

بسم الله الرحمن الرحيم

گزارش پروژه

(بخش اصلی)

عنوان پروژه:

طراحی جعبه دنده

عنوان درس:

طراحی اجزای ماشین (2)

استاد درس:

دکتر عظیمی

تدریس یار:

مهندس جوادی

دانشجو:

۹۷۲۶۰۱۵

فرزام جهانی

نیمسال دوم ۱۴۰۱ - ۱۴۰۰

چکیده

با توجه به اهمیت سامانه‌های انتقال توان و نیرو در حوزه علم مکانیک، سامانه‌های متعددی نظیر جعبه‌دنده‌ها معرفی شده‌اند. جعبه‌دنده‌ها در اقسام متنوعی برحسب کاربرد ساخته می‌شوند. موضوع پروژه طراحی یک جعبه‌دنده سه‌محوره و دومرحله‌ای است. جعبه‌دنده ابزاری برای انتقال توان است که عمدتاً برای افزایش گشتاور مورد استفاده قرار می‌گیرد. قطعات بسیاری در این ابزار به کار گرفته می‌شود. چرخدنده، یاتاقان و شفت از اجزای حیاتی یک جعبه‌دنده هستند. این قطعات به همراه اجزای جانبی نظیر خارها به صورت تک‌تک طراحی گردیده، از آنان نقشه‌های ساخت تهیه شده و درنهایت به طور مناسب با یکدیگر مونتاژ خواهند شد. روش رایج برای طراحی‌های مکانیکی، طراحی بر مبنای برآورده شدن استحکام لازم قطعات با فرض قطعیت کامل بوده و محاسبات آماری در این حالت وارد کار نخواهد شد. برای لحاظ کردن و یا جبران عدم قطعیت در پارامترهای طراحی مانند عدم قطعیت در میزان بار وارده و خواص مواد، عاملی به نام ضریب اطمینان در طراحی جعبه‌دنده دخیل می‌گردد.

واژه‌های کلیدی

چرخدنده، شفت، خار، یاتاقان

فهرست مطالب

چکیده.....	أ
1- فصل اول مقدمه.....	1
2- فصل دوم داده‌ها و اطلاعات.....	4
3- فصل سوم فاز نخست پروژه.....	7
4- فصل چهارم فاز دوم پروژه.....	12
5- فصل پنجم فاز سوم پروژه.....	37
6- فصل ششم خروجی نقشه‌ها.....	41

-1

فصل اول

مقدمه

مقدمه

انسان همواره به دنبال تسهیل کردن امور روزمره است و برای انجام کارهایی که خارج از حد توانش باشند نیاز به افزایش توان دارد. بدین منظور از ماشین‌ها و ابزارآلات استفاده می‌کند. امروزه برای انجام هرکاری به ماشین نیاز است. مهم‌ترین عضو یک ماشین، جعبه‌دنده آن است. تمام دستگاه‌های انتقال و افزایش قدرت دارای جعبه‌دنده هستند. جعبه‌دنده سازوکاری است که گشتاور ورودی را دریافت نموده، آن را افزایش داده و در قسمت خروجی تحویل می‌دهد. بنابر انتقال توان ثابت، افزایش گشتاور از طریق کاهش سرعت دورانی محور ورودی انجام می‌گیرد؛ لذا این نوع از جعبه‌دنده‌ها به جعبه‌دنده کاهنده^۱ نامیده می‌شوند.

هدف از انجام پروژه طراحی یک جعبه‌دنده کاهنده دوا مرحله‌ای به همراه سامانه‌های ورودی و خروجی توان است. این جعبه‌دنده حامل سه محور (شفت) خواهد بود که محور ورودی آن، توان الکتروموتور را از طریق کوپلینگ وارد جعبه‌دنده نموده و پس از انجام دو مرحله کاهش سرعت به وسیله دو جفت چرخ‌دنده مارپیچ، محور خروجی توان را برای مصرف خارج می‌گرداند.

برای سامان‌دهی به فرایند طراحی این مجموعه پیچیده، در ابتدا نیاز است تا مراحل طراحی به چند فاز طراحی قطعات تقسیم‌بندی گردند. این کار علاوه بر تسهیل نمودن فرایند طراحی، به روش‌مند بودن انجام عملیات‌ها نیز کمک می‌کند. فازهای طبقه‌بندی‌شده شامل طراحی پنج بخش عمده طرح می‌شود که عبارت‌اند از:

- فاز اول: طراحی چرخ‌دنده‌ها
- فاز دوم: طراحی شفت‌ها
- فاز سوم: انتخاب یاتاقان‌ها
- فاز چهارم: انتخاب کوپلینگ

لازم به توضیح است که فرایند طراحی یک فرایند رفت و برگشتی است و به همین علت فازهای تفکیک‌شده به صورت مستقل در یک مسیر متوالی پیش نمی‌روند و بر یکدیگر تاثیر می‌گذارند. لذا برای شروع کار از فاز نخست شروع نموده و در مسیر انتقال توان به ترتیب فازها طی می‌شوند و در هر نقطه از مسیر طراحی امکان بازگشت به عقب برای تصحیح و یا بازبینی طرح وجود دارد.

^۱ reducer

شرح روش انجام پروژه

تمام محاسبات مورد نیاز در پروژه و سعی و خطاهای طراحی با استفاده از نرم افزار مهندسی MATLAB انجام گرفته است. استفاده از نرم افزار رایانه ای علاوه بر صرفه جویی در زمان، موجب کاهش خطای انسانی و همچنین سرعت بخشیدن به فرایند انتخاب طرح مناسب نیز می شود. از طرفی نیز نباید نقش انسان به عنوان طراح به طور کامل نادیده گرفته شود؛ چرا که هیچ نرم افزاری نمی تواند جایگزین تفکر انسانی گردد. لذا فرایند طراحی در قالب یک برنامه تعاملی با کاربر انجام می گیرد؛ بدین صورت که پارامترهای پراهمیت در طراحی توسط برنامه از کاربر درخواست شده و با استفاده از آن محاسبات طراحی اجرا می گردد. در نهایت نتایج محاسبات به کاربر نمایش داده شده و با تصمیم وی روند طراحی ادامه می یابد.

سعی شده است تا حد امکان برنامه طراحی پروژه عمومی باشد اما برای پرهیز از طولانی شدن روند انجام پروژه و کاهش پیچیدگی های غیرضروری، ویژگی های مختص پروژه پیش رو را پشتیبانی می کند. البته استفاده از رایانه برای انجام محاسبات می تواند روند طراحی را مازولار نماید؛ به طوری که با کمی تغییر در متن برنامه، آن را برای استفاده در سایر پروژه ها نیز معتبر می کند.

پس از انجام فرایند طراحی در هر فاز و دستیابی به طرح بهینه بعد از چندین بار سعی و خطای معقولانه، نتایج خروجی از برنامه ثبت گردیده و پس از اعتبارسنجی آنان و بازبینی مجدد روند انجام پروژه، وارد مرحله نهایی سازی خواهد شد. در این مرحله ابعاد و اندازه های طرح به دست آمده و آماده تهیه نقشه های ساخت و مدل سازی سه بعدی خواهد بود که در نهایت این نقشه ها به همراه جزئیات برای ساخت ارسال می گردند. نرم افزار مورد استفاده در پروژه برای مدل سازی و تهیه نقشه ها، نرم افزار مدل سازی solidworks خواهد بود.

فرض اساسی که در طول فرایند طراحی جعبه دنده در نظر گرفته شده است، نادیده گرفتن تمام اتلاف های مجموعه و لحاظ کردن بازدهی صد درصد برای کل قطعات درگیر در انتقال قدرت از موتور تا خروجی گیربکس است. کما اینکه به علت بالا بودن بازدهی قطعات دندانه دار (نظیر چرخ دنده ها)، این فرض معتبر خواهد بود. همچنین فرض می شود الکتروموتور متصل به دستگاه، به صورت تمام قدرت کار نموده و خاموش و روشن نمی شود.

-2

فصل دوم داده‌ها و اطلاعات

شرح داده‌ها و اطلاعات

جعبه‌دنده توان را از یک موتور الکتریکی 1360 وات (باتوجه به شماره دانشجویی) در دور نامی 1450 دور بر دقیقه دریافت کرده و به شفت خروجی انتقال می‌دهد. نسبت تبدیل سرعت جعبه‌دنده کاهنده در حدود $11.9 \pm 2\%$ (باتوجه به شماره دانشجویی) است.

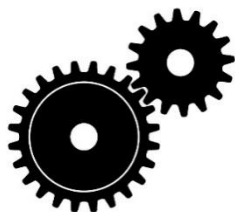
جعبه‌دنده و الکتروموتور آن دارای بارهای ضربه‌ای متوسط هستند که عمر مدنظر برای کل سامانه 10 سال در یک شیفت کاری لحاظ می‌شود. یک شیفت کاری معادل 8 ساعت در روز و هر سال مشتمل بر 300 روز کاری است.

ضریب اطمینان این مجموعه برابر 3 بر روی بار درنظر گرفته خواهد شد و قابل اطمینان مجموعه یاتاقان‌های این جعبه‌دنده حداقل 90٪ مورد انتظار است. در طراحی این مجموعه انتقال قدرت سعی می‌شود تا حد ممکن از پدیده شکارچی پرهیز شود. جعبه‌دنده توسط چهار پیچ اتصال به شاسی متصل می‌گردد و مطلوب این است که در کوچکترین اندازه طراحی شود.

تمامی چرخنده‌های به‌کاررفته در این جعبه‌دنده از نوع مارپیچ با زاویه فشار نرمال 20 درجه هستند. به علاوه، زاویه مارپیچ دنده‌ها عددی صحیح در بازه 15 تا 30 درجه مطلوب است. جنس دنده چرخنده‌ها از فولاد AISI 4140 و گرید 2 در نظر گرفته می‌شود. هم‌چنین می‌توان عدد سختی برینل دنده‌های این چرخنده‌ها را تا 325 درنظر گرفت و با انجام سختکاری سطحی به سختی RC 50 رسید.

هر شفت درون این جعبه‌دنده با دو یاتاقان مهار می‌شود که محل قرارگیری آنان بر روی شفت‌ها دلخواه است. یاتاقان‌ها از نوع شیپار عمیق یا متناسب با شرایط موجود می‌توانند از نوع غلتکی باشند. منبع انتخاب یاتاقان‌های سامانه از کاتالوگ SKF خواهد بود.

تمامی شفت‌ها از جنس CK45 هستند. این جنس که جزء جنس‌های متداول شفت است، دارای استحکام حد نهایی برابر 660 مگاپاسکال و استحکام تسلیم برابر 470 مگاپاسکال خواهد بود. هم‌چنین خارها هم جنس با شفت و از نوع مربعی هستند.



-4

فصل سوم

فاز اول پروژه

فاز اول پروژه (طراحی چرخنده‌ها)

زیرسامانه چرخنده‌ها در دو مرحله وظیفه افزایش بیشترین نسبت قدرت را در مجموعه بر عهده دارند. قلب تپنده یک جعبه‌دنده چرخنده‌های آن است. انتقال توان با استفاده از چرخنده‌ها مطمئن‌ترین نوع انتقال توان است. هزینه ساخت چرخنده‌ها نسبت به سایر قطعات مشابه برای انتقال توان نسبتاً بالاست. لذا اهمیت فوق‌العاده‌ای در مجموعه پیدا می‌کنند. از میان اقسام پرشمار چرخنده‌ها، نوع مارپیچ آن به طور معمول در ساخت جعبه‌دنده استفاده می‌شود.

