

محاسبات طراحی و ساختمان کوبنده ثابت حبوبات

کاظم ابهری	منصور بهروزی لار	سید احمد شفیعی	هوشنگ عقابی
استادیار	دانشیار	استادیار	مربی
گروه مکانیک - دانشگاه تهران	گروه ماشینها	کشاورزی - دانشگاه تهران	

چکیده

برداشت ماشینی حبوبات در ایران به علت نامناسب بودن گونه‌های این محصولات، کم‌آشنایی کشاورزان با کشاورزی ماشینی و کوچکی سطوح زیرکشت، انجام نمی‌شود. محصول را بادست برداشت می‌کنند و پاکوبنده‌های ثابت دانه را از زواید جدایی‌سازند، ولی بهره‌گیری از این کوبنده نیز در همه جا رواج ندارد، تعداد آن کافی نیست و اغلب با شرایط کشاورزی بی‌تناسب است. این مقاله بیانگر طراحی و نمونه‌سازی کوبنده‌های ثابت برای حبوبات است که کاربردی مناسب در روستاها و نیز ایستگاههای پژوهشی ایران داشته باشد. از دو نوع کوبنده موجود، یکی ظرفیتی بالاتر و دیگری پائین‌تر از مقدار مناسب داشت. از این دو ماشینی طراحی شد که ظرفیت آن 150 Kg/hr یعنی متناسب با نیاز ایران باشد. مزایای این ماشین چنین است: (الف) به توان نسبی کمتری نیازمند است (ب) احتمال لپه کردن محصول کمتر است، (پ) کارگر با سهولت بیشتری می‌تواند با آن کار کند و حمل و نقل آن ساده‌تر است و (ت) می‌توان آن را به تراکتور جفت کرد تا از محور تواندهی تراکتور نیرو بگیرد و به کار افتد. اهمیت این پژوهش در این است که این ماشین برای شرایط ویژه روستاها و ایستگاههای تحقیقاتی ایران طراحی و نمونه‌سازی شده است.

دیباچه

در دستگاه بماند و در اثر وزن خود از سوراخهای الک پائین ریخته و در ظرفی یا کیسه‌ای جمع آوری شود. در قسمت کوبش، ماشین یک استوانه کوبنده و یک صفحه مقعر به نام ضد کوبنده دارد. روی استوانه کوبنده و صفحه ضد کوبنده انگشتیهایی زیگزاگ وار نصب شده است. انگشتیهای استوانه‌هنگام چرخش آن، از میان انگشتیهای ثابت ضد کوبنده می‌گذرد و محصول هنگام عبور از فاصله میان این انگشتیهای زیر دونیروی مالشی و ضربه‌ای کوبیده می‌شود. در پشت استوانه کوبنده، استوانه کوچکتتر، سبکتتر و معمولاً چهارپرده‌ای وجود دارد که از پیچیدن ساقه محصول به دور استوانه کوبنده جلوگیری می‌کند. این استوانه، کلش‌کش نامیده می‌شود. در انواعی از کوبنده‌ها صفحه ساده‌ای برای این کار تعبیه شده است و در برخی دیگر هر دو وسیله به کار رفته است.

تمام دستگاه روی شاسی و دوچرخ سوار است و مالبند متصل به شاسی برای حمل و نقل دستگاه به کار می‌رود. نیروی

کوبیدن حبوبات یعنی درآوردن دانه از درون غلاف، یکی از کارهای پرهزینه در کشور ماست. برداشت حبوبات در کشورهای پیشرفته، با کمباین^۱ انجام می‌شود. گرچه می‌توان از کمباینهای معمولی غلات به شرط انجام تنظیمات صحیح، برای کوبیدن حبوبات هم استفاده کرد و نوعی از آن که دارای استوانه کوبنده انگشتی‌دار است برای این کار مناسب است، ولی برداشت حبوبات در ایران به سه دلیل با کمباین انجام نمی‌شود. نخست پاکوتاه بودن محصول که کار ماشین را دشوار می‌سازد، دوم عدم آگاهی کشاورزان از امکان استفاده از کمباین غلات برای این کار و سوم اقتصادی نبودن کاربرد آن در سطوح کوچک. این است که حبوبات را بادست درو کرده، خشک می‌کنند و سپس در کوبنده‌های ثابت می‌کوبند. محصول کوبیده شده مخلوطی است از دانه و غلاف خرد شده که برای جداسازی یکدیگر بر روی الکی می‌ریزد. الکی دارای حرکت رفت و برگشتی و سوراخدار است. در زیر و عقب الکی بادزنی وجود دارد که شدت دمش آن چنان است که تنها گاه به بیرون پرتاب شود ولی دانه‌ها

۱ - ماشینی است که چهار عمل درو کردن، کوبیدن، جدا کردن دانه از مواد زائد و تمیز کردن دانه را با دور ریختن خرده‌گاه و غیره توأماً انجام می‌دهد.

۴ - حمل و نقل آن آسانتر باشد .
طراحی چنین کوبنده‌ای موضوع این مقاله است .

پژوهشهای دیگران

مرجعهای کوناگون نشان می‌دهد که پژوهش در باره کوبنده‌ها بیشتر در ارتباط با کار کمباینها بوده است و نه به تنهایی [۱، ۷، ۹ و ۱۳] .

ظرفیت کوبنده‌ها ظاهراً "تناسبی با ابعاد و قدرت موتور آن دارد [۱۲] ، از آن روممكن است تصور شود که برای کاهش ظرفیت یک ماشین بزرگ (ش ۱) .

می‌توان با کم کردن پهنا یا ارتفاع یا هر دو آنها (به میزان لازم) به ظرفیت مورد نظر رسید ، ولی آزمایش نشان داده است که بین توان مورد نیاز کوبنده و بازده آن از یک سو [۱۳] . وتوان و طول استوانه کوبنده از سوی دیگر [۸ و ۹] رابطه مستقیمی وجود دارد . نتیجتاً " ظرفیت ماشین به طول استوانه کوبنده وابسته است . این مطلب منطقی " قابل درک است زیرا دهانه ورود محصول است که ظرفیت

محرك ماشین ، موتور و رونسوز یا برقی است ولی از محور تواندهی تراکتور نیز می‌شود بهره گرفت .

شکلهای ۱ و ۲ ، کوبنده هایی با ابعاد و ظرفیتهای کوناگون را نشان می‌دهند و شکل ۳ ، نمایاننده قسمتهای اصلی کوبنده است . ظرفیت کوبنده بزرگ شکل ۱ معمولاً "بیش از حد نیاز کارهای پژوهشی و نیز مزارع کوچک ایران و نسبتاً "گران است . کوبنده شکل ۲ کوچکتر از اندازه مورد نیاز در موارد یاد شده است ، از این رو می‌باید کوبنده‌ای ساخته شود که حداقل این دو با ظرفیت حدود ۱۵۰ کیلوگرم در ساعت * باشد ارتفاع آن برای سهولت کار و کاهش ارتعاشات تا حد امکان کاهش یابد و در طراحی ماشین استفاده از محور تواندهی تراکتور پیش‌بینی شود .

برای این کار کار کوبنده‌ای مورد نیاز است که :

۱ - متناسب با کم و کیف محصول در روستاهای ایران

باشد .

۲ - ارزان باشد تا اکثر روستائیان قادر به خرید آن

باشند .

