا از طریق جدول ۱ ضرائب معادلات

جدول۱: ضرائب معادلات مربوط به محاسبه کار مخصوص تیلر دوار[۴]

مربوط به کار مخصوص، تعیین می شود.

Type of the machine	Type of knives	Working depth cm	Length of soil slices cm	Soil	C_z	a_u kg-sq sec/m⁴
Rotary cultivator	L-knife	10—15	6—15	tilled	2.5—3.5	600—500
"	"	3.5—6	6—12	meadow	5.0—10.0	400—500
"	"	6—12	6—12	meadow	3.0—5.0	400—600
"	bent	5—15	6—15	tilled and meadow	1.5—3.0	300—400
Rotary hoe	hoe	12—20	15—30	tilled	1.0—2.0	400—500
"Civello" plow	bent	20—35	3—12	tilled	1.2—3.5	200—300

بنابراین مقادیر پارامترهای لازم در انجام محاسبات بصورت زیرند:

$C_0 = ۲/۵$ ، $a_u = ۴۰۰ \left(\frac{kg.s^۲}{m^۴}\right)$ ، $a=۱۰ \text{ (cm)}$

برای خاکهای بسیار سنگین (برناکی،۱۹۷۲): $K_0 = ۷۰ \left(\frac{kg}{dm^۲}\right)$

$\eta_c = ۰/۹$ ، $\eta_z = ۰/۸$ ، $N_C = ۷۱ \text{ (hp)}$

طراحی برای خاکهای بسیار سنگین انجام شده است چون همیشه طراحی برای سخت ترین شرایط انجام می شود.

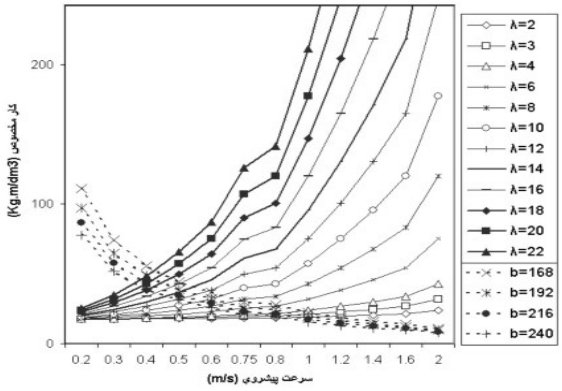
سپس محدوده ای از انتخابهای ممکن را برای v ، λ و b در نظر می گیریم که این محدوده ها را در جدول ۲ می توان دید. چنانچه مشاهده می شود محدوده λ و v زیاد انتخاب شده تا آزادی انتخاب بیشتری داشته باشیم .

با استفاده از مقادیر معلوم C_0 وK_0 مقدار کار استاتیکی (A_0) را از رابطه(۶) محاسبه می کنیم. همچنین با استفاده از روابط (۷) و (۸) مقدارکار مخصوص دینامیکی (A_B) را در هر یک از مقادیر V و λ مفروض محاسبه کرده، با کار مخصوص استاتیکی (A_0) جمع می کنیم تا کار مخصوص کل (A) بدست آید. این مقادیر را در جدولی خلاصه نموده(جدول۲)، سپس منحنی A-V را در λ های مختلف رسم می نمائیم (شکل۲). کار قابل انجام توسط تراکتور (A_c) در V های مختلف محدوده انتخاب شده را از

رابطه (۱۱) تعیین می نمائیم سپس منحنی کار قابل انجام نسبت به V را در مجموعه منحنی های شکل۲ وارد مـی کنـیم. ناحیـه واقع در زیر منحنی کار قابل انجام توسط تراکتور، منطقه طراحی است و انتخاب های ممکن را در بـر دارد. در نقـاط واقـع در ایـن ناحیه، مقدار کاری که تراکتور قادر به انجام آن است از مقدار کاری که بایستی توسط تیلر دوار روی خاک انجام شود، بیشتر است.