چرخنده‌های مارپیچ به نسبت چرخنده‌های ساده در سرعت‌های بالا بار بیشتری تحمل می‌کنند و همچنین تولید سروصدای کمتری نیز دارند. افزون بر این موارد، زاویه مارپیچ چرخنده‌های آن‌ها نسبت به چرخنده‌های ساده به عنوان پارامتری مهم در منعطف‌نمودن طراحی چرخنده‌ها تلقی می‌شود. در ازای این مزایا به علت مورب بودن دنده‌ها، چرخنده‌های مارپیچ بار محوری بر شفت تحمیل می‌کنند. با تمام این تفاسیر در جعبه‌دنده مورد نظر از همین نوع چرخنده بنابر خواسته کارفرما استفاده خواهد شد.

معیار طراحی چرخنده‌ها طبق روال معمول بر مبنای استاندارد AGMA خواهد بود. بدین طریق که طراحی چرخنده بر مبنای سه اصل به ترتیب پرهیز از تداخل، تحلیل خستگی خمشی و تحلیل خستگی سطحی تحت شرایط عدم وجود پدیده شکارچی و رعایت محدوده نسبت تبدیل خواسته‌شده توسط کارفرما، انجام می‌گیرد.

با توجه به اینکه کارفرما درخواست طراحی کوچکترین حالت جعبه‌دنده را داده است، منطقاً برای دستیابی به این خواسته نسبت تبدیل هر دو مرحله کاهش سرعت در جعبه‌دنده، یکسان فرض می‌شود. حال اینکه قید همراستایی شفت ورودی و خروجی در پروژه وجود ندارد، آزادی در طراحی کمی بیشتر می‌شود اما با این وجود سعی می‌گردد عدم همراستایی شفت ورودی و خروجی در جعبه‌دنده تا حد ممکن کم باشد. چراکه بیش از حد بودن عدم همراستایی شفت‌های ورودی و خروجی جعبه‌دنده چندان مطلوب مشتری نیست. همین‌طور مدول انتخابی برای دنده‌ها از نوع ترجیحی‌گزینه‌ش خواهد شد و از انتخاب‌های بعدی برای مدول دنده‌ها استفاده نمی‌گردد.

شرح تابع طراحی چرخنده

تابع طراحی زیرسامانه چرخنده در قالب یک کد با نام HelicalGear تدوین شده است. این تابع ورودی‌هایی را دریافت نموده و با تعامل میان کاربر روند محاسبات و تکرارهای مورد نیاز این فاز را طی کرده و در نهایت نتیجه فرایند طراحی را به صورت خروجی‌های ماتریسی در اختیار فازهای بعدی پروژه قرار می‌دهد.

ورودی‌های تابع چرخنده بدین شرح هستند:

- توان نامی موتور برحسب وات
- دور نامی موتور برحسب دوربر دقیقه
- ضریب اطمینان نهایی مجموعه

فرایند طراحی هر مرحله کاهش سرعت برای هر جفت چرخنده به صورت یک‌جا، متوالی و بر مبنای سه اصل ذکر شده انجام می‌شود. در ابتدای محاسبات هر مرحله برای جفت چرخنده‌ها، زاویه مارپیچ دنده‌ها توسط کاربر وارد مسیر برنامه شده و به دنبال آن، تعداد چرخه (سیکل) چرخنده محرک، زاویه فشار ظاهری و حداقل تعداد دندانه‌های چرخنده محرک برای پرهیز از تداخل محاسبه می‌گردد. پس از آن برای دستیابی به تعداد دندانه‌های مناسب چرخنده متحرک فرایندی تکراری انجام گرفته، دو شرط پرهیز از شکارچی شدن و رعایت بازه نسبت تبدیل درخواستی کارفرما بررسی شده و در صورت صادق بودن این قیود، برنامه با تعیین تعداد دندانه‌های مناسب برای هر دو چرخنده درگیر، از حلقه تکرار اول خارج می‌گردد. در حلقه اول برنامه این امکان را دارد که به صورت موضعی قبل از طراحی مرحله دوم، بر مبنای فرض یکسان در نظر گرفتن نسبت تبدیل، عدم رعایت نسبت تبدیل درخواستی کارفرما را به کاربر اطلاع دهد.

برای تحلیل خستگی خمشی دنده‌ها، پس از انجام محاسبات اولیه و وارد کردن اطلاعات مورد نیاز توسط کاربر اعم از قابلیت اطمینان و نسبت پهنای دنده، برنامه وارد دو حلقه تکرار تودرتو شده تا حداقل مدول نرمال دنده‌ها با رعایت تمام شروط نام‌برده حاصل شود. در ابتدای حلقه اول و پیش از ورود به حلقه دوم بر مبنای اطلاع از پهنای دنده و به کمک جدول 2-15 [2]، برنامه ضریب توزیع بار را وارد جریان محاسبات می‌کند. درون حلقه دوم با ورود یک مدول حدسی توسط کاربر، ضریب دینامیکی محاسبه شده و با در دست داشتن تمام ضرایب، حداقل مدول نرمال دنده حاصل می‌گردد و از کاربر تقاضا می‌شود مدول حاصل شده را با کمک مقادیر ترجیحی از جدول 2-13 [1] تصحیح کند. با همگرایی مدول حدسی و مدول تصحیح شده توسط کاربر، برنامه حلقه درونی را ترک می‌کند.

برای تحلیل خستگی سطحی نیز مشابه قسمت تحلیل خستگی خمشی، تمام مراحل اجرا گردیده با این تفاوت که مدول شروع کار، همان مدول به دست آمده از تحلیل خستگی خمشی خواهد بود. مدول نرمال اولیه برای محاسبه ضریب هندسی دنده‌ها لازم است. به روال معمول در حلقه داخلی دوم نیز با همگرا شدن روند تکرار بر روی مدول نرمال، حلقه تکرار پایان می‌یابد.

مدول نهایی هر جفت چرخنده برابر بیشینه حد دو مدول نرمال محاسبه شده انتخاب می‌شود. در این حالت با داشتن مدول نرمال، پهنای دنده قابل حصول است و برنامه به ابتدای حلقه تکرار خارجی باز می‌گردد و براساس پهنای دنده، ضریب توزیع بار را مجدداً به‌روز می‌کند و در صورت تفاوت داشتن این ضریب، حلقه‌های داخلی تکرار می‌شوند و در غیر این صورت، برنامه با موفقیت حلقه‌های تکرار مدول‌یابی را خاتمه می‌دهد.

پس از نهایی شدن مدول نرمال، پهنای دنده، فاصله مرکز تا مرکز چرخنده‌ها، قطرهای گام و ریشه هر چرخنده از هر جفت محاسبه می‌شوند. قطر ریشه دنده‌ها برای تحلیل ضریب طوقه به کار می‌رود. بعد از اتمام طراحی هر دو مرحله، بار دیگر نسبت تبدیل نهایی جعبه دنده (حاصل از هر دو مرحله) چک شده و در صورت عدم رعایت بازه درخواستی کارفرما، پیغام هشدار برای کاربر ظاهر می‌گردد و می‌بایست فرایند طراحی فوق مجدداً اجرا شود.

خروجی‌های تابع چرخنده برای هر مرحله (جفت چرخنده) به شرح زیر هستند:

- تعداد دندانه چرخنده‌ها
- نسبت تبدیل هر مرحله
- پهنای دنده‌ها بر حسب میلی‌متر
- فاصله مرکز تا مرکز چرخنده‌ها بر حسب میلی‌متر
- مدول نرمال بر حسب میلی‌متر
- قطرهای گام و ریشه چرخنده‌ها بر حسب میلی‌متر
- مشخصات دنده شامل قطرهای گام و زاویه مارپیچ چرخنده‌ها

خروجی‌های تابع چرخنده در قالب مقادیر ماتریسی برای فازهای بعدی طراحی ارسال می‌شوند.

نتیجه نهایی فاز دوم برای طراحی چرخنده‌های مارپیچ در جدول 1-4 ثبت شده‌است.

جدول 1-4- مشخصات زیرسامانه چرخنده‌های مارپیچ

پارامتر	مرحله اول	مرحله دوم	نماد
تعداد دندانه‌های pinion	13	13	N_p
تعداد دندانه‌های gear	45	45	N_g
نوع دنده‌های pinion	right-hand	left-hand	—
نوع دنده‌های gear	left-hand	right-hand	—
مدول نرمال	3 mm	4 mm	m_n
زاویه مارپیچ	20°	20°	ψ
نسبت تبدیل	~ 3.4615	~ 3.4615	m_G
پهنای دنده‌ها	24 mm	48 mm	b
مرکز تا مرکز چرخنده‌ها	~ 92.58 mm	~ 123.44 mm	C_{HG}
قطر گام pinion	~ 41.5 mm	~ 55.33 mm	d
قطر گام gear	~ 143.66 mm	~ 191.55 mm	D
قطر ریشه pinion	~ 34 mm	~ 45.3 mm	d_r
قطر ریشه gear	~ 136.16 mm	~ 181.55 mm	D_r
نسبت تبدیل نهایی	~ 11.981		$T_{R,HG}$
میزان خطای نسبت تبدیل جعبه‌دنده	$\sim 0.19\%$		—
میزان عدم همراستایی شفت ورودی و خروجی	~ 30.86 mm		—

-6

فصل چهارم

فاز دوم پروژه



فاز دوم پروژه (طراحی شفت‌های جعبه‌دنده)

شفت‌های یک جعبه‌دنده وظیفه انتقال توان از میان قطعات درگیر را بر عهده دارند. هم‌چنین نیروهای اعمالی از طرف قطعات را به یاتاقان‌های مجموعه منتقل می‌کنند. حیاتی‌ترین و بحرانی‌ترین قطعات در جعبه‌دنده، شفت‌ها هستند؛ زیرا به علت دوران، شدیداً تحت تاثیر اثرات خستگی، به دلیل مقاطع مختلف و جای خارها به شدت تحت اثرات تمرکز تنش و هم‌چنین در معرض انواع بارگذاری‌ها از قبیل خمشی، برشی، پیچشی و محوری قرار دارند.

فرایند طراحی شفت به میزان بیشتری نسبت سایر قطعات طراحی شده به تکرار و سعی و خطا نیاز دارد. برای تعیین معادلات، تنها اثرات خستگی در نوع بارگذاری خمشی و پیچشی بررسی می‌شود و از اثرات برشی نیروهای برشی صرف نظر خواهد شد. هم‌چنین زمانی که خمش در شفت حضور دارد، اثرات تنش محوری نیروی محوری ناشی از چرخدنده مارپیچ (یا یاتاقان مخروطی) ناچیز است و می‌توان از آن چشم‌پوشی نمود. بنابراین بارگذاری خمشی در شفت به صورت متناوب^۱ (اندازه بیشینه و کمینه خمش یکسان) و بارگذاری پیچشی به صورت مکرر^۲ (کمینه پیچش برابر صفر) لحاظ خواهد شد.

طراحی شفت‌های جعبه‌دنده در دو بخش انجام می‌گیرد؛

- 1) محاسبه نیروهای تکیه‌گاهی و توزیع گشتاور خمشی در شفت
- 2) تعیین قطر مقاطع شفت و طراحی خارهای قطعات

¹ completely reversed loading

² repeated loading

1- محاسبه نیروهای تکیه‌گاهی و توزیع گشتاور خمشی در شفت

برای محاسبه نیروهای تکیه‌گاهی و گشتاور خمشی در شفت نیاز است تا فواصل میان قطعات نصب‌شده بر روی شفت، پهنای قطعات و همچنین طول نهایی شفت مشخص باشد اما در حال حاضر این اطلاعات در دسترس نیستند. بنابراین با تکیه بر فرضیات و استفاده از طرح‌های ساخته‌شده می‌توان تخمینی از این ابعاد به دست آورد، با آن فرایند طراحی را به پیش برد و طی چندین مرحله سعی و خطا بر روی انواع پرشماری از متغیرها، به طرحی معقول دست یافت.