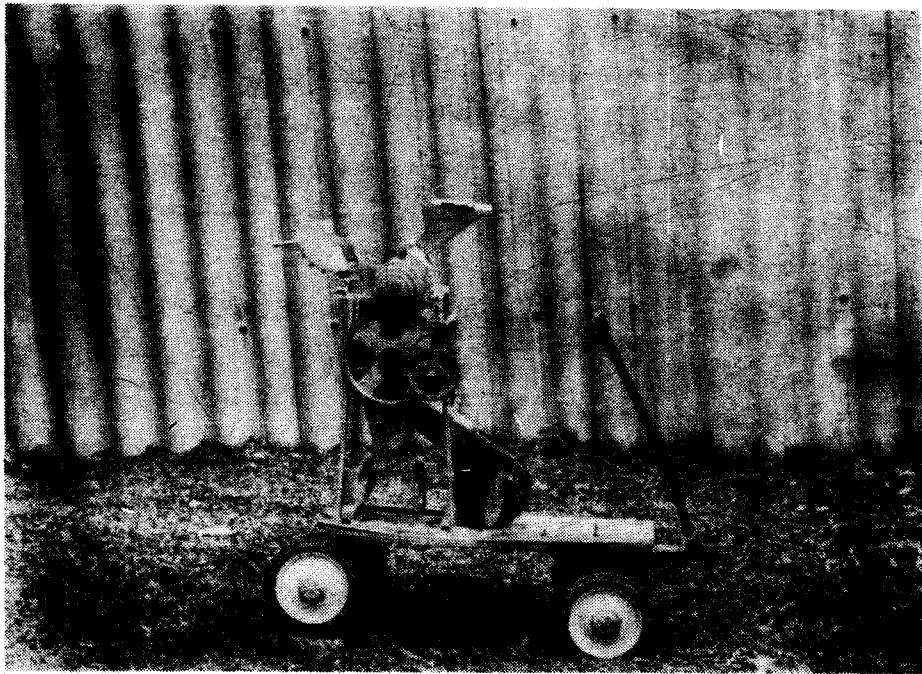
۳ - توان کمتری مصرف کند .



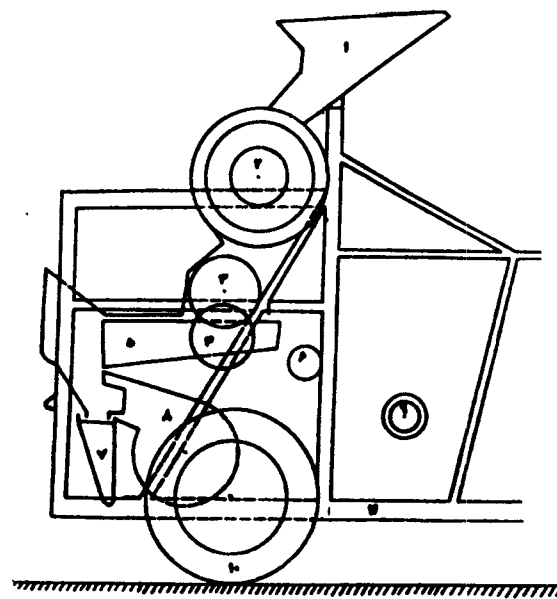
ش ۱ - یک نوع کوبنده ثابت بزرگ

* ظرفیت ۱۵۰ کیلوگرم در ساعت بر اساس نظر و توصیه گروه زراعت و اصلاح نباتات دانشکده کشاورزی دانشگاه تهران

تعیین شده است .



ش ۲ - یک نوع کوبنده ثابت کوچک



ش ۳ - قسمتهای اصلی کوبنده

- | | |
|------------------------------------|---|
| ۱ - ناودانی خوراک دهنده | ۲ - چرخ تسمه های استوانه کوبنده |
| ۳ - چرخدنده محورککش کش | ۴ - چرخ تسمه و چرخدنده انتقال حرکت به شماره ۳ |
| ۵ - سینی دانه | ۶ - چرخ تسمه انتقال حرکت به دستک سینی |
| ۷ - ناودانی محصول کوبیده و پاک شده | ۸ - محفظه بادزن |
| ۹ - چرخ تسمه های موتور | ۱۰ - تایر |
| ۱۱ - شاسی | |

آرنولدولیک [۲] گزارش کرده اند که بین نرم کارکردن کوبنده و تکانه زاویه‌های f_{θ} آن رابطه مستقیمی وجود دارد

$$f_{\theta} = I \omega \quad (1)$$

که در آن I و ω به ترتیب لنگرلختی^۲ و سرعت زاویه‌ای است. از آنجا که $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ و $I = \frac{1}{2} m(r_o^2 - r_i^2)$

که در آن

$$n = \text{دور در دقیقه استوانه}$$

$$r_o = \text{شعاع بیرونی استوانه}$$

$$r_i = \text{شعاع درونی استوانه}$$

$$m = \text{جرم استوانه}$$

پس :

$$f_{\theta} = \frac{\pi}{60} m (r_o^2 - r_i^2) n \quad (2)$$

بنابراین برای نرم کارکردن کوبنده باید n و یا r افزایش یابد. افزایش n ، نیروی ضربه‌ای را افزایش می‌دهد و به شکستگی دانه می‌انجامد [۳] و پس تنها راه منطقی، افزایش قطر استوانه است.

زیاد شدن قطر، احتمال پیچش ساقه را به دور استوانه کمتر خواهد کرد در بیشبازی^۳ به توان نسبی کمتری نیاز خواهد بود [۲]. با توجه به آنچه گفته شد، برای دستیابی به ظرفیت دلخواه کمتر، باید طول استوانه را کم کرد و قطر آن را ثابت نگه داشت و یا بدان افزود. ولی از آنجا که ثابت ماندن قطر استوانه، تناسب عرضی و ارتفاعی ماشین را به هم می‌زند و در نتیجه ارتعاشات ماشین افزایش می‌یابد، لازم می‌آید از ارتفاع ماشین به گونه‌ای کاسته شود. کم شدن ارتفاع که کارکارگر را هم آسانتر می‌کند، به روشهای زیر ممکن می‌شود:

- ۱- کم کردن فاصله کف ماشین تا زمین که به علت برخی محدودیتها، تغییر چندانی در بلندی ماشین نخواهد داد.

راتعیین می‌کند و این دهانه بستگی به طول استوانه کوبنده و فاصله میان کوبنده و ضد کوبنده دارد. از آن روبرای تغییر ظرفیت یک ماشین کوبنده، نخست باید طول استوانه آن را تا اندازه لازم کم یا زیاد کرد. به سخن دیگر تغییر پهناى ماشین است که در کاهش ظرفیت آن موثر است، نه کاهش ارتفاع یا پهنا و ارتفاع با هم.

استوانه کوبنده انرژی خوارترین جزء متحرک ماشین کوبنده است. در کوبش محصول دو عامل موثر است، یکی سرعت خطی انگشتیهای روی استوانه کوبنده و دیگری فاصله میان کوبنده و ضد کوبنده. کاهش ارتفاع ماشین کوبنده، یعنی کم کردن قطر استوانه، نه تنها تاثیری در ظرفیت نخواهد داشت، بلکه با کاستن آن باید سرعت دورانی استوانه را افزایش داد تا سرعت خطی انگشتیها ثابت بماند. ولی افزایش سرعت دورانی استوانه به ازدیاد توان مورد نیاز می‌انجامد و احتمال شکستن دانه‌ها را زیاد می‌کند [۳].

مضافاً که امکان پیچیدن ساقه‌ها به دور استوانه زیاد می‌شود. همان گونه که در شکل ۴ دیده می‌شود، کاهش قطر استوانه کوبنده به کمتر از ۳۸۵ mm سبب افزایش محسوس در توان مورد نیاز می‌شود [۱۲].