جدول ۲ : مقدار کار مخصوص کل تیلر دوار و کار قابل انجام توسط تراکتور در V ها و λ های مختلف

		شماره دنده				1		2		3		4		5
λ=u/v	av=au(u/v)^2	V(m/s)	v=0.2	v=0.3	v=0.4	v=0.5	v=0.6	v=0.75	v=0.8	v=1	v=1.2	v=1.4	v=1.6	v=2
2	1600	A (Kg.m/dm3)	17.56	17.64	17.76	17.9	18.08	18.4	18.52	19.1	19.8	20.6	21.6	23.9
3	3600		17.64	17.82	18.08	18.4	18.8	19.52	19.8	21.1	22.68	24.6	26.7	31.9
4	6400		17.76	18.08	18.52	19.1	19.8	21.08	21.6	23.9	26.72	30	33.9	43.1
6	14400		18.08	18.8	19.8	21.1	22.68	25.56	26.72	31.9	38.24	45.7	54.4	75.1
8	25600		18.52	19.8	21.6	23.9	26.72	31.84	33.88	43.1	54.36	67.7	83	120
10	40000		19.1	21.1	23.9	27.5	31.9	39.9	43.1	57.5	75.1	95.9	120	178
12	57600		19.8	22.68	26.72	31.9	38.24	49.76	54.36	75.1	100.4	130	165	248
14	78400		20.64	24.56	30.04	37.1	45.72	61.4	67.68	95.9	130.4	171	218	331
16	102400		21.6	26.72	33.88	43.1	54.36	74.84	83.04	120	165	218	280	427
18	129600		22.68	29.16	38.24	49.9	64.16	90.08	100.4	147	204.1	272	349	536
20	160000		23.9	31.9	43.1	57.5	75.1	107.1	119.9	178	247.9	331	427	658
22	193600		25.24	34.92	48.48	65.9	87.2	125.9	141.4	211	296.3	397	513	792
b (dm)	16.8	Ac (Kg.m/dm3)	111.3	74.17	55.63	44.5	37.08	29.67	27.81	22.3	18.54	15.9	13.9	11.1
	19.2		97.34	64.9	48.67	38.94	32.45	25.96	24.34	19.5	16.22	13.9	12.2	9.73
	21.6		86.53	57.69	43.26	34.61	28.84	23.07	21.63	17.3	14.42	12.4	10.8	8.65
	24		77.88	51.92	38.94	31.15	25.96	20.77	19.47	15.6	12.98	11.1	9.73	7.79



شکل ۲ : منحنی های A-V مربوط به تراکتور و تیلر دوار

از بررسی جدول و نمودار حاصل ، ترکیبات مجاز (λ ، V) که در آنها مقدار کار مخصوص کل تیلر دوار به مقـدار کـار قابـل انجـام توسط تراکتور نزدیک است بدست می آیند. مشخصات مربوط به انتخابهای ممکن بطور روشن در جدول (۳) آمده اند .

جدول۳: انتخاب های ممکن (v,n,b) با استفاده از روش اول

شماره انتخاب	عرض کار خاک همزن (cm)	(v,λ)	v (m/s)	n (rpm)	L (cm)	اختلاف کار مخصوص ها
1	168(cm)	(0.2 , 22)	0.2	210.1	2.85	
2		(0.3 , 22)	0.3	315.15	2.85	
3		(0.4 , 22)	0.4	420.2	2.85	
4		(0.5 , 16)	0.5	382	3.92	
5		(0.6 , 10)	0.6	286.5	6.28	5.18
6		(0.75 , 6)	0.75	214.87	10.47	4.11
7		(0.8 , 6)	0.8	229.2	10.47	1.09
8		(1 , 3)	1	143.25	20.94	
9	192(cm)	(0.2 , 22)	0.2	210.1	2.85	
10		(0.3 , 22)	0.3	315.15	2.85	
11		(0.4 , 20)	0.4	382	3.14	
12		(0.5 , 14)	0.5	334.25	4.48	1.84
13		(0.6 , 10)	0.6	286.5	6.28	0.55
14		(0.75 , 6)	0.75	214.87	10.47	0.4
15		(0.8 , 4)	0.8	152.8	15.7	2.74
16		(1 , 2)	1	95.5	31.41	0.4
17	216(cm)	(0.2 , 22)	0.2	210.1	2.85	
18		(0.3 , 22)	0.3	315.15	2.85	
19		(0.4 , 20)	0.4	382	3.14	
20		(0.5 , 12)	0.5	286.5	5.23	2.71
21		(0.6 , 8)	0.6	229.2	7.85	2.12
22		(0.75 ,4)	0.75	143.25	15.7	1.99
23		(0.8 , 4)	0.8	152.8	15.7	0.03
24	240(cm)	(0.2 , 22)	0.2	210.1	2.85	
25		(0.3 , 22)	0.3	315.15	2.85	
26		(0.4 , 18)	0.4	343.8	3.49	
27		(0.5 , 10)	0.5	238.75	6.28	3.65
28		(0.6 ,5)	0.6	171.9	10.47	3.28
29		(0.75 , 3)	0.75	107.43	20.94	
30		(0.8 , 2)	0.8	76.4	31.41	

با توجه به اینکه در عرض کار ۲۱۶ cm ، محدوده های مناسبی برای سرعت پیشروی، دور روتور و طول لایه خاک بدست آمده و همچنین در این عرض کار اختلاف کمی ما بین کار مخصوص تراکتور و کار مخصوص کل وجود دارد، پس این عرض کار مناسب تشخیص داده شد .