عمده فرضیات مقدماتی برای دستیابی به طرح اولیه شفت‌ها از این قرار هستند:

با تحلیل کاتالوگ SKF می‌توان ملاحظه نمود یاتاقان‌های شیار عمیق و غلتک‌استوانه‌ای در قطرهای 15 تا 50 میلی‌متر دارای حداکثر پهنای 20 میلی‌متر خواهند بود. لذا با لحاظ کردن بدترین حالت و با توجه به اینکه قطر مقاطع شفت در این جعبه مورد نظر حداکثر در حدود 50 میلی‌متر خواهد بود، پهنای یاتاقان‌ها برابر 20 میلی‌متر در نظر گرفته می‌شود. (روش طراحی بر مبنای بدترین حالت، روش مناسبی برای طراحی نیست اما می‌تواند حد نهایی برخی پارامترهای طراحی را مشخص نماید)

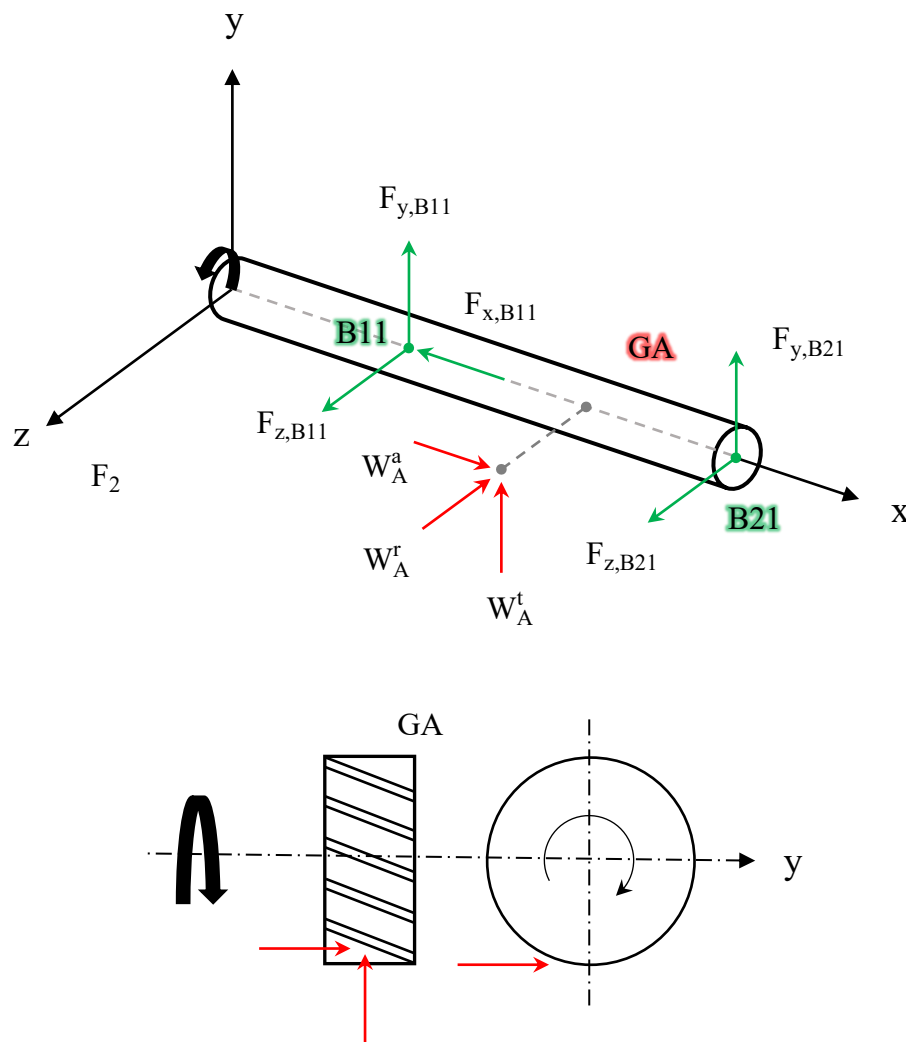
میان لبه پله و جای خار فنری و همین‌طور برای طول پله وسط شفت‌های ورودی و خروجی فاصله‌ای به اندازه 10 میلی‌متر منظور می‌گردد. طول پله وسط شفت میانی با توجه به ملاحظات قرارگیری یاتاقان‌های دو شفت ورودی و خروجی و با کمک ابعاد تخمینی برابر 80 میلی‌متر لحاظ می‌شود.

با بررسی ابعاد قطعات منتقل‌کننده توان و توجه به پهنای نسبتاً زیاد چرخ‌دنده‌ها، نیاز این قطعات به نافی محسوس و منطقی نیست لذا جایی برای نافی لحاظ نمی‌شود

(شایان ذکر است تمام شفت‌های مجموعه اعم از شفت‌های داخل جعبه‌دنده، شفت موتور و شفت مصرف‌کننده همگی در یک صفحه واقع می‌شوند.)

الف) تحلیل نیرویی شفت نخست (شفت ورودی)

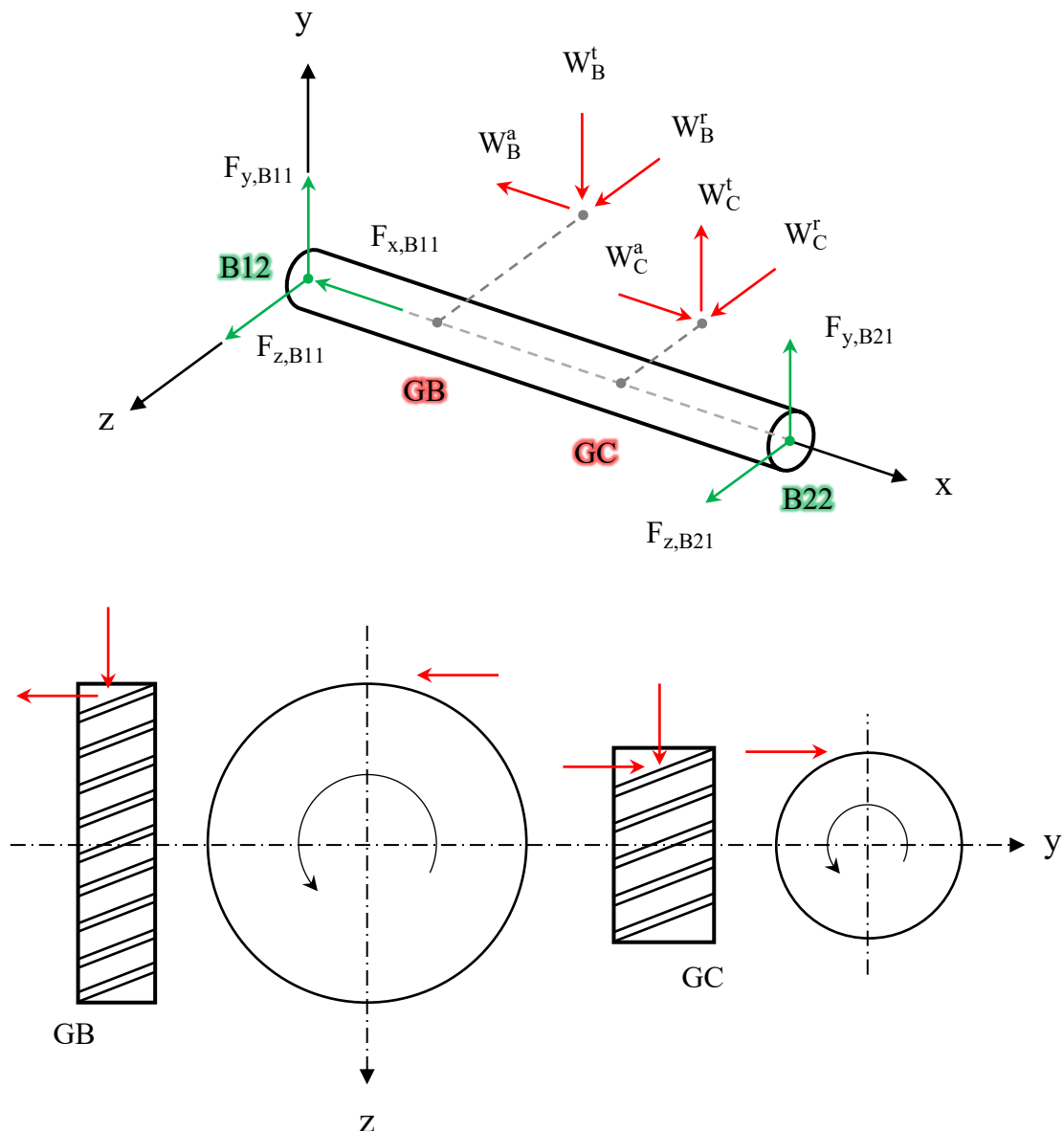
با توجه به فاصله نسبتاً کوتاه میان مراکز قرقره‌ها، زاویه انحراف تسمه از افق قابل ملاحظه خواهد بود. این زاویه انحراف با α نامگذاری شده و در شکل 1-6 قابل مشاهده است. همچنین تسمه از هر دو سمت به قرقره و در نتیجه به شفت نخست نیرو وارد می‌کند. دقت شود در نمودارهای آزاد دوبعدی، مختصات نماهای جانبی ترسیم شده‌است.



شکل 1-6- نمودار آزاد شفت نخست و مقاطع آن

ب) تحلیل نیرویی شفت دوم (شفت میانی)

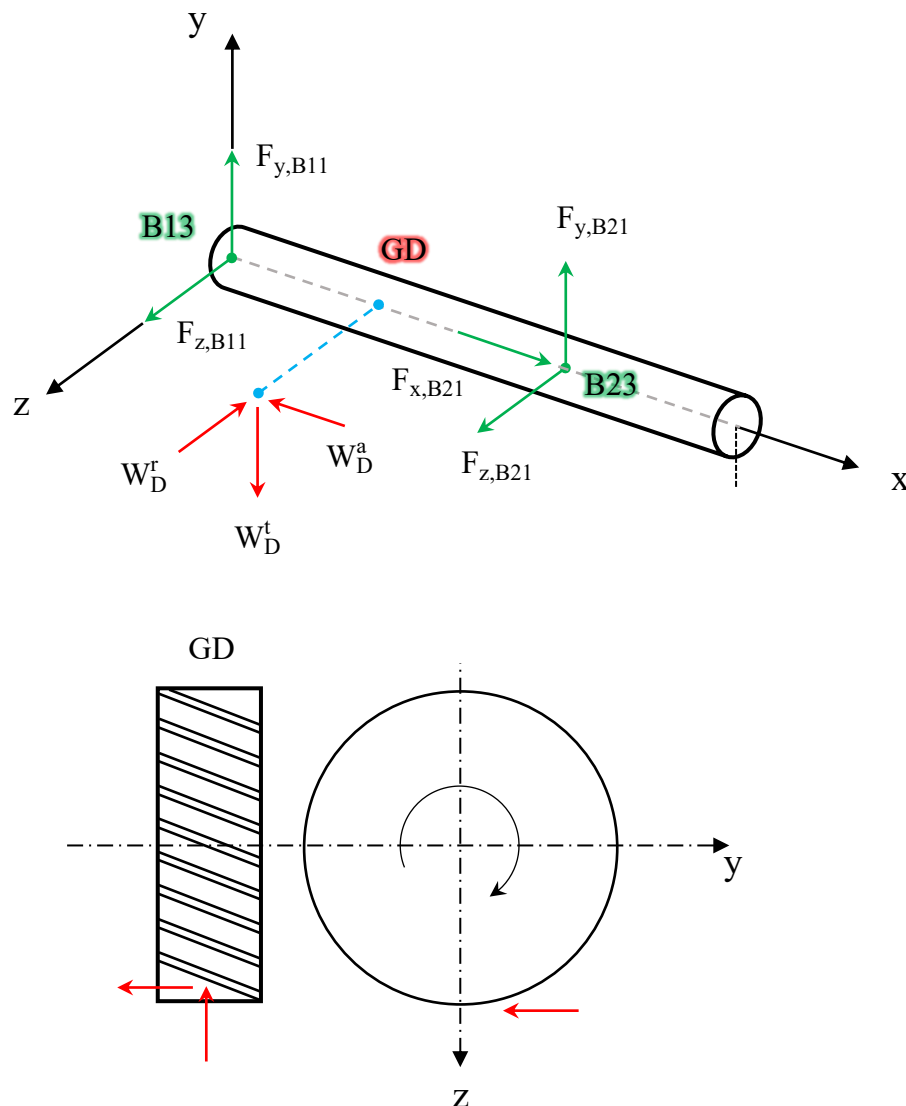
در شفت دوم زاویه مارپیچ دنده‌های چرخدنده GC باید به گونه در نظر گرفته شود که نیروی محوری اعمالی به این شفت توسط هر دو چرخدنده، در کمترین حالت ممکن باشد. یعنی نیروی محوری اعمال شده به چرخدنده‌های GB و GC در خلاف جهت یکدیگر باشند.