ش ۴ - تناسب قدرت مورد نیاز استوانه کوبنده با قطر آن

1- Angular momentum

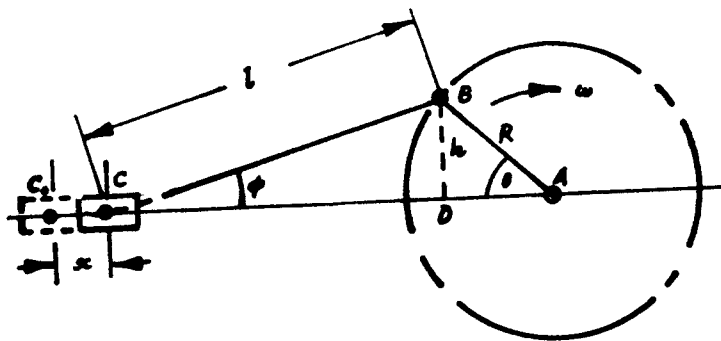
2- Moment of inertia

3- Overload

ماشین کوبنده در هر ساعت بکوبد، ۶۷٪ آن گاه است که بایستی با جریان هوا از دانه جدا شود. پس بادزن باید بتواند نزدیک به ۱۰۰ Kg گاه رادریک ساعت (۰/۳۷ N/Sec) جدا کند. سرعت جریان با دبستگی به سرعت محیطی بادزن دارد که نباید از ۸۰۰۰ mm/sec بیشتر باشد [۱۳]، و گرنه ممکن است دانه‌ها رانیز همراه گاه به بیرون پرتاب کنند. با توجه به این نکته‌ها توان نظری مورد نیاز بادزن حدود ۰/۱۶ KW خواهد بود. ریچی و جاکوبسون [۹] توان مورد نیاز بادزن علوفه را ۰/۵۶ KW - ۰/۳ برای کوبش ۱ N/sec محصول به دست آورده‌اند. این توان برای ۰/۳۷ N/sec نزدیک به ۰/۱۵ KW به دست می‌آید، که بسیار نزدیک به مقداری است که از دستور (۳) حساب کردیم.

پ) سینی لرزان - برای محاسبه این توان باید سرعت بیشینه و بیشترین وزن لحظه‌ای سینی و اصطکاک آن معلوم باشد. سرعت بیشینه هنگامی است که شتاب صفر می‌شود. شتاب در حرکت نوسانی (ش ۵) از دستور زیر تعیین می‌شود:

$$a = R\omega^2 (\cos \theta + \frac{R}{l} \cos 2\theta) \quad (4)$$



ش ۵ - حرکت نوسانی سینی لرزان

که در آن $a =$ شتاب به mm/sec

$R =$ دامنه نوسان به mm

$l =$ طول دستک به mm

$\omega =$ سرعت زاویه‌ای به rad/sec

$\theta =$ فاصله زاویه‌ای، به درجه

۲ - حذف چرخهای لاستیکی حامل و جایگزین کردن آن با پایه‌های نوسانگیر. ولی این کار حمل و نقل را دشوار خواهد کرد.

۳ - حذف کلهش کش و جایگزین کردن آن با صفحه کلهش بر [۶]. این روشی است که به کار گرفته شد، و ارتفاع ماشین ۱۵۰ mm کاهش یافته است. انتظار نمی‌ورد. حذف کلهش کش مشکلی در کار ماشین پیش آورد؛ همان‌گونه که خرمنکوبهای ساخت اشتاد^۲ نیز چنین‌اند و در سراسر کشو به کار می‌روند. کلهش بر از پیچیدن ساقه به دور استوانه جلوگیری می‌کند.

گرچه برخی مرجعها [۳ و ۷] استفاده از کوبنده های انگشتی دار را برای کوبش حبوبات سفارش کرده‌اند ولی تجربه‌های بخش حبوبات گروه زراعت و اصلاح نباتات دانشکده کشاورزی دانشگاه تهران نشان داده است که شکستن دانه‌ها در کوبنده نوع نبشی دار نسبتاً کمتر است. از این رو برای ماشین مورد نظر کوبنده نبشی دار طراحی شده است.

ویژگیهای طرح

۱ - توزیع توان در قسمت‌های مختلف ماشین

الف) استوانه کوبنده - مرجعهای گوناگون، توانهای نسبی گوناگونی برای استوانه کوبنده ذکر کرده‌اند. آرنولد و لیک [۲] ۸۰٪ از کل توان کوبنده را از آن استوانه دانسته‌اند. سیلورومک کوئن [۱۲] آن را ۵۰٪ تخمین زده‌اند. در این طرح، ۷۰٪ در نظر گرفته شده است. توان موتور کوبنده موجود (ش ۱) حدود ۳ KW است اما برای کوبنده مورد نظر (با ظرفیت $\frac{3}{4}$) می‌توان انتظار داشت که به توان ۲/۲۵ KW برای تمام ماشین نیاز باشد. بنابراین حدود ۱/۵ KW آن به مصرف استوانه کوبنده خواهد رسید.

ب) بادزن - توان لازم بادزن از رابطه زیر محاسبه شده است [۹].

$$P = \frac{\frac{4}{V} \cdot W}{639498} \quad (3)$$

که در آن $P =$ توان بادزن به KW

$V =$ سرعت محیطی بادزن به mm/sec

$W =$ وزن محصولی که در هر ثانیه به درون ماشین

ریخته می‌شود به N/sec از ۱۵۰ Kg محصولی که قرار است

در نتیجه از جمع سه توان ۱/۵۸KW برای استوانه کوبنده، ۰/۱۶KW برای بادزن و ۰/۲۱ KW برای سینی لـرزان، ۱/۹۵KW توان نظری مورد نیاز ماشین به دست می‌آید.

۲- مکانیزمها

الف) چرخ تسمه‌ها - اندازه و ترکیب چرخ تسمه‌ها به علت ثابت ماندن قطر و سرعت کوبنده و بادزن، همسان چرخ تسمه‌های ماشین موجود خواهد بود. (ش ۱). اندازه چرخ تسمه‌ها و دور حاصل از آنها در جدول ۱ داده شده است.

اگر سرعت دورانی استوانه کوبنده تنظیم نباشد، عامل مهمی در خورد کردن دانه‌ها خواهد بود. برای کوبیدن محصولات گوناگون و حتی یک نوع محصول، در شرایط گوناگون مانند درصد رطوبت و درصد ناخالصیها و غیره، نیز ممکن است به تغییر دورانی استوانه کوبنده نیاز باشد. در مورد سرعت دورانی بادزن نیز چنین است.

حرکت سینی لـرزان از طریق دستک سینی و این خود از چهار چرخ تسمه یکپارچه تأمین می‌شود، که در یک سوی کوبنده و بر محور آن سوارند (ش ۶).

با توجه به ۶ سرعت گوناگون که کوبنده می‌تواند داشته باشد (جدول ۱)، ۲۴ سرعت

اندازه R و 1 برای سینی لـرزان به ترتیب ۷/۵mm و ۲۳۰mm در نظر گرفته شد.