با این انتخاب، روتوری با ۹ واحد کاری(با فاصله فلانچ ۲۴cm) خواهیم داشت که با در نظر گرفتن ۴ تیغه بر روی هر فلانچ (۲ تیغه در هر طرف)، جمعا ۳۶ تیغه وجود خواهد داشت.

همانطور که از جدول ۳ دیده می شود تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ برای تیلر دوار با عرض کار ۲۱۶cm و عمق کار ۱۰cm، فقط به ازای دنده های I وII قادر به کشیدن آن است.

برای محاسبه دور تیغه تیلر دوار در دنده II در حالت پر گاز، ابتدا باید λ ای که با این سرعت مطابق است تعیین شود:

با مساوی قرار دادن کار مخصوص ها $A = A_C$ ، (λ =۴/۹۱) بدست می آید.

با توجه به معادله(۱) طول لایه خاک مطابق با این دنده تعیین می شود: L_2=۱۲/۷۱ cm و متعاقباً تعداد دور از معادله (۲): n_2=۱۷۷ rpm و u_2=۳/۶۸(m/s) بدست می آید.

به همین ترتیب برای دنده I ، λ =۱۱/۸ و طول لایه خاک مطابق با آن L_1 = ۵/۳۲ cm و تعداد دور n_1=۲۹۶ /۹۴ ≅ ۲۹۷ rpm و u_1=۶/۲۲ m/s بدست می آید.

پس نتیجه کار به ترتیب زیر بدست آمد :

I دنده	V_1 =۰/۵۲۷ m/s	L_1=۵/۳۲ cm	n_1 =۲۹۷ rpm
II دنده	V_2 = ۰/۷۵ m/s	L_2 = ۱۲/۷۱ cm	n_2 =۱۷۷ rpm

۲- طراحی شافت روتور

برای طراحی شافت روتور باید $(K_0)_{max}$ (نیروی مماسی ماکزیمم) در نظر گرفته شود که با توجه به معادله ۱۲، $(K_0)_{max}$ به ازای U_{min} حاصل می گردد. U_{min} به ازای λ_{min} (طول لایه خاک ماکزیمم) حاصل می شود که با توجه به قسمت قبل، U_{min}=۳/۶۸(m/s) به ازای دنده II حاصل شده است.

پس از معادله ۱۲، $(K_0)_{max}$ =۱۰۱۵/۸ kg بدست می آید.

با توجه به نوسانات نیروی مماسی، در محاسبه بایستی نیروهای احتمالی متجاوز از ۱۰۱۵/۸ kg نیز منظور گردد بدین جهت ازفاکتور C_s که شامل حداکثر نیروهای مماسی است استفاده می شود:

$$K_S = K_0 C_S \qquad (۱۳)$$

فاکتور C_s در خاک های غیرسنگلاخی ۱/۵ و در خاک های سنگلاخی برابر با ۲ در نظر گرفته می شود.

$$K_S = ۱۰۱۵/۸۰ \ ۲ = ۲۰۳۱/۶(kg)$$

ممان ماکزیمم در شافت روتور:

$$M_S = K_S.R = ۲۰۳۱/۶۰ \ ۰/۲ = ۴۰۶/۳۲(kg.m) = ۴۰۶۳۲(kg.cm) \qquad (۱۴)$$

مهمترین عاملی که شدیداً بر ابعاد محور موثر است گشتاور پیچشی است که به محور اعمال می شود. این مساله باعث شده است که در منابع موجود (برناکی، یاتسوک) از سایر عوامل نظیر گشتاور خمشی و نیروی وزن، عملا صرف نظر شود.

پس برای چنین ممانی، با توجه به فرمول مربوط به تنش پیچشی شافت ها، شافتی(گرد و توپر) با جنس فولاد نورد سرد شده (AISI 302) و با قطر ۵/۶۵ cm با ضریب اطمینان ۲ قابل قبول خواهد بود.