شکل 6-2- نمودار آزاد شفت دوم و قطعات آن

ج) تحلیل نیرویی شفت سوم (شفت خروجی)

مشابه زیرسامانه تسمه-قرقره، فاصله مرکز تاملرکز میان چرخ‌زنجرهای مجموعه نیز کوتاه است و بنابراین زاویه انحراف زنجیر قابل اغماض نیست. زاویه انحراف زنجیر از راستای افق با β نامیده می‌شود که در شکل 3-6 نمایش داده شده است. در تعیین نیروی اعمالی زنجیر به چرخ‌زنجر فرض می‌شود سمت آویخته زنجیر به علت شناوری، نیرویی بر شفت وارد نمی‌کند. لذا تنها زنجیر از یک سمت بر چرخ‌زنجر و در نتیجه بر شفت سوم نیرو اعمال می‌نماید.



شکل 3-6- نمودار آزاد شفت سوم و قطعات آن

شرح توابع تحلیل نیرویی شفت‌ها

توابع تحلیل نیرویی شفت‌ها در قالب سه کد جداگانه با نام اسامی هر شفت تدوین شده‌است. به علت این که قطعات نصب‌شده بر روی هر شفت و نحوه قرارگیری آن‌ها متفاوت است، برای پرهیز از پیچیدگی‌های بی‌مورد سه تابع مجزا به این قسمت از فاز چهارم اختصاص می‌یابد.

این توابع هرکدام ورودی‌های مشابهی را دریافت نموده و بدون هیچ‌گونه تعامل با کاربر، نیروهای تکیه‌گاهی و توزیع گشتاور خمشی در طول شفت‌ها را محاسبه می‌نمایند. همچنین نمودار گشتاورهای خمشی در راستاهای عمود بر محور شفت و گشتاور نهایی را ترسیم می‌کنند.

ورودی‌های توابع تحلیل نیرویی شفت‌ها عبارتند از:

- اطلاعات مقدماتی مشابه توابع پیشین (توان و دور نامی موتور)
- نسبت تبدیل هر بخش انتقال قدرت به صورت مجزا
- فواصل تخمینی میان قطعات شفت در قالب یک بردار پنج مولفه‌ای
- متغیر حامل اطلاعات چرخنده‌ها نظیر قطر گام و زاویه مارپیچ به صورت ماتریس دو در سه
- نیرو(ها) و زاویه انحراف نیرو در قطعات بیرونی جعبه‌دنده برای شفت اول و سوم

در ابتدای کار، نیروی وارده به هر چرخنده توسط اطلاعات ورودی به مولفه‌های مماسی، شعاعی و محوری تجزیه می‌شود. سپس هر تابع با استفاده از معادلات تعادل واکنش‌های تکیه‌گاهی در محل یاتاقان‌ها را تعیین می‌کند. نیروی محوری تحمیل‌شده بر شفت نیز تعیین می‌شود تا در انتخاب یاتاقان مورد استفاده قرار بگیرد.

با تعیین تمام نیروهای اعمالی بر شفت، می‌توان توزیع گشتاور خمشی در راستاهای عمود بر محور شفت را به دست آورد. برای این کار فواصل میان هر قطعه بر روی شفت با مقیاس 0/01 میلی‌متر و به کمک متغیرهای مجزا تقسیم‌بندی می‌گردد. در ادامه، فواصل تقسیم‌بندی‌شده با یکدیگر تجمیع گردیده و به عنوان دامنه تغییر در طول شفت برای نمایش و تخصیص گشتاورهای خمشی به کار می‌رود.

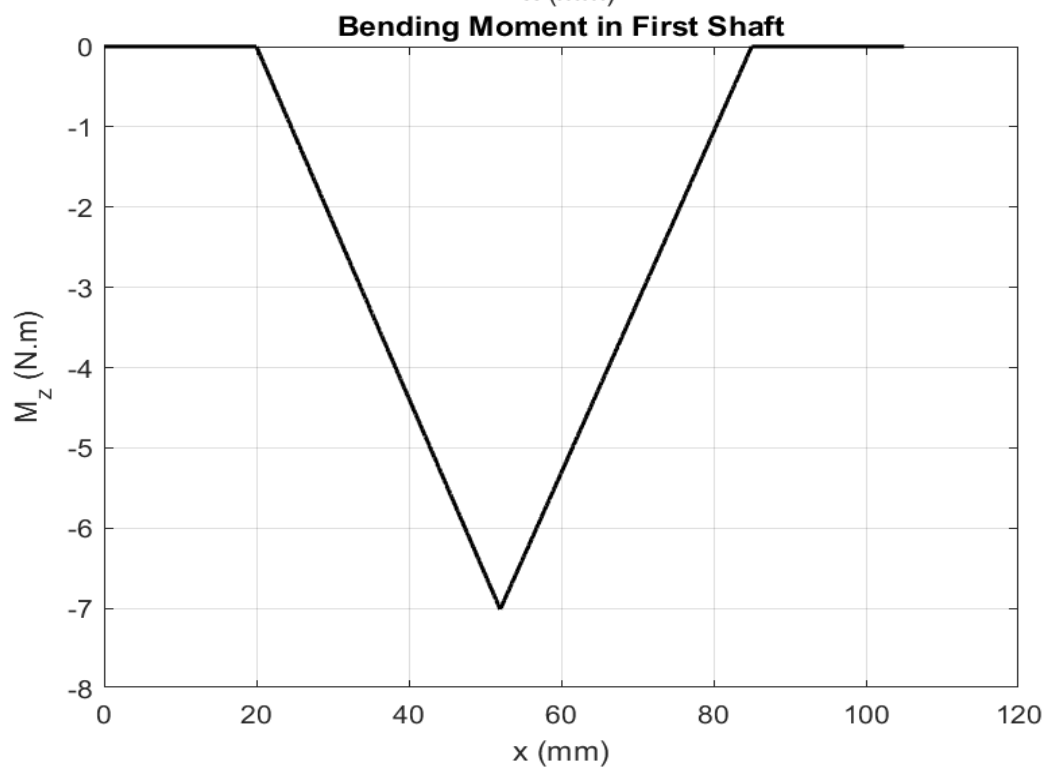
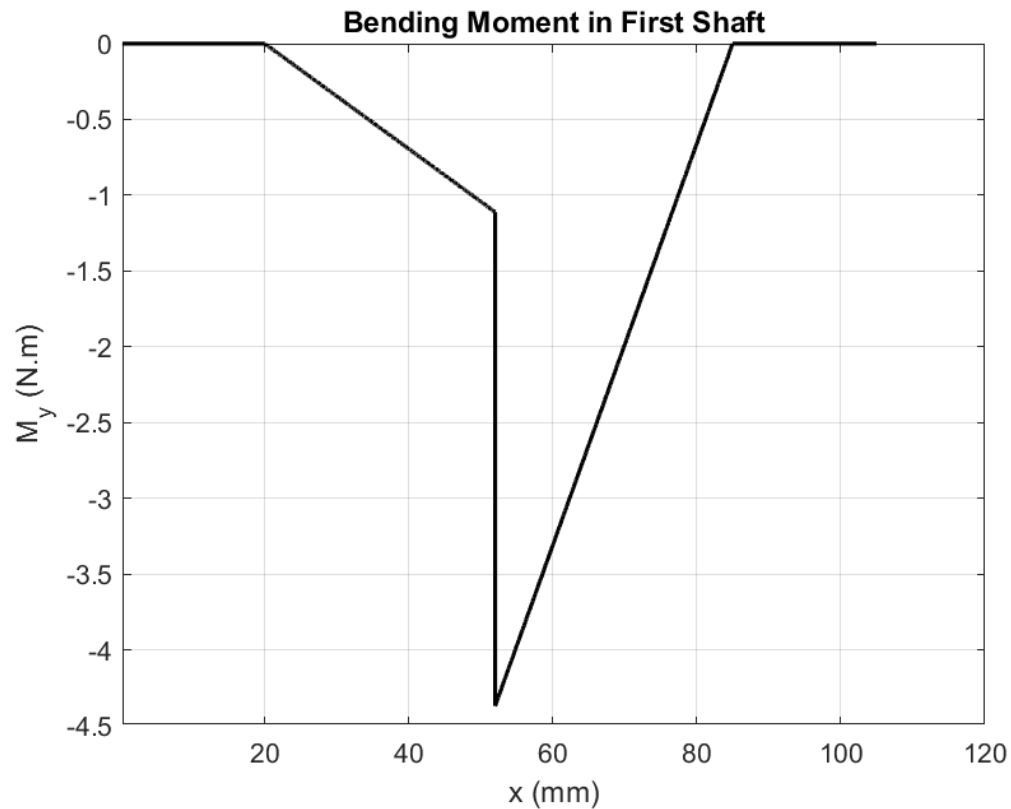
در پایان برنامه نیز می‌توان نمودار گشتاور خمشی در دو راستای عمود بر محور شفت و گشتاور نهایی هر شفت در طول شفت را از برنامه دریافت نمود.