زاویه θ با صفر کردن شتاب برابر با 88° به دست می‌آید و همان گونه که بعداً گفته خواهد شد، حداکثر سرعت دورانی چرخ تسمه دستک ۳۱۶۶ RPM است. سرعت بیشینه با استفاده از دستور (۵) برابر 2485 mm/sec می‌شود.

$$V = R \omega \left(\sin \theta + \frac{R}{2l} \sin 2\theta \right) \quad (5)$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = 331 \text{ rad/sec} \quad \text{که در آن}$$

وزن لحظه‌ای سینی از ورق آهن به ضخامت ۱mm، برابر با $35/8 \text{ N}$ (3650 g) و وزن سینی مملو از مخلوط دانه و کاه حدود 49 N (5000 g) است، ولی به ندرت لبالب خواهد بود. لذا با در نظر گرفتن ضریب ۶۵٪ این وزن به $31/9 \text{ N}$ کاهش می‌یابد. اصطکاک فولاد روی فولاد ۸٪ است (گویانکه در صورت روغنکاری صحیح به ۰/۱۶ نیز ممکن است کاهش یابد [۴]). پس بیشترین توان لازم برای سینی لـرزان

$$KW = \frac{(35/8 + 31/9) \times 2485}{10^6 \times 0/8} = 0/21$$

جدول ۱ - سرعت‌های دورانی و خطی (محیطی) استوانه کوبنده در دور ۱۸۰۰ RPM موتور

قطر چرخ تسمه های روی محور کوبنده به mm

۴۸۰ ۳۸۰ ۱۹۵

قطر چرخ تسمه های

روی موتور به mm

سرعت: دورانی خطی دورانی خطی دورانی خطی

m/sec rpm m/sec rpm m/sec rpm

۶/۵ ۳۷۵ ۸/۲ ۲۲۴ ۱۵/۹ ۹۲۳

۱۰۰

۹/۲ ۵۶۲ ۱۲/۲ ۷۱۰ ۲۳/۹ ۱۳۸۵

۱۵۰

گوناگون می‌تواند طبق جدول ۲ برای دستک سینی فراهم آید. قطر چرخ تسمه روی محور دستک سینی ۱۰۵ mm است.

جدول ۲ - سرعت‌های گوناگون دستک سینی ، rpm

نسبت قطر چرخ تسمه های گرداننده به گرداننده				سرعت دورانی استوانه کوبنده rpm
۲۴۰	۱۹۰	۱۴۰	۱۰۰	
۱۰۵	۱۰۵	۱۰۵	۱۰۵	
۸۵۷	۶۷۹	۵۰۰	۳۵۷	۳۷۵
۱۰۸۳	۸۵۱	۶۳۲	۴۵۱	۴۷۴
۱۲۸۵	۱۰۱۷	۷۴۹	۵۲۵	۵۶۲
۱۶۲۲	۱۲۸۵	۹۴۷	۶۷۶	۷۱۰
۲۱۱۰	۱۶۷۰	۱۲۳۱	۸۷۹	۹۲۳
۳۱۶۶	۲۵۰۶	۱۸۴۷	۱۳۱۹	۱۳۸۵

مقدار T از دستور زیر محاسبه می‌شود:

$$T = \frac{10^6 \times 60 \times P}{2\pi n} \quad (۷)$$

که در آن P = توان انتقالی به kW و در اینجا برابر با ۱/۹۵ KW
 n = دور در دقیقه محور، که برای اطمینان مقدار
 حداقل آن که ۳۷۵ بوده در نظر گرفته شده است.

با جایگزین کردن مقادیر فوق، $T = ۴۹۶۸۲ \text{ Nmm}$ به دست می‌آید.

نیروهای استاتیکی و دینامیکی وارد بر محور، که بیشترین لنگر خمشی کاری بر محور از آنها محاسبه شده، در شکلهای ۷ تا ۱۳ نشان داده شده است. لنگر خمشی بیشینه، $M = ۳۷۹۷۵ \text{ Nmm}$ است. بنابراین از دستور (۶) $d = ۳۱/۷ \text{ mm}$ به دست می‌آید، یعنی قطر ۳۲ mm از فولاد تجارتي برای کوبنده مناسب است.

بار وارد بر محور با وزن تنها کشتاور T است و تنش برشی ناشی از آن، که از دستور (۸) محاسبه می‌شود.

$$\tau_{\max} = \frac{Tr}{J} \quad (۸)$$

که در آن τ_{\max} = تنش برشی بیشینه به MPa

درسوی دیگر محور دستک سینی، چرخ تسمه‌ای به قطر ۱۲۰ mm سوار است که چرخ تسمه ۱۰۰ میلیمتری محور با وزن رامی گرداند (ش ۱).

ب) محورها - محور کوبنده زیر بار پیچشی و خمشی است و بار آسهای ندارد. از شاخص ASME^۱ دستور (۶) برای محاسبه قطر محور کوبنده استفاده شده است [۸].

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t T)^2} \quad (۶)$$

که در آن d = قطر محوره به mm

T = کشتاور کارگر بر محور به Nmm

M = لنگر خمشی به Nmm

τ = تنش مجاز برشی

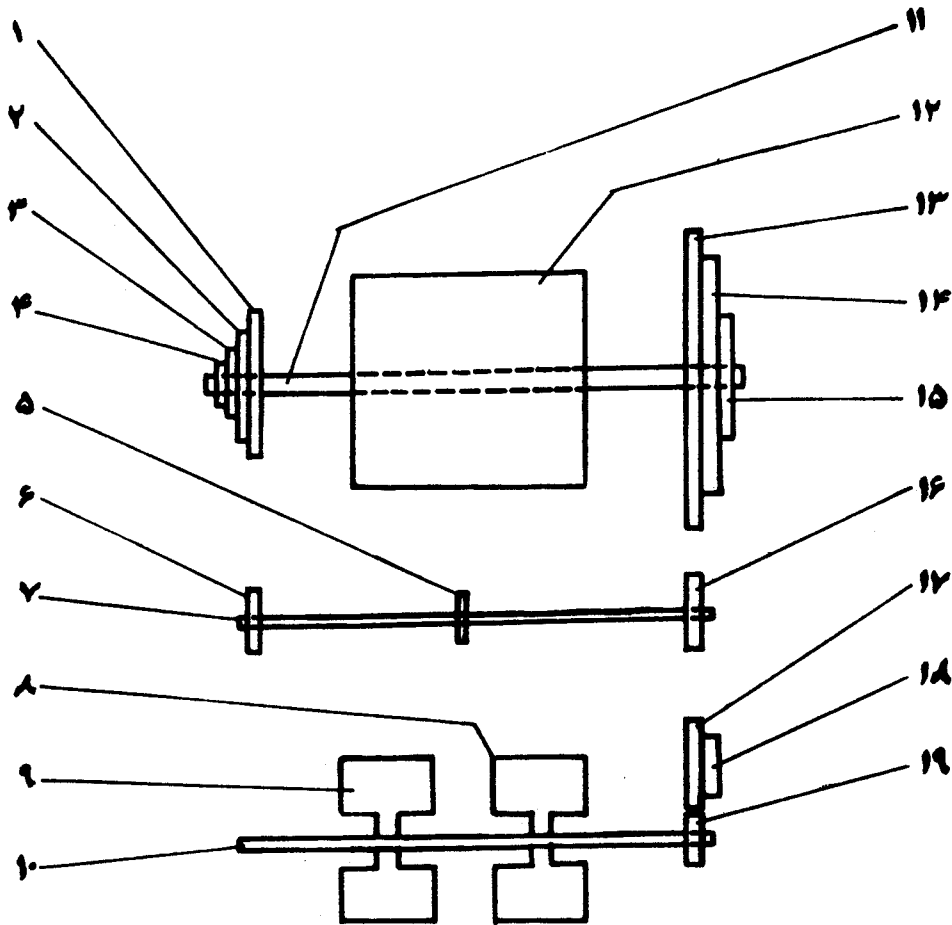
C_m = ضریب ثابت برابر ۱/۵

C_t = ضریب ثابت برابر ۲

تنش مجاز کششی یا فشاری فولاد تجارتي، که برای محور در گرفته‌نظر شده، برابر ۵۵ است.