۳- طراحی تیغه

طراحی تیغه بستگی به نوع و ترتیب قرار گرفتن آنها دارد. ابتدا بایستی تعداد تیغه ها ئیکه خاک را در یک زمان می برند مشخص گردد. در تیلرهای دوار $\frac{۱}{۴}$ تیغه ها بصورت توام عمل می کنند. نیروی ماکزیمم تمام ماشین بین این تیغه ها توزیع میگردد. از آنجا ئیکه بار وارده بر تیغه ها یکنواخت نمی باشد لذا فاکتور C_P بعنوان ضریب ایمنی در نظر گرفته می شود.

نیروی K_e برای یک تیغه معین برابر است با[۴]:

$$K_e = \frac{K_S C_P}{i Z_e n_e} \qquad (۱۵)$$

C_P : برای خاک های غیر سنگلاخی ۱/۵ و برای خاک های سنگلاخی ۲

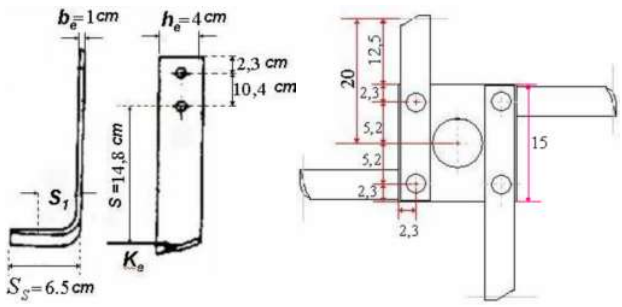
Z_e : تعداد تیغه ها در هر واحد

i : تعداد واحد در ماشین

n_e : نسبت تعداد تیغه هائیکه توام عمل می کنند بر تعداد کل تیغه ها

پس K_e=۴۵۱/۴۶ kg بدست می آید.

با توجه به اطلاعات قبلی(قطر روتور،عمق کار، قطر شافت روتور، فاصله فلانج ها و...)ابعاد فلانج وتیغه به طور زیرانتخاب شد:



شکل۳ : ابعاد تیغه وفلانج

البته ضخامت تیغه را در لبه برنده آن،۳ میلیمتر می گیریم.
حال تنش کششی ناشی از خمش در تیغه برابر خواهد بود با:

$$\sigma_{zg} = ۶\frac{keS}{b_e h_e^{۲}} = ۲۵۰۵/۶(kg/cm^{۲}) \quad (۱۶)$$

و تنش برشی ناشی از پیچش[۴]:

$$\tau_{skt} = \frac{۳k_e S_۱}{(\frac{he}{be} - ۰/۶۳)be^{۳}} = ۲۶۱۲/۳(kg/cm^{۲}) \quad (۱۷)$$

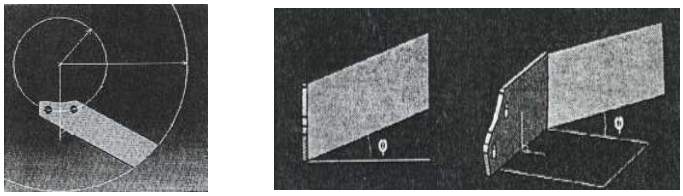
و تنش معادل :

$$\sigma_{Zt} = \sqrt{\sigma_{zg}^{۲} + ۴\tau_{skt}^{۲}} = ۵۷۹۴/۳(kg/cm^{۲}) = ۵۶۷/۵(MPa) \quad (۱۸)$$

که در این صورت با در نظر گرفتن جنس تیغه از فولاد آبداده و باز پخته با تنش تسلیمσ_Y=۶۹۰MPa تیغه مورد نظر با ضریب اطمینان ۱/۲۲ = $f = \sigma_Y / \sigma_{zt}$ قابل قبول می باشد. البته فراموش نشود که در طی مراحل طراحی تیغه با وارد کردن ضرائب ایمنی C_S و C_P، در حقیقت ضریب اطمینان تیغه، بسیار بالاتر از مقدار فوق می باشد.
با در نظر گرفتن قوسی در قسمت خم شده تیغه L شکل ،تیغه را متمایل به تیغه های C شکل کرده تا توان مصرفی نیز کاهش یابد. با توجه به آزمایشات دالین ، شعاع خمش تیغه نبایستی از ۳۰ میلیمتر کمتر باشد[۱۰]. پس شعاع خمش را ۵۰ mm = ۵ cm در نظر می گیریم.
در ضمن شعاع خمش زیاد از حد باعث ایجاد فواصل کار نشده ای بین مسیر برش تیغه های راست بر و چپ بر می گ دد.