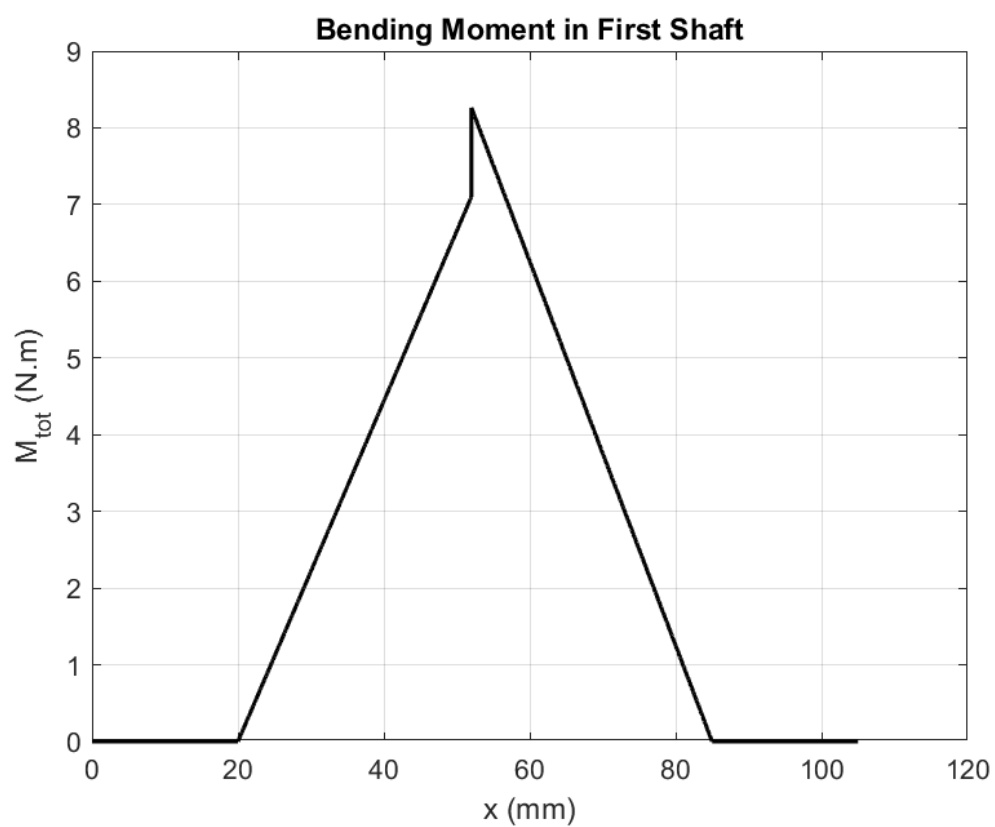
خروجی‌های توابع تحلیل نیرویی شفت‌ها بدین شکل هستند:

- واکنش‌های تکیه‌گاهی شفت در قالب یک بردار دومولفه‌ای
- خالص نیروی محوری اعمال‌شده بر شفت
- توزیع گشتاور خمشی نهایی در طول شفت

الف) ترسیم نمودارهای گشتاور خمشی برای شفت اول

نمودارهای گشتاور خمشی در دو راستای عمود بر محور شفت و همچنین گشتاور نهایی در طول شفت اول در شکل 4-6 ترسیم شده‌اند.

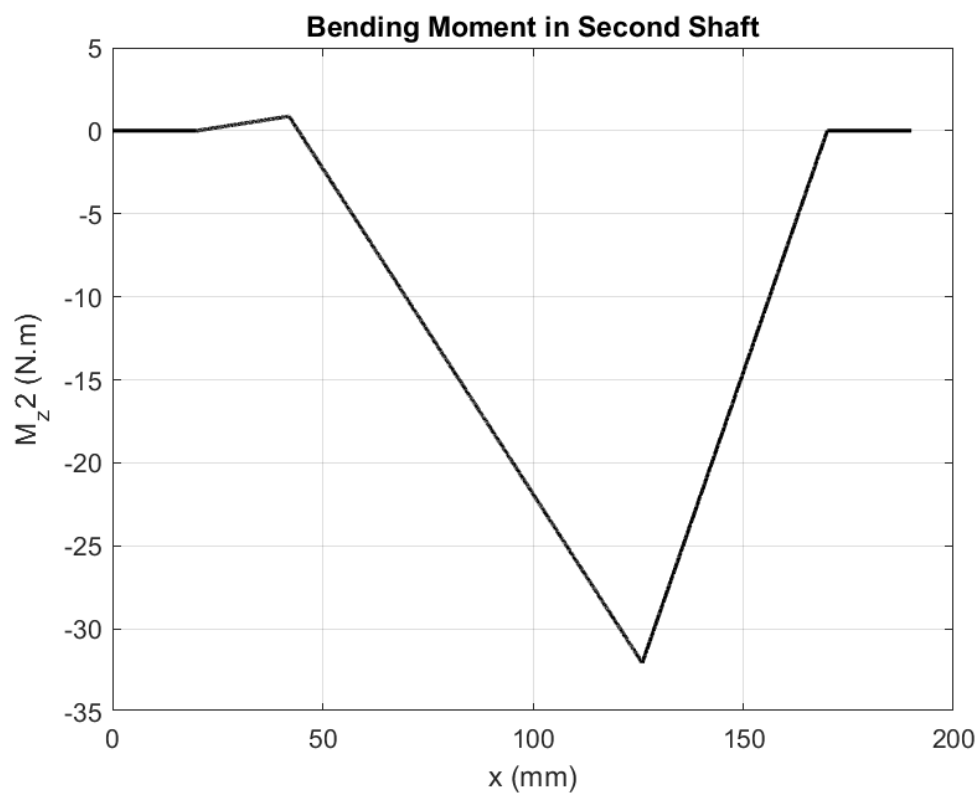
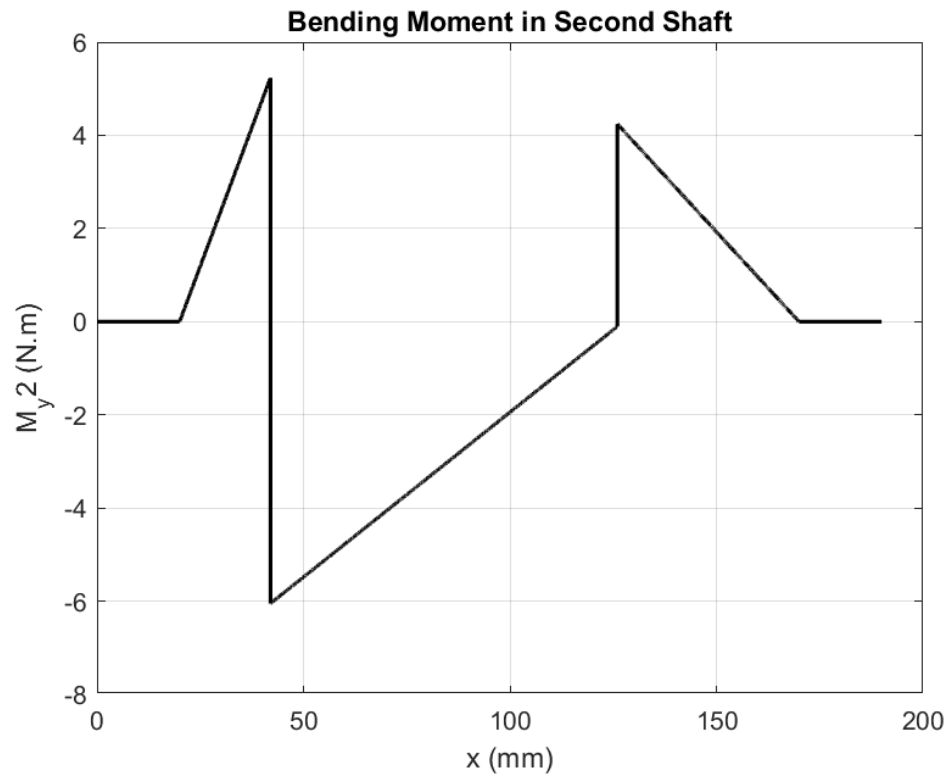


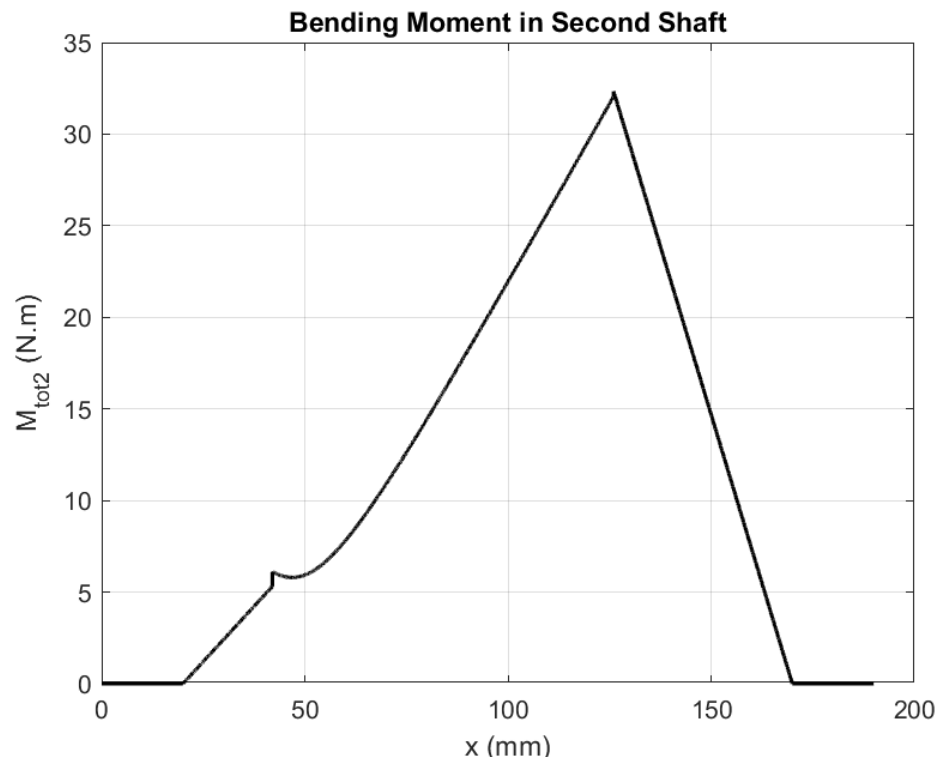


شکل 6-4- نمودارهای گشتاور خمشی در طول شفت اول

ب) ترسیم نمودارهای گشتاور خمشی برای شفت دوم

نمودارهای گشتاور خمشی در دو راستای عمود بر محور شفت و همچنین گشتاور نهایی در طول شفت دوم در شکل 5-6 ترسیم شده‌اند.