با در نظر گرفتن ضریب ۲ برای تنش کشتی به برشی و ۱/۵ برای ضریب ایمنی،

$$\tau = 55 \times \frac{1}{2} \times \frac{1}{1.5} = 18.2 \text{ MPa}$$



ش ۶- چگونگی انتقال حرکت و تغییر سرعت در قسمت‌های مختلف کوپنده

۱ و ۲ و ۳ و ۴- چرخ تسمه های یکپارچه
 انتقال توان از محور استوانه به محور
 دستک سینی (حرکت رفت و برگشتی)
 ۵- لنگی دستک سینی
 ۶- چرخ تسمه محور دستک سینی
 (گیرنده حرکت)
 ۷- محور دستک سینی
 ۸ و ۹- پره های بادزن
 ۱۰- محور بادزن
 ۱۱- محور استوانه کوپنده
 ۱۲- استوانه کوپنده

۱۳ و ۱۴ و ۱۵- چرخ تسمه های استوانه کوپنده
 (گیرنده حرکت از چرخ تسمه های موتور)
 ۱۶- چرخ تسمه انتقال توان از محور دستک سینی
 به بادزن
 ۱۷ و ۱۸- چرخ تسمه های موتور
 ۱۹- چرخ تسمه بادزن (گیرنده حرکت از محور
 دستک سینی)

برای تعیین P چنین استدلال شده که قدرت با دزن در ماشین جدید (P_n) باید $\frac{3}{4}$ آن در ماشین موجود (P_o) باشد. پس $P_n = \frac{3}{4} P_o$ ، که اگر جنس هر دو محور ، تنش برشی مجازو سرعت دوران آنها را یکسان بگیریم .

$r =$ شعاع محوره mm
 $J =$ لنگر قطبی لختی سطح $1 = \frac{\pi d^4}{32}$ (d قطر محور است)
 $T =$ کشتاور به Nmm
 با جایگزین کردن T از دستور (۷)

$$d_o = 365 \sqrt[3]{\frac{P_o}{n\tau}}$$

$$d_n = 365 \sqrt[3]{\frac{P_n}{n\tau}}$$

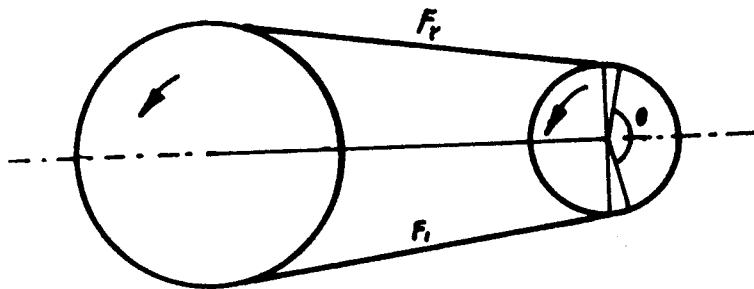
$$\tau = \tau_{max} = \frac{1.5 \times 60 \times 10^6 \times P}{\pi^2 n d^3}$$

$$d = 365 \sqrt[3]{\frac{P}{n\tau}}$$

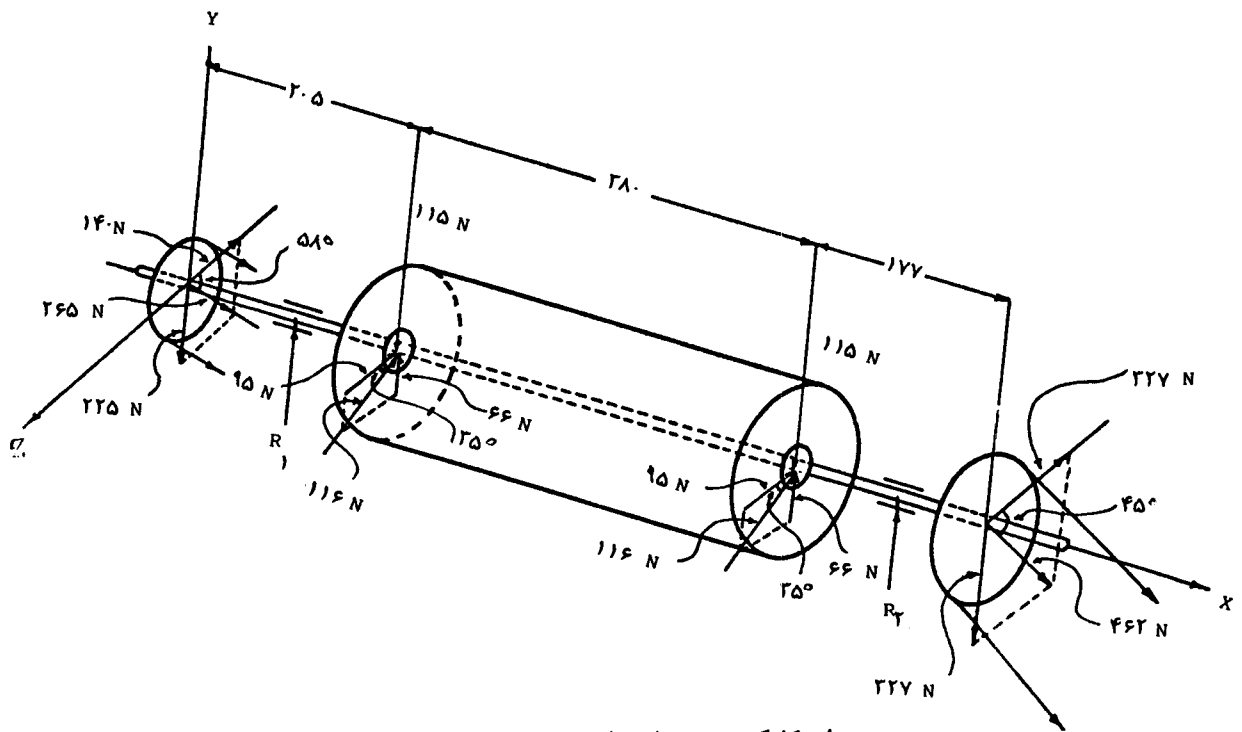
(۹)

پس $d_n = 0.91 d_o$

و چون $d_o = 18 \text{ mm}$ ، پس $d_n = 0.91 \times 18 = 16.4 \approx 17 \text{ mm}$



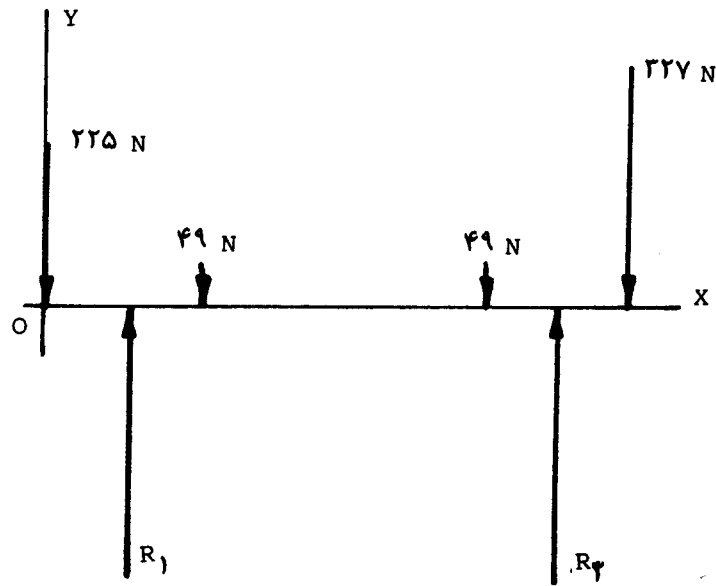
ش ۷- تنشها در تسمه فلکه



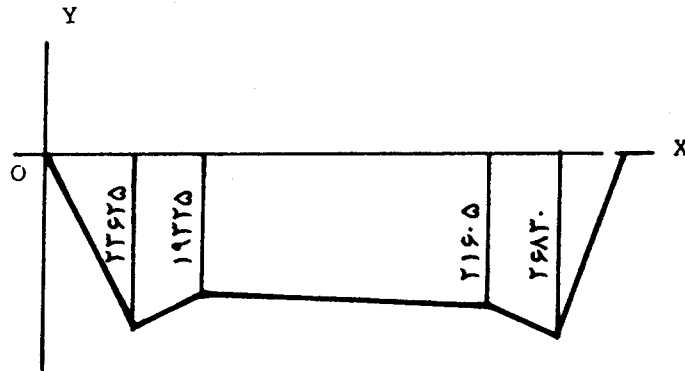
ش ۸- نیروهای کارگر بر محور استوانه کوبنده و تجزیه آنها به