۴- روشی برای کاهش توان مورد نیاز تیغه های L شکل در تیلر دوار

برای جبران توان مصرفی زیاد تیغه های L شکل، علاوه بر اینکه می توان با در نظر گرفتن قوسی در قسمت خمیده تیغه، میزان آنرا کاهش داد، همچنین می توان با زاویه دار کردن راستای ساقه تیغه نسبت به شعاع روتور و نیز با زاویه دار کردن قسمت خم شده تیغه(شکل ۴)، به جای مستقیماً بریدن خاک، آنرا به صورت اریب برید که مطمئنا مقدار مقاومت برشی خاک دراین حالت تفاوت زیادی خواهد کرد ومقدار توان مورد نیاز کاهش خواهد یافت.



شکل۴: زاویه دار کردن راستای ساقه تیغه و قسمت خم شده تیغه[۹]

نتیجه گیری

طراحی دستگاه با رعایت اصول اساسی در طراحی ماشین انجام گرفته است و سعی شده از قطعاتی استفاده شود که نسبتاً ساده بوده و عملکرد بالایی داشته باشند تا ضمن اینکه از نظر اقتصادی مقرون به صرفه باشد از لحاظ بازده و کیفیت نیز خوب باشد.
در طراحی، روتوری با دوران رو به جلو مناسب تشخیص داده شد که شکل تیغه های آن، L شکل می باشد. حالت دوران رو به جلو، سبب ایجاد کشش منفی درتیلرهای دوار می شود یعنی خود هل دهنده تراکتور می شوند.
تیغه های L شکل به خاطر مزایای خاصی که داشتند انتخاب شدند و برای کاهش توان مصرفی شان شعاع خمش ۵۰mm برای آنها در نظر گرفته شد.

تیلر دواری با عرض کار ۲۱۶ cm که شامل ۹ واحد کری (فلانچ) می باشد طراحی شد که هر فلانچ، ارای ۴ تیغه می باشد.
همچنین مشخص شد تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ برای تیلر دواری با عرض کاری ۲۱۶ cm و عمق کار ۱۰cm، فقط به ازای دنده های II,I قادر به کشیدن آن است. البته چنانچه معلوم است در انتخاب عرض کار سعی شده از حداکثر توان تراکتور، نهایت استفاده شود که می توان با کم کردن عرض کار تیلر دوار، سرعت پیشروی آن را بالاتر برد.
دورهای روتور مطابق با دنده های II,I، به ترتیب ۲۹۷rpm و ۱۷۷ rpm بدست آمد. که حاصل دور بیشتر با دنده I، طول لایه خاک کمتر و حاصل دور کمتر با دنده II، طول لایه خاک بزرگتر است.
از ترکیب دو سرعت پیشروی(دنده های II,I) با دو سرعت دورانی، جعبه دنده دو دنده ای می توان طراحی کرد که قادر است ۴ طول مختلف لایه خاک را بدست آورد.

جدول ۴ : طول های مختلف لایه خاک به ازای جعبه دنده حاصل

n دور تیغه / V سرعت تراکتور	177(rpm)	297(rpm)
V1=0.527 (m/s)	L=8.93 (cm)	L=5.32 (cm)
V2=0.75 (m/s)	L=12.71 (cm)	L=7.57 (cm)