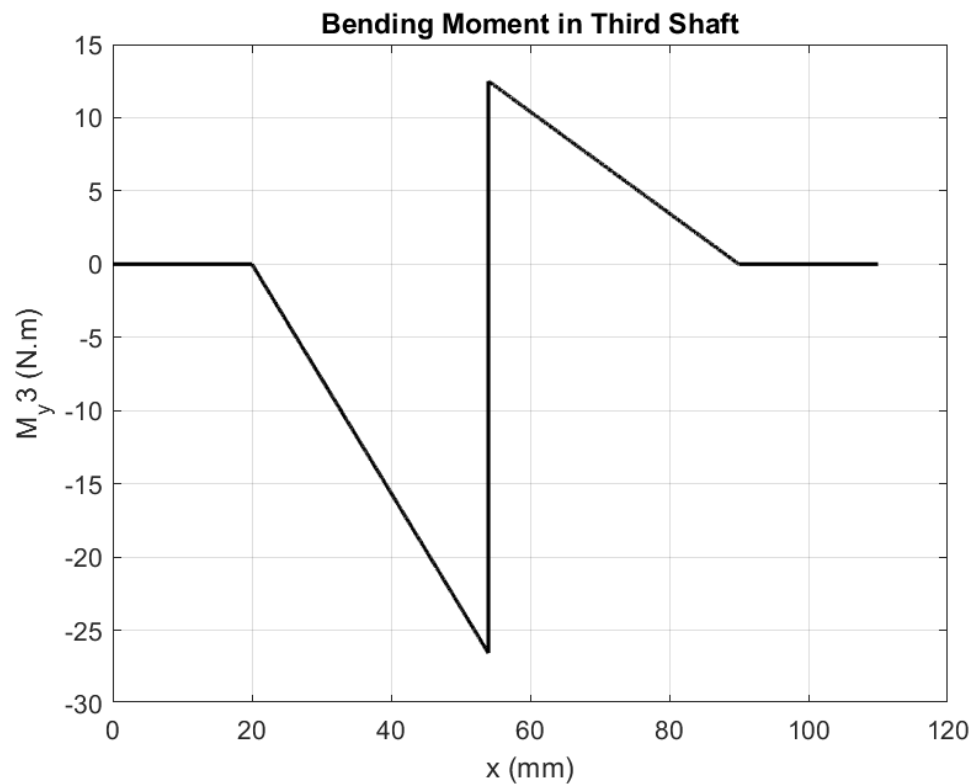


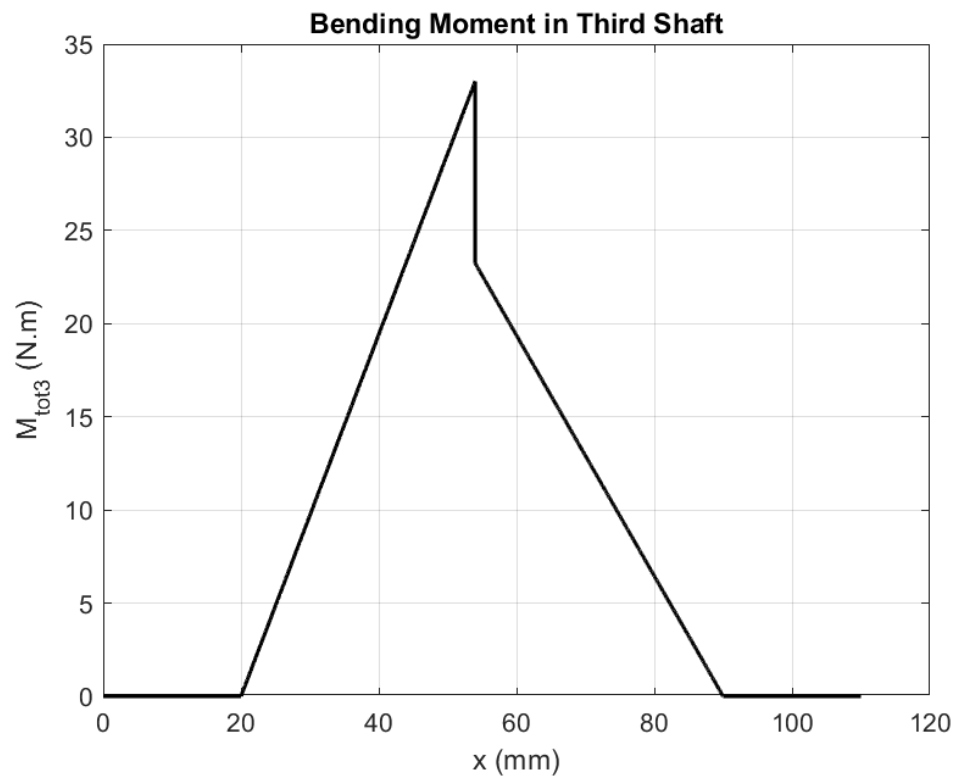
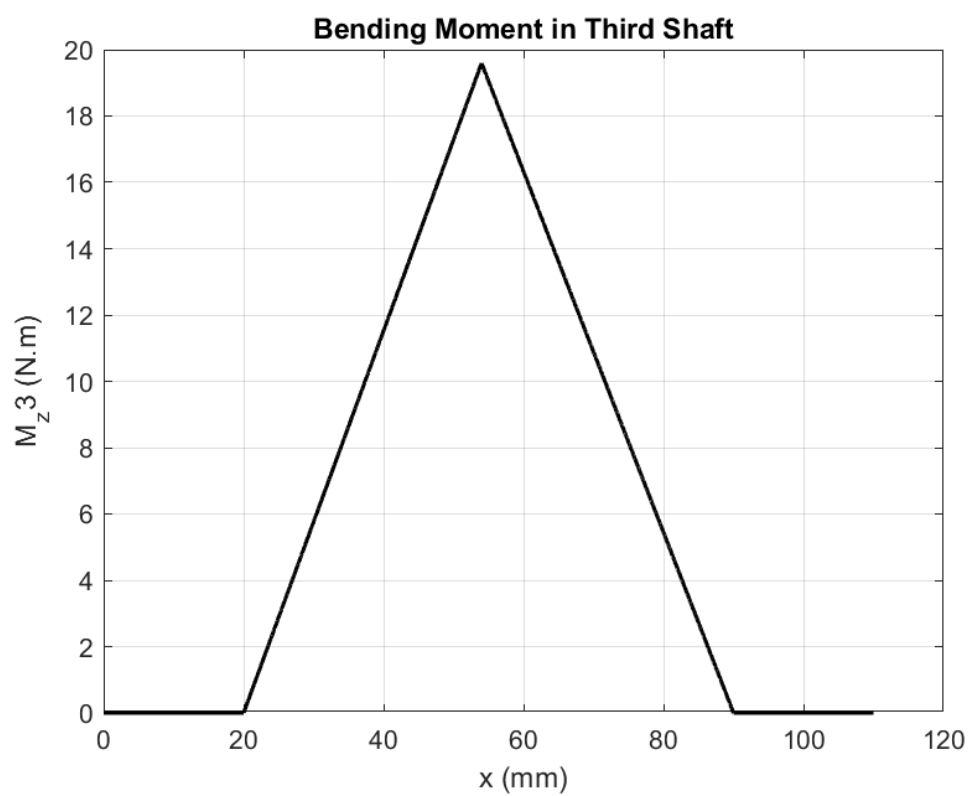


شکل 6-5- نمودارهای گشتاور خمشی در طول شفت دوم

(ج) ترسیم نمودارهای گشتاور خمشی برای شفت سوم

نمودارهای گشتاور خمشی در دو راستای عمود بر محور شفت و همچنین گشتاور نهایی در طول شفت سوم در شکل 6-6 ترسیم شده‌اند.





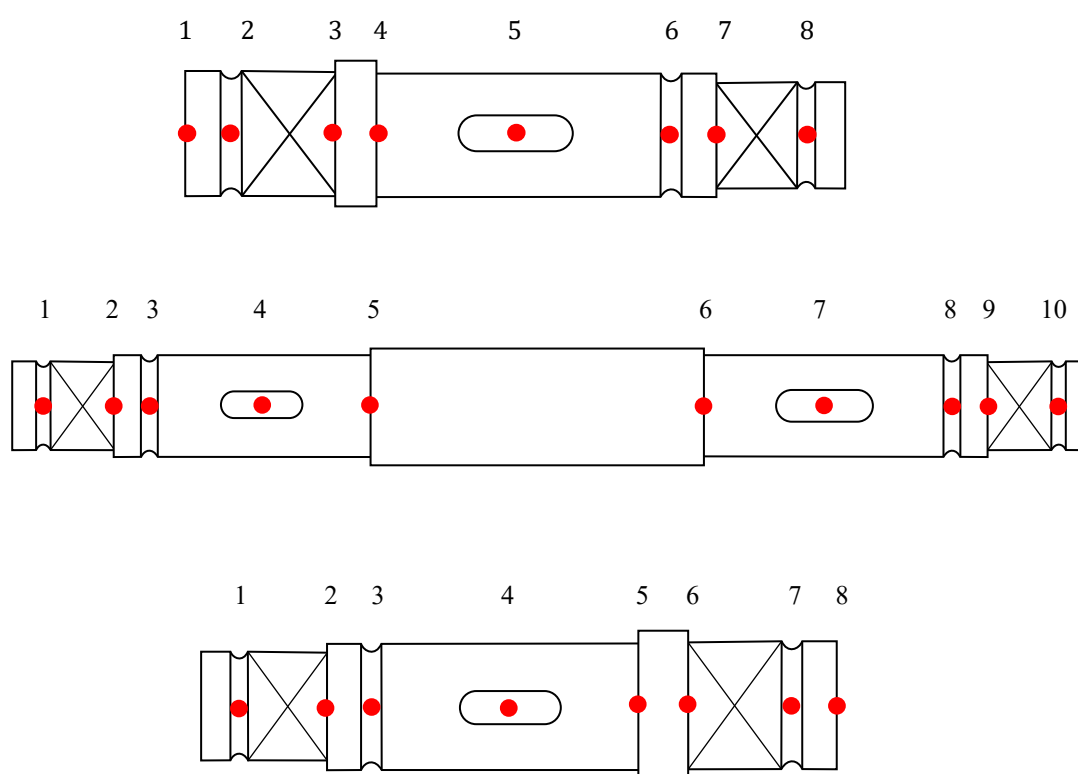
شکل 6-6- نمودارهای گشتاور خمشی در طول شفت سوم

2- تعیین قطر مقاطع شفت و طراحی خارهای قطعات

برای تعیین قطر مقاطع مختلف شفت در ابتدا نیاز است تا یک چینش تخمینی برای شفت و قطعات نصب‌شده بر روی آن لحاظ گردد. سپس بر مبنای چینش اولیه و با استفاده از نقاط بحرانی روی شفت قطر مقاطع در طی فرایند سعی و خطا به دست می‌آید. نقاط بحرانی شفت در دو دسته ذیل قابل تصور هستند:

- نقاط تمرکز تنش به سه صورت جای خار فنری، جای خار مستطیلی و پله
- نقطه دارای بیشینه گشتاور خمشی در طول شفت

در هر شفت ده نقطه تمرکز تنش و تنها یک (یا به ندرت دو) نقطه حامل بیشترین گشتاور خمشی یافت می‌گردد. در برخی موارد ممکن است نقطه‌ای که در معرض بیشینه گشتاور خمشی قرار می‌گیرد، دارای تمرکز تنش نیز باشد. ده نقطه‌ای که تمرکز تنش دارند به «نقاط ده‌گانه» نامگذاری می‌گردند و در شکل 4-6 مشخص گردیده‌اند. (جای خارهای فنری شفت برای وضوح بیشتر به صورت کاملاً منحنی و با اغراق نمایش داده شده‌اند)



شکل 6-7- نمایش نقاط تمرکز تنش بر روی شفت‌ها (نقاط ده‌گانه)

ضرایب تمرکز تنش

پس از مشخص نمودن نقاط بحرانی با استفاده از معیار استحکامی سادربرگ در ابتدا با تخمینی برای قطر یکی از نقاط (پله دوم هر شفت) و در چند مرحله سعی و خطا، یک مقدار برای استحکام حد دوام شفت محاسبه می‌شود و با استفاده از آن قطر اولیه مقاطع شفت به دست می‌آید. استحکام حد دوام شفت وابسته به قطر است و در نهایت با سعی و خطا برای هر شفت، چهار مقدار گزارش می‌گردد.

در این مرحله نیاز است تا ضرایب تمرکز تنش نقاط ده‌گانه معلوم شود اما پیش از تعیین قطر مقاطع این کار امکان‌پذیر نیست؛ بنابراین با حدس اولیه برای ابعاد و شعاع انحنای آن‌ها می‌توان مقادیر تخمینی و در عین حال محتاطانه را در نظر گرفت. پس با فرض‌های منطقی برای هر کدام روند طراحی را پیش برده و پس از دستیابی به ابعاد مورد نیاز، تمامی آن‌ها برای تکرارهای بعدی به‌روز می‌شوند.

1) پله

با فرض نسبت دو قطر پله برابر $1/2$ و نسبت شعاع راکورد پله به قطر کوچکتر برابر $0/02$ ، ضرایب تمرکز تنش خستگی برای خمش و پیچش به ترتیب برابر $2/05$ و $1/85$ در نظر گرفته می‌شود.

$$K_{f,steps} \approx 2.05, \quad K_{fs,steps} \approx 1.85$$

2) جای خار مستطیلی

با فرض تراش جای خار مستطیلی با فرز انگشتی می‌توان ضرایب تمرکز تنش خستگی جاخار مستطیلی را برای خمش و پیچش به ترتیب برابر $1/8$ و $1/7$ در محاسبات لحاظ نمود.

$$K_{f,keyseats} \approx 1.8, \quad K_{fs,keyseats} \approx 1.7$$

3) جای خار فنری

با فرض نسبت دو قطر شیار برابر $1/1$ و شعاع راکورد داخلی نسبت به قطر داخلی آن برابر $0/002$ ضرایب تمرکز تنش خستگی برای خمش و پیچش به ترتیب 2 و $1/5$ به دست می‌آیند.

$$K_{f,grooves} \approx 2.0, \quad K_{fs,grooves} \approx 1.5$$

ضرایب تمرکز تنش استاتیکی خمشی و برشی برای نهایی‌سازی به ترتیب از نمودارهای ذیل استخراج می‌گردند:

- پله $15-8$ الف [1] $15-9$ الف [1]
- جاخار مستطیلی $5-1$ [5] $5-2$ [5]
- جاخار فنری $15-16$ الف [1] $15-17$ الف [1]

تعیین استحکام حد دوام

استحکام حد دوام برابر میزان تنش اعمالی است که با افزایش تعداد چرخه‌های بارگذاری، قطعه به شکست نمی‌رسد و در اصطلاح دارای عمر نامحدود خواهد بود. برای قطعات فولادی و آهنی استحکام حد دوام در میان تعداد چرخه بارگذاری حدوداً یک تا ده میلیون دور رخ می‌دهد.

استحکام حد دوامی که از نمودار استحکام-چرخه به دست می‌آید، در شرایط آزمایشگاهی است و برای تعیین آن در شرایط واقعی لازم است تا اصلاح شود. بنابراین ضرایبی موسوم به ضرایب تصحیح Marin در حد دوام خام دخیل می‌شوند که در شش دسته طبقه‌بندی خواهند شد.

حد دوام خام قطعه را در واحد بین‌المللی می‌توان از رابطه 1-6 محاسبه نمود:

$$S'_e = \min\{0.5S_{ut}, 700 \text{ MPa}\} \quad (1-6)$$

که در آن S_{ut} برابر استحکام حد نهایی ماده برحسب مگاپاسکال است.

بنابراین با توجه به جنس شفت و استحکام حد نهایی آن می‌توان نوشت:

$$S'_e = 330 \text{ MPa}$$

استحکام دوام نهایی ماده (استحکام حد دوام اصلاح‌شده) را می‌توان از طریق رابطه 2-6 به دست آورد:

$$S_e = \left(\prod_{i=a}^f k_i \right) S'_e \quad (2-6)$$

که در آن k_i ضرایب تصحیحی Marin و از قرار زیر هستند:

k_a ضریب پرداخت سطح

k_b ضریب اندازه

k_c ضریب بارگذاری

k_d ضریب اثرات دمایی

k_e ضریب قابلیت اطمینان

k_f ضریب عوامل متفرقه

ضرایب تصحیحی استحکام حد دوام بدین شرح هستند :

1- ضریب پرداخت سطح

روش متداول تولید شفت در صنعت به صورت ماشینکاری است و با توجه به این که شفت‌های مجموعه با سطح نهایی ماشین‌کاری شده در نظر گرفته می‌شوند، می‌توان از رابطه 3-6 و با استفاده از پارامترهای متناسب در جدول 6-2 [1] ضریب پرداخت سطح را به دست آورد.

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (3-6)$$

که مطابق جدول مذکور می‌توان ضریب و نما را استخراج نمود:

$$a = 4.51, \quad b = -0.265$$

با توجه به جنس شفت و استحکام حد نهایی آن می‌توان نوشت:

$$k_a \approx 0.807$$

2- ضریب اندازه

با توجه به نحوه بارگذاری بر روی شفت که از نوع خمشی و پیچشی هستند و همین‌طور هندسه سطح مقطع شفت که دایروی است، می‌توان ضریب اندازه را در واحد بین‌المللی از رابطه 4-6 محاسبه نمود.

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (4-6)$$

که در آن d برابر قطر شفت است و ضریب اندازه در یک فرایند سعی و خطا همراه با تحلیل استحکام حد دوام شفت محاسبه خواهد شد.

3- ضریب بارگذاری

با توجه به این که بارگذاری روی شفت از نوع خمشی با ترکیب سایر بارگذاری‌هاست، ضریب بارگذاری در این مورد برابر 1 لحاظ می‌گردد.

$$k_c = 1$$

4- ضریب دمایی

دمای قطعه عامل مهمی در شکست محسوب می‌شود به‌ویژه این که می‌تواند رفتار شکست ماده را نیز تغییر دهد. با توجه به اینکه شرایط کارکرد مجموعه در دمای متوسط است:

$$k_d \approx 1$$

5- ضریب قابلیت اطمینان

قابلیت اطمینان نقطه مقابل احتمال شکست است؛ به طوری که هر چه احتمال شکست کمتر باشد، قابلیت اطمینان بیشتر است. احتمال شکست با استفاده از محاسبات آماری و فرض توزیع نرمال بر روی پارامترهای استحکامی محاسبه می‌گردد. برای لحاظ کردن میزان قابلیت اطمینان (یا به نوعی احتمال شکست در قطعات) می‌توان از میان 8 مقدار قابلیت اطمینان جدول 5-6 [1] استفاده نمود و ضریب قابلیت اطمینان متناظر آن را به دست آورد.

قابلیت اطمینان پرکاربرد تقریباً 99 درصد است که ضریب قابلیت اطمینان نظیر آن برابر است با:

$$k_e = 0.814$$

6- ضریب عوامل متفرقه

به دلیل در دسترس نبودن اطلاعات کافی برای تعیین نوع محیط کارکرد مجموعه، پوشش فلزی به قطعه و عوامل مشابه، به ناچار ضریب عوامل متفرقه برابر 1 منظور می‌گردد.

$$k_f = 1$$

تعیین قطر مقاطع شفت

برای تحلیل تنش‌های اعمالی به شفت با لحاظ کردن تنها اثرات خستگی خمشی و پیچشی، تنش‌های بیشینه در شفت با مقطع دایروی از روابط 6-6 الف و 6-6 ب قابل محاسبه هستند.

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad , \quad \sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad (6-6 \text{ الف})$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad , \quad \tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (6-6 \text{ ب})$$

از طرفی با توجه به معیار شکست انرژی واپیچش Von Mises می‌توان تنش‌های معادل دامنه و میانگین را به کمک روابط 6-7 الف و 6-7 ب به دست آورد.

$$\sigma_a^{V.M.} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad (6-7 \text{ الف})$$

$$\sigma_m^{V.M.} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad (6-7 \text{ ب})$$

هم‌چنین با استفاده از معیار خستگی Soderberg می‌توان نوشت:

$$\frac{1}{n_d} = \frac{\sigma_a^{V.M.}}{S_e} + \frac{\sigma_m^{V.M.}}{S_y} \quad (8-6)$$

با ترکیب روابط 6-6 الف تا 6-8 قطر مقاطع شفت و پس از آن ضریب اطمینان به ترتیب از معادلات 6-9 و 6-10 قابل محاسبه است:

$$d = \left\{ \frac{16n_d}{\pi} \left(\frac{\sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2}}{S_y} + \frac{\sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2}}{S_e} \right) \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (9-6)$$

$$\frac{1}{n_d} = \frac{16}{\pi d^3} \left(\frac{\sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2}}{S_y} + \frac{\sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2}}{S_e} \right) \quad (10-6)$$

بدین علت که معیار استحکامی خستگی Soderberg اثرات تسلیم ماده را نیز لحاظ می‌کند، معیار کامل و مناسبی برای تحلیل استحکام خستگی قطعات محسوب می‌شود.

طراحی خارهای مستطیلی و فنی

قطعات نصب‌شده بر روی شفت باید تثبیت محوری شوند. قطعات منتقل‌کننده توان افزون بر تثبیت محوری، به تثبیت دورانی نیز احتیاج دارند. خارهای فنی و خارهای مستطیلی به ترتیب برای انجام وظایف تثبیت محوری و تثبیت دورانی در نظر گرفته خواهند شد.

1- خار مستطیلی

خارهای مستطیلی تحت دو اثر برشی و لهیدگی قرار دارند که هر دوی این عوامل باید در تعیین طول خار دخیل شود. با تحلیل حالات ذکرشده می‌توان روابط 11-6 الف و 11-6 ب را به دست آورد و با استفاده از آن‌ها کمینه طول خار مورد نیاز را محاسبه کرد.

$$L_s = \frac{4Tn_d}{wdS_y} \quad (11-6 \text{ الف})$$

$$L_p = \frac{4Tn_d}{hdS_{y,min}} \quad (11-6 \text{ ب})$$

که در آن‌ها :

L_s	طول کمینه خار از تحلیل برش	L_p	طول کمینه خار از تحلیل لهیدگی
T	گشتاور پیچشی شفت	d	قطر مقطع شفت در محل نصب خار
w	پهنای خار	h	ارتفاع (ضخامت) خار
n_d	ضریب اطمینان	S_y	استحکام تسلیم خار
$S_{y,min}$	کمینه استحکام تسلیم قطعات درگیر (شفت، خار و قطعه منتقل‌کننده توان)		

خار و شفت هر دو از جنس CK45 بوده و دارای استحکام تسلیم 470 مگاپاسکال هستند.

برای چرخندها از جنس AISI 4140 به طور میانه می‌توان استحکام تسلیم 655 مگاپاسکال را برگزید.

به کمک جداول استاندارد [6] برای هر قطر شفت اطلاعات خار مستطیلی مانند پهنای، ارتفاع و طول کمینه توصیه‌شده قابل دسترسی است. بنابراین می‌توان سه مقدار به‌دست‌آمده برای طول خار را مقایسه نمود و بیشترین آن‌ها را به عنوان کمینه طول خار مورد نیاز انتخاب نمود.

خارهای مستطیلی برای به کارگیری در شفت‌ها از جداول استاندارد [6] مرجع آلمانی (DIN) و از فرم A انتخاب می‌گردند. لازم به توضیح است تمام فرایندها انتخاب خار مستطیلی توسط برنامه رایانه‌ای انجام می‌گیرد. فرمت نمایش خار مستطیلی بدین صورت خواهد بود:

retangular key DIN 6885 – A – $w \times h \times \lambda$

روش ایجاد جای خار مستطیلی در شفت با استفاده از فرز انگشتی در نظر گرفته می‌شود. طول جای خار مستطیلی با توجه به روش تراش آن مجموع طول و پهنای خار خواهد بود.

در مواردی که کمینه طول جاخار مستطیلی نسبتاً نزدیک به پهنای قطعه منتقل‌کننده توان و بزرگتر از آن شود، سبب تداخل میان جای خار مستطیلی با جای خار فنری و پله شفت خواهد شد. این تداخل منجر به تجمع اثرات تمرکز تنش می‌شود که خستگی شفت را تشدید می‌کند. برای پرهیز از این پدیده ناچاراً می‌بایست پهنای قطعه را به طور موضعی افزایش داد و در واقع میان نقاط تمرکز تنش فاصله انداخت. بدین منظور می‌توان از نافی یا spacer استفاده نمود.

با تعیین قطر مقاطع شفت، می‌توان خارهای شفت را طراحی نمود. با محاسبه خار و جای خار مستطیلی، دو نامزد بحرانی دیگر که در مرحله پیشین غیرقابل تعیین بودند، بر روی شفت پدیدار می‌شوند. این دو نقطه، نقاط ابتدایی و انتهایی جای خار مستطیلی به سمت میانه شفت هستند که برای افزایش اطمینان در طراحی شفت، این دو نقطه نیز به عنوان نقاط بحرانی مد نظر قرار می‌گیرند.

2- خار فنری

همه قطعاتی که روی شفت سوار می‌شوند نیاز به تثبیت محوری دارند. در حالت معمول قطعات روی شفت از یک سمت توسط پله و از سمت دیگر با استفاده از خار فنری در طول شفت مهار می‌گردند. تعیین خار فنری رابطه خاصی ندارد و برخلاف خار مستطیلی تحت بارگذاری نیست بلکه از طریق جداول استاندارد [6] بر مبنای قطر محل قرارگیری خار فنری انتخاب می‌شود.

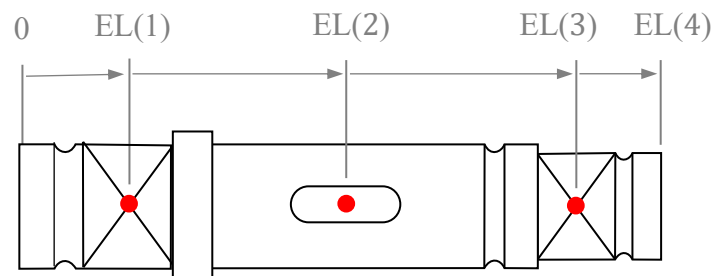
باید دقت شود خار فنری در دو دسته داخلی و خارجی و همین‌طور هر کدام در دو نوع معمولی و سنگین در دسترس قرار دارند. خار فنری بر روی شفت از نوع خارجی تحت عنوان خار فنری محور و برای سادگی کار در کاربرد جعبه‌دنده ساده از نوع معمولی آن استفاده می‌شود. بنابراین همانند خارهای مستطیلی، خارهای فنری نیز از مرجع آلمانی انتخاب گردیده و بدین شکل نمایش داده می‌شوند:

external normal retaining ring DIN 471 – $d \times s$

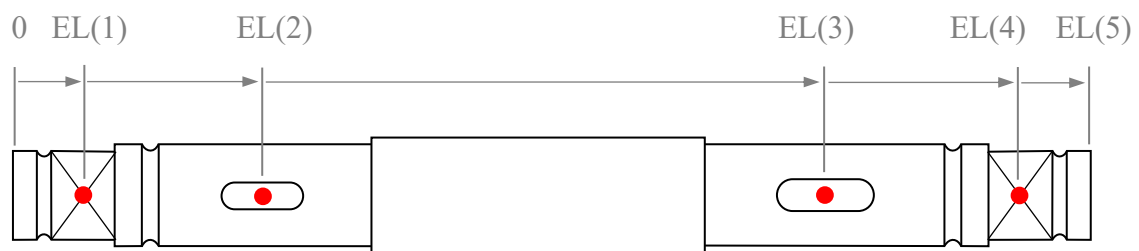
که در آن d قطر محل قرارگیری روی شفت و s پهنای خار فنری است.

طرح اولیه شفت‌ها و فواصل میان قطعات

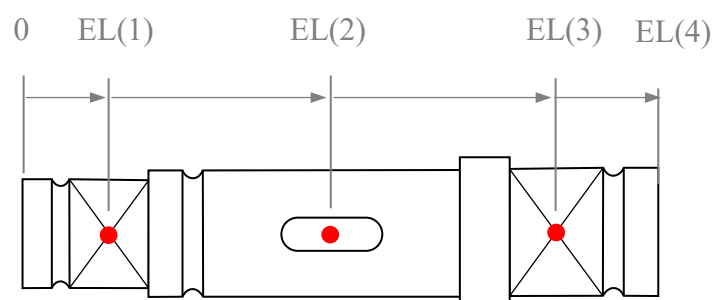
طرح اولیه هر یک از سه شفت به همراه نماد ابعاد طولی محل اعمال نیرو در شکل‌های 6-8 تا 6-10 نمایش داده شده‌است. فاصله محل اعمال نیرو از سمت چپ شفت به علاوه طول نهایی شفت در قالب یک بردار پنج‌مولفه‌ای تحت عنوان «طول‌های تخمینی» ثبت شده و برای محاسبات مربوط به شفت مورد استفاده قرار می‌گیرد.



شکل 6-8- طرح اولیه شفت نخست (شفت ورودی)



شکل 6-9- طرح اولیه شفت دوم (شفت میانی)



شکل 6-10- طرح اولیه شفت سوم (شفت خروجی)

افزون بر بردار طول‌های تخمینی، یک ماتریس ده در شش حاوی مشخصات نقاط ده‌گانه (نقاط تمرکز تنش اولیه) تدوین می‌گردد. این ماتریس به عنوان ماتریس فواصل شفت نامگذاری شده و شش ستون آن که هر یک حامل مشخصات نقاط ده‌گانه است، اطلاعات زیر را دربردارد:

- 1) **ستون اول:** شماره نقاط ده‌گانه به ترتیب از چپ به راست
- 2) **ستون دوم:** راهنمای نوع تمرکز تنش از میان سه نوع تمرکز تنش یادشده
 - عدد 1 نشانگر تمرکز تنش پله
 - عدد 2 نشانگر تمرکز تنش جاخار فنی
 - عدد 3 نشانگر تمرکز تنش جاخار مستطیلی
- 3) **ستون سوم:** فاصله هر نقطه از سمت چپ شفت (مبدأ)
- 4) **ستون چهارم:** راهنمای وجود یا عدم وجود گشتاور پیچشی در آن نقطه
 - عدد 1 به معنای وجود گشتاور پیچشی
 - عدد 0 به معنای نبود گشتاور پیچشی
- 5) **ستون پنجم:** پهنای قطعه منتقل‌کننده توان
 - تنها برای نقاط تمرکز تنش جاخار مستطیلی وجود دارد و برای سایر نقاط برابر صفر است.
- 6) **ستون ششم:** تنش تسلیم قطعه منتقل‌کننده توان
 - تنها برای نقاط تمرکز تنش جاخار مستطیلی وجود دارد و برای سایر نقاط برابر صفر است.

شرح تابع تعیین قطر مقاطع شفت

تابع تعیین قطر مقاطع شفت در قالب یک کد با نام ShaftDiameters تدوین شده است. این تابع ورودی‌هایی را دریافت نموده و با کمترین تعامل میان کاربر، روند محاسبات و تکرارهای مورد نیاز این فاز را طی کرده و در نهایت نتیجه فرایند طراحی را به صورت خروجی‌هایی در اختیار فاز آخر پروژه قرار می‌دهد.

ورودی‌های تابع قطرهای شفت از این قرار هستند:

- راهنمای ابعادی شفت در قالب یک ماتریس ده در شش
- بردار توزیع گشتاور خمشی در شفت
- گشتاور پیچشی شفت
- چینش ابعادی شفت به صورت بردار پنج مولفه‌ای
- ضریب اطمینان مجموعه
- بردار حامل اسامی قطعات سوارشده بر روی شفت

پیش از شروع فرایند سعی و خطا برای تعیین قطر مقاطع شفت توزیع گشتاور پیچشی میان نقاط ده‌گانه شفت اختصاص می‌یابد و به دنبال آن گشتاور پیچشی دامنه و میانه محاسبه می‌شود. سپس برای به دست آوردن تنش حد دوام، ضرایب Marin با توجه به شرایط کاری محاسبه شده و تنها ضریب اندازه نیاز به معین بودن قطر شفت دارد لذا با در نظر گرفتن نقطه پنجم شفت و به کمک یه قطر حدسی، با همگرایی کمتر از یک درصد، حد دوام تخمینی محاسبه خواهد شد.

در مرحله بعد ضرایب تمرکز تنش در سه دسته مجزا به صورت تخمینی و محتاطانه مقداردهی می‌شوند و در نهایت مسیر برنامه وارد حلقه تکرار اساسی می‌گردد. در این حلقه برای هر یک از نقاط ده‌گانه که مستعد تمرکز تنش هستند، با استفاده از ضرایب تمرکز تنش و توزیع‌های گشتاور خمشی و پیچشی، کمینه قطر هر مقطع محاسبه می‌شود. لازم به توضیح است محل وجود جای خارهای مستطیلی و فنری به طور جداگانه ثبت می‌شود تا در تعیین خار از آن‌ها استفاده گردد.

هم‌چنین نقطه تحت اثر بیشینه گشتاور خمشی در طول شفت نیز، نقطه بحرانی محسوب می‌گردد بنابراین در صورتی که این نقطه یکی از نقاط ده‌گانه باشد، صرف نظر می‌شود و در غیر این صورت این نقطه، یاتاقان‌نشین است و باید بررسی گردد. در نهایت قطر این نقاط ده‌گانه به همراه نقطه بیشینه خمش (در صورت متفاوت بودن) به صورت ردیفی در یک جدول به همراه نشانگر نوع تمرکز تنش و نام قطعه سوارشده، به کاربر نمایش داده می‌شود تا وی در قالب یک بردار ده‌مولفه‌ای قطرهای مقاطع را تصحیح کند. پس از تصحیح این قطرها، برنامه یک نسخه کپی از این مقادیر تهیه نموده تا با کمک آن بتواند همگرایی فرایند تکرار را تشخیص دهد و برنامه را از تکرار خارج کند.

در ادامه قطرهای تصحیحی به بخش تعیین خارها منتقل می‌شوند تا خار مناسب مستطیلی برای تثبیت دورانی و خار فنری برای تثبیت محوری قطعات انتخاب شود.

در این قسمت با کمک دو متغیری که محل این دو نوع خار در آن‌ها ثبت گردید و بردار قطرهای تصحیح‌شده، قطر شفت در محل وقوع خار مستطیلی را از میان قطرهای انتخاب نموده و به صورت تمام خودکار پهنا، ارتفاع و کمترین طول مجاز (توصیه‌شده) را از جداول استاندارد [6] استخراج می‌کند. سپس با کمک این اطلاعات، طول خار ناشی از برش و لهیدگی خار با طول کمینه مجاز مقایسه گردیده و بیشینه آنان به عنوان طول خار اعلام می‌شود. هم‌چنین با استفاده از پهنای خار امکان تعیین طول جای خار وجود دارد. این طول جای خار مستطیلی با پهنای قطعه مذکور مقایسه گردیده و در صورت بزرگتر بودن، قطعه نیاز به نافی می‌یابد و لذا برنامه پیغامی بر همین مبنا به کاربر نمایش می‌دهد که در صورت وجود جای کافی برای نصب نافی، مشکلی ایجاد نخواهد شد اما در غیر این صورت می‌بایست در چینش ابعادی شفت تجدید نظر شود.

با تعیین طول جای خار مستطیلی، دو نامزد دیگر برای بحرانی بودن شفت (که پیش از آن قابل تعیین و میزان بحرانی بودن آنان مبهم بود) قابل محاسبه می‌گردند؛ این دو نقطه، نقاط ابتدایی و انتهایی جای خار مستطیلی به سمت میانه شفت هستند. این دو نقطه مجدداً به ابتدای حلقه ارسال نمی‌گردند و تنها قطر حاصل از آنان با قطر محل نشیمنگاه قطعه مقایسه می‌شود که در صورت ایمن بودن روند طراحی ادامه یافته و در صورت بحرانی بودن، کاربر با پیغام هشدار مواجه خواهد شد. با ادامه روند، سه پارامتر خار مستطیلی، به عنوان داده‌های جدید در راهنمای ابعادی شفت ذخیره می‌گردند تا در مدلسازی و تهیه نقشه‌ها از آنان استفاده شود.

پس تعیین ابعاد خار و جای خار مستطیلی، نوبت به محاسبات خار فنری می‌رسد. در این قسمت نیز بر اساس پارامتری که