مولفه‌های قائم در صفحه YOX ، و افقی در صفحه ZOY

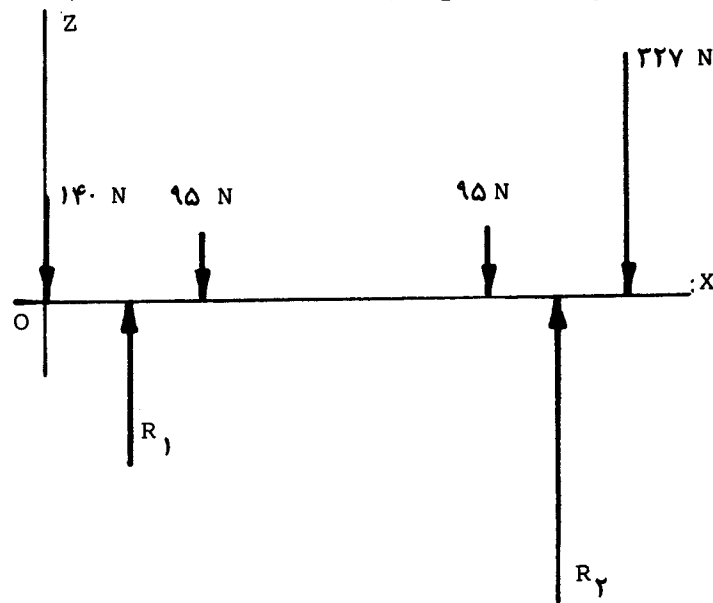
1- Polar moment of inertia



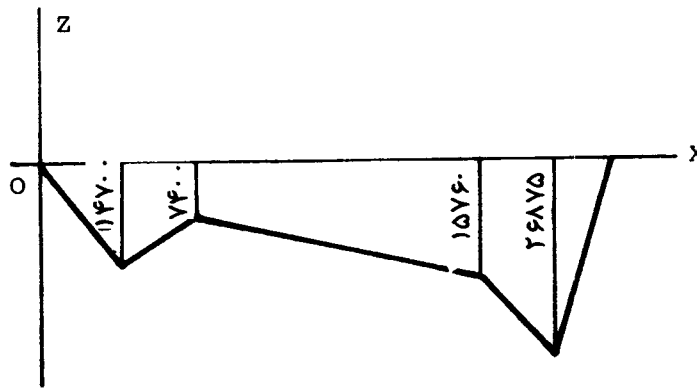
ش ۹ - نمودار پیکر آزاد محور استوانه کوبنده در صفحه قائم YOX



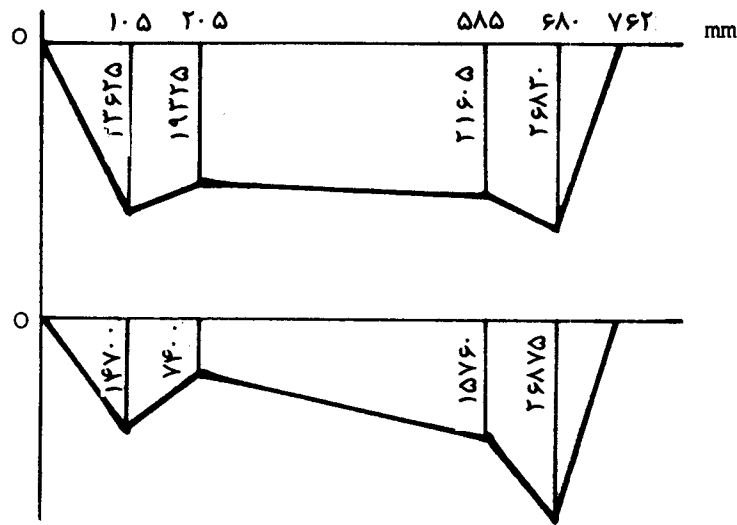
ش ۱۰ - نمودار لنگر خمشی محور استوانه کوبنده در صفحه قائم YOX



ش ۱۱ - نمودار پیکر آزاد محور استوانه کوبنده در صفحه افق ZOZ



ش ۱۲ - نمودار لنگر خمشی کارگر بر محور استوانه کوپنده در صفحه افقی ZOX



ش ۱۳ - نمودارهای لنگر خمشی کارگر بر محور استوانه کوپنده در صفحه های افقی (نمودار پائین) و قائم (نمودار بالا)

$$\tau_y = 1/5 \quad \tau = 5/6 \text{ MPa}$$

برای تعیین جنس محورا دستور (۹) با $d=17 \text{ mm}$ و اینکه توان مورد نیاز $5/16$ کیلووات است، استفاده شده.

از طرفی، تنش تسلیم برشی طبق تئوری تنش برشی بیشینه^۱ نصف تنش تسلیم کششی یا فشاری است [۱۱]

$$\tau = \left(\frac{365}{17} \right)^3 \left(\frac{5/16}{428} \right) = 3/7 \text{ MPa}$$

عدد ۴۲۸ در این فرمول، کمترین دور در دقیقه با دزن است. تنش تسلیم برشی با در نظر گرفتن ضریب ایمنی $1/5$

$$\tau_y = 0/5 \delta y$$

$$\delta y = 2 \times 5/6 = 11/2 \text{ MPa}$$

$$P = \frac{(F_1 - F_2) V}{1000}$$

که در آن $P =$ توان انتقالی تسمه به KW

$F_2 =$ کشش تسمه در سمت شل آن به N

$V =$ سرعت محیطی تسمه به m/sec و برابر با

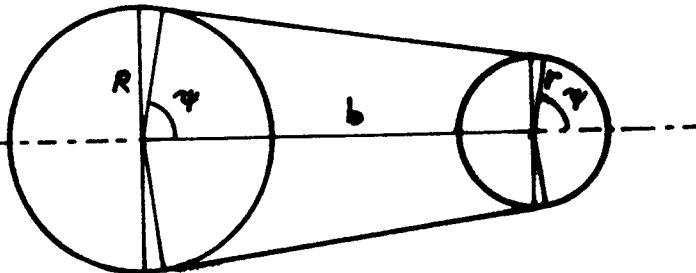
$$V = \frac{\pi d n}{60 \times 1000}$$

که در آن $d =$ قطر گام چرخ تسمه به mm

$n =$ دور در دقیقه چرخ تسمه

F_1 و F_2 هر دو مجهول اندولی رابطه بین آنها برحسب زاویه دربرگیری ψ (ش ۲۴) و از جدول ۳ [۱۴] به دست آورده شده.

$$\cos \psi = \frac{R-r}{b}$$



ش ۱۴ - زاویه دربرگیری ψ . ابعاد به mm

از این روفولادی باید انتخاب شود که تنش تسلیم

آن دست کم $11/2$ MPa باشد و فولاد تجارتي با تنش مجاز 55 MPa "کاملاً" مناسب است.