در جعبه دنده مورد نظر نیز برای تعویض دنده ها می توان از جفت چرخ دنده های قابل تعویض استفاده کرد.
توجه به این نکته نیز ضروری است که نیروی مماسی ماکزیمم به ازای طول لایه خاک ماکزیمم حاصل می شود که طراحی بر اساس نیروی مماسی ماکزیمم انجام می گیرد. که البته طول لایه خاک ماکزیمم نیز در λ_{min} (کمترین سرعت دورانی و بیشترین سرعت پیشروی) بدست می آید.
محور روتور به صورت گرد و از جنس فولاد نورد سرد شده در نظر گرفته شد که برای آن، قطر ۵/۶۵ cm با ضریب اطمینان ۲ قابل قبول است.
ابعاد فلانچ ها ۱ ۱۵۰ ۱۵۰ (برحسب cm) انتخاب شد که هر فلانچ نیز شامل ۴ تیغه می باشد پس در روی هر فلانچ، فاصله زاویه ای تیغه ها، ۹۰ درجه می باشد.
ولی روتور در کل با داشتن ۳۶ تیغه، دارای فاصله زاویه ای ۱۰ درجه برای تیغه ها می باشد.
در روتور $\frac{۱}{۴}$ تیغه ها توأماً عمل می کنند پس همزمان از هر فلانچ یک تیغه (جمعاً ۹ تیغه) با خاک درگیر خواهد بود.
چون در مسیر دوران محور روتور، دقیقاً معلوم نیست چه نیروهایی بر تیغه وارد می شود پس با خطای کوچکی فرض شده این نیرو در طی تماس با خاک مقدار ثابتی است که البته در طراحی تیغه برای رفع این خطا، ضریب ایمنی به آن اعمال شده است.
در تیلرهای دوار، بیشترین احتمال شکست در تیغه و بیشترین احتمال برش در پیچ های تیغه دیده شده که تنش های محاسبه شده نیز این مورد را تائید می کند. در طراحی سعی شده برای تقویت آنها، از جنس های قویتر و ضخامت های بیشتر استفاده شود.
جنس در نظر گرفته شده برای تیغه و پیچ های روی آن، فولاد آبداده و بازپخته می باشد و سطح مقطع در نظر گرفته شده برای تیغه، ۱cm ۴cm و طول در نظر گرفته شده برای آن ۲۷/۵cm می باشد. همچنین با توجه به فاصله فلانچ ها، طول در نظر گرفته شده برای قسمت خم شده تیغه(عرض برش تیغه)، ۱۳cm می باشد درانتخاب آن سعی شده که قسمت کار نشده ی از خاک باقی نماند و همچنین اضافه کاری هم نشود. در ضمن باید توجه کرد که عرض برش زیاد تیغه، تنش های پیچشی وارد بر تیغه را افزایش می دهد و در نتیجه نیاز به استفاده از فولاد با مقاومت وکیفیت بالارا ایجاد می کند.
برای پیچ های روی تیغه هم، قطر ۱cm با ضریب اطمینان خوبی جوابگو است.

منابع

۱– شانی،م. سرویس و نگهداری تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵. تراکتور سازی ایران، ص۱۱۳
۲– شفیعی، س.ا. ۱۳۷۱. اصول ماشین های کشاورزی (تالیف کپنر ، بینر ، بارگر). انتشارات دانشگاه تهران، ص ۴۶۸

3-Beeny, J.M. 1973. Rotary cultivation of wet rice land–Comparison of blade shape. Journal of Agricultural Engineering Research. 18: 249-251

4-Bernacki, H., J. haman and cz. Kanafojski. 1972. Agricultural machines, theory and construction. US department of Agriculture and national science foundation, Washington, D.C.

5-Hendrick, J.G. and W.R. Gill. 1971. Rotary tiller design parameters, part I-Direction of rotation. Transactions of the ASAE. 14: 669-674

6-Hendrick, J.G. and W.R. Gill. 1974. Rotary tiller design parameters, part III--Ratio of peripheral and forward velocities. Transactions of the ASAE.14:679-683

7-Hendrick, J.G. 1980. A powered rotary chisel. Transactions of the ASAE. 23:1349-1352

8-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. A.A. Balkema, Rotterdam.

9-Srithongkul, K. and S. Phongsupasamit. 2005. Design and Producing Prototype Rotary Blade for Tilling Soil in Thai Farmland. Congress on Mechanization and Energy in Agriculture. Izmir-Turkey.

10-Yatsuk, E.P., I.M. Panov, D.N. Efimov, O.S. Marchenkoc and A.D. Chernenkov. 1981. Rotary soil working machines(construction, calculation and design). 1st edition. Amerined publishing company. PVT. LTD., New Dehli.

Abstract
The present research has dealt with rotary tiller design for Massey Ferguson Tractor model 285. In this design, the rotary tiller work width determined 216 cm appropriate to the tractor, by estimating the total specific work, which is equal to the sum of statical and dynamical specific work of tiller. It is determined that the tractor MF 285 is only able to pull the rotary tiller with 216cm width and 10cm depth, at gear *I* and *II* . For selecting work width of tiller, maximum benefit of tractor power was considered, which it can be decreased by increasing speed work. A gear box with two gears was designed for tiller to produce 177 and 297 rpm, which by combining the two traveling speeds (gear *I* and *II*), four different length of soil slices can be produced. Also, it was recognized, that in designing a tiller, blades have most probability to fracture, and bolts of blade have most probability to shear. To make them strength, they should be selected from hard materials with enough thickness.
Key words: Massey Ferguson tractor 285, rotary tiller, statical and dynamical specific work, rotating speed