قطر محوردستک سینی در ماشین موجود $d_{CO} = 28$ mm

است. توان مورد لزوم آن در ماشین جدید $\frac{3}{4}$ آن در ماشین موجود خواهد بود. از رابطه تشابه

$$d_{CN} = 0/91 \quad d_{CO} = 28/5 \approx 26 \text{ mm}$$

که در آن d_{CN} قطر دستک سینی برای ماشین جدید است. جنس این محور نیز همانند محور باد زن تعیین و معلوم شد که فولاد تجارتي برای این منظور مناسب است.

پ) خارها - برای محاسبه ابعاد خارهایی که در قسمتهای گوناگون ماشین به کار می رود از دستورهایی زیر استفاده شده:

$$\tau = \frac{2T}{bld} \quad (10)$$

$$\delta = 2\tau \quad (11)$$

که در آنها $\tau =$ تنش برشی مجاز

$T =$ گشتاور کاری بر محور

$b =$ عرض خار

$l =$ طول خار

$d =$ قطر محور

$\delta =$ تنش کششی مجاز

گشتاور T برای همه خارها از دستور (۷) به دست می آید،

که در آن p و n برحسب محل خار تغییر می کند.

ت) تسمه ها - طراحی تسمه ها به کمک دستور زیر

جدولهای مربوط انجام شده است [۱۴]

$$F = F_1 + F_{b1} + F_c \quad (12)$$

که در آن $F =$ بیشتر نیرویی که تسمه در هر دور باید تاب بیاورد.

$F_1 =$ کشش در سمت سفت آن به H

$F_{b1} =$ نیروی خمشی وارد بر تسمه به N

$F_c =$ نیروی گریز از مرکز به N

رابطه بین F_1 و توان انتقالی تسمه چنین است:

جدول ۳ - نسبت $\frac{F_1}{F_2}$ و تسمه های دوزنقه‌ای برای مقادیر مختلف زاویه دربرگیری [صفحه ۲۷۵ مرجع ۱۴]

$\frac{F_1}{F_2}$	زاویه دربرگیری ψ	$\frac{F_1}{F_2}$	زاویه دربرگیری ψ	$\frac{F_1}{F_2}$	زاویه دربرگیری ψ	$\frac{F_1}{F_2}$	زاویه دربرگیری ψ
۲/۵۶	۱۰۵°	۳/۲۰	۱۳۰°	۴/۰۰	۱۵۵°	۵/۰۰	۱۸۰°
۲/۴۴	۱۰۰°	۳/۰۶	۱۲۵°	۳/۸۲	۱۵۰°	۴/۷۸	۱۷۵°
۲/۲۴	۹۵°	۲/۹۲	۱۲۰°	۳/۶۶	۱۴۵°	۴/۵۷	۱۷۰°
۲/۲۴	۹۰°	۲/۸۰	۱۱۵°	۳/۵۰	۱۴۰°	۴/۳۷	۱۶۵°
		۲/۶۷	۱۱۰°	۳/۳۴	۳۱۳۵°	۴/۱۸	۱۶۰°

نیروی گریز از مرکز (F_c) از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$F_c = K_c (0.415 V)^2$$

که در آن K_c = ضریب ثابت و از جدول ۴ استخراج شده
 V = سرعت محیطی تسمه به m/sec

نیروی خمشی کاری بر تسمه (F_{b1}) از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$F_{b1} = K_b \left(\frac{112}{d} \right)$$

که در آن K_b = عدد ثابت و از جدول ۴ استخراج شده است
 d = قطر چرخ تسمه گرداننده به mm

جدول ۴ - ضرایب K_c و K_b برای تسمه های دوزنقه‌ای [صفحه ۲۷۰ مرجع ۱۴]

بیشترین نیرو		K_c	K_b	مقطع
در 10^9	در 10^8			
۱۰۴	۱۲۸	۰/۵۶۱	۲۲۰	A
۱۷۹	۲۲۱	۰/۹۶۵	۵۷۶	B
۳۱۹	۳۹۷	۱/۷۱۶	۱۶۰۰	C
۶۵۱	۸۰۱	۳/۴۹۸	۵۶۸۰	D
۹۳۷	۱۱۵۳	۴/۰۴۱	۱۰۸۵۰	E

طول تسمه ها و فاصله مرکز به مرکز چرخ تسمه‌ها از روابط زیر به دست آمده [۱۴]

$$l = H + \pi(R+r) \quad (۳)$$

$$b = \frac{1}{4} (H + H^2 - (R-r)^2) \quad (۴)$$

که در آن $l =$ طول تسمه به mm

$R =$ شعاع چرخ تسمه بزرگتر به mm

$r =$ شعاع چرخ تسمه کوچکتر به mm

$b =$ فاصله مرکز به مرکز چرخ تسمه ها به mm

نزدیکتر بین طول استاندارد به طول محاسبه شده از جدول

۵ تعیین شده. از چرخ تسمه تنظیم برای سفت کردن تسمهها

استفاده خواهد شد.

جدول ۵ - طول کامی تسمه های دوزنقه ای [صفحه ۲۶۸ مرجع ۱۴]

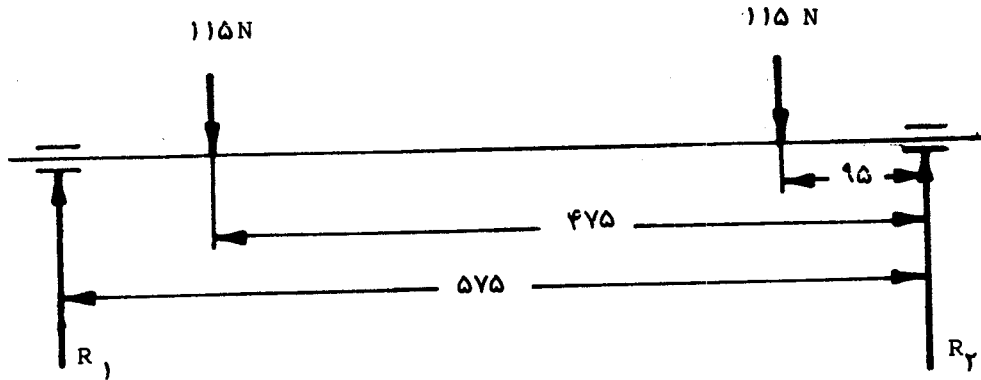
سطح مقطع

B	A	B	A
	۹۷/۳		۲۷/۳
۹۸/۸			۳۲/۲
۱۰۶/۸	۱۰۶/۳	۳۶/۸	۳۶/۳
۱۱۳/۸	۱۱۳/۳	۳۹/۸	۳۹/۳
۱۲۱/۸	۱۲۱/۳	۴۳/۸	۴۳/۳
۱۲۹/۸	۱۲۹/۳	۴۷/۸	۴۷/۳
۱۵۴/۸		۵۲/۸	۵۲/۲
۱۵۹/۸		۵۶/۸	۵۶/۳
۱۷۴/۸		۶۱/۸	۶۱/۳
۱۸۱/۸		۶۹/۸	۶۹/۳
			۷۶/۳
			۸۱/۳
		۸۲/۸	
		۸۶/۸	۸۶/۳
		۹۱/۸	۹۱/۳

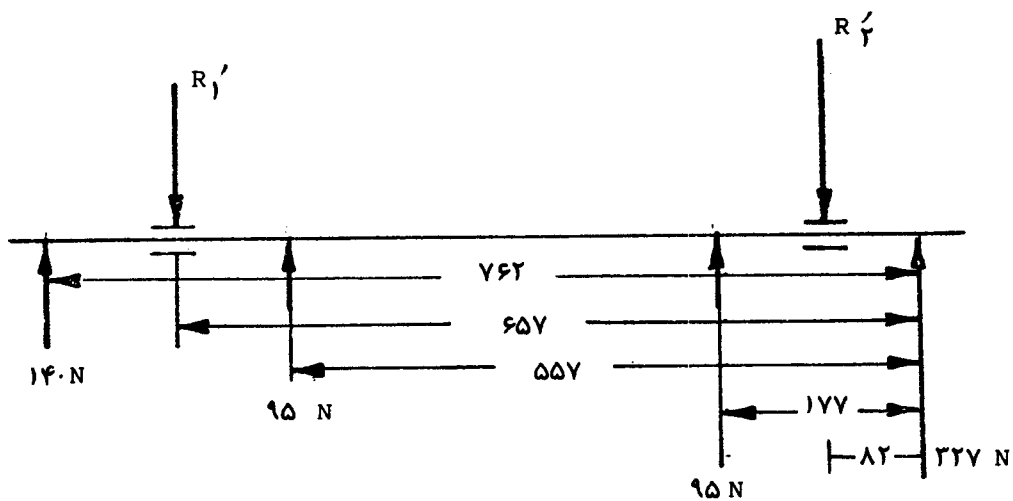
۱۰۰ mm گرفته ایم .

(ج) بلبرینگها - بلبرینگهای مناسب با داشتن بارهای استاتیکی و دینامیکی (شکلهای ۱۵ تا ۱۷) و استفاده از استاندارد بلبرینگها [۵] تعیین شده است .

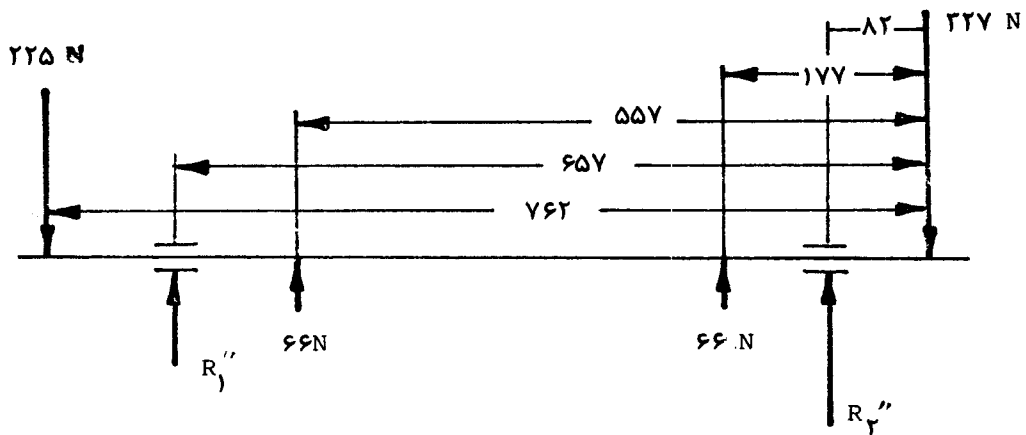
(ج) چرخ تسمه ها - اندازه و ترکیب چرخ تسمه ها در این ماشین شبیه چرخ تسمه های کوبنده موجود است . از این رو کمترین قطر چرخ تسمه برای انتقال توان از موتور به کوبنده تعیین شد و بقیه را متناسب با آن به دست آورده ایم . قطر چرخ تسمه موتور ۷۶ mm محاسبه شده ، که آن را



ش ۱۵ - نمودار پیکر آزاد محور استوانه کوبنده زیر بارهای استاتیکی



ش ۱۶ - نمودار پیکر آزاد محور استوانه کوبنده زیر بارهای دینامیکی در صفحه افقی



ش ۱۷ - نمودار پیکر آزاد محور استوانه کوبنده زیر بارهای دینامیکی در صفحه قائم

برای مثال بیشترین بار استاتیکی محور (ش ۱۵) ۱۵ IN و بیشترین بار دینامیکی آن (ش ۱۶ و ۱۷) ۲۶۹۸N است که بریاتاقان سمت راست اثر می‌کند. از این رو بلبرینگ شماره ۱۶۰۰۶، که ۸/۶۵ KN بار دینامیکی و ۶ KN بار استاتیکی را تحمل می‌کند، برای هر دو سوی محور انتخاب شده.

ح - اتصالات - اتصالات یعنی پیچ و مهره‌ها و جوشها با روشهای کلاسیک محاسبه و طراحی شده است. نکته خاصی در باره آنها نیست که قابل ذکر باشد.

نتیجه

ماشینهای کوبنده ثابت حیوانات که در دسترس است، برآورنده نیاز مزارع کوچک و نیز ایستگاههای پژوهشی ایران نیست. برای این منظور ماشینی با ظرفیت کاری حدود ۱۵۰ Kg/hr مورد نیاز است که شرح طراحی آن در این مقاله آمده این ماشین هم اکنون در حال نمونه سازی شدن است وضعیت کنونی ایران می‌تواند به خوبی از عهده ساخت آن برآید. چنانکه دیدیم از ویژه گیهای این ماشین یکی افزایش نسبی قطراستوانه کوبنده آن است (نسبت به ماشین موجود) که موجب نرم کار کردن آن می‌شود و دیگری بهره گیری از کلس بر به جای کلس کش است که موجب کاستن ارتفاع و در نتیجه ارتعاشات آن می‌شود. تجربه طراحی این ماشین نشان داد که بسیاری از ماشینهای کشاورزی را می‌توان بنا بر نیاز کشورمان از نو طراحی کرد و برای ساخت آنها نیز گام برداشت.

فهرست منابع

- ۱- بهروزی لار، م، ۱۳۶۳، مدیریت تراکتور و ماشینهای کشاورزی انتشارات دانشگاه تهران
- 2- Arnold, R.E. & J.R. Lake, 1964. Power Requirement, Experiments with rasp bar threshing drums, JAER Vol. 9(4).
- 3- Deere & Company, 1973, Fundamentals of Machine Operation, Combine Harvesting, Moline, Illinois.
- 4- Oberg, E., Jones, F.D. and H.L. Horton, Machinery's Handbook 22nd ed., Industrial Press Inc. New York.
- 5- FAG Standard Programme Catalogue 41500/2 EA. FAG Kugelfischer Georg Schafer & Co. D-8720 Schweinfurt 2/W. Germany.
- 6- Hunt, D. 1968. Farm Power and Machinery Management, 5th ed., Iowa State University Press, Ames, Iowa.
- 7- Kepner, R.A., Bainer R. & E.L. Barger, 1978. Principles of Farm Machinery 3rd ed. AVI Publishing Company, Inc. Westport Connecticut.
- 8- Mc Connell, P. 1968. The Agricultural Notebook, 15th ed. Illiffe Books Ltd., London.
9. Richey, C.B., Jacobson P. and C.V. Hall, 1961. Agricultural Engineers Handbook. Mc Graw Hill Book Company Inc. NewYork.
10. Schubert P.B. 1967. Machinery's Handbook, 20th ed. Industrial Press Inc., New York, PP 1002-1005.
11. Shigley, J.E. 1972. Mechanical Engineering Design. 2nd ed. Mc Graw Hill Kogakusha, Ltd.
12. Silver, E.A. and G.W. Mc Cuen, 1935. A Study of Power Requirements and Efficiency of Threshing Machines, Agr. Eng. 16.
13. Smith, H.P. and L.H. Wilkes, 1977. Farm Machinery and Equipment. TMF ed. TATA Mc Graw Hill Publishing Company Ltd. New Delhi.
14. Spotts, M.F. 1987. Design of Machine Elements, 5th ed. Prentice Hall, Inc. Englewood Cliffs N.J. 07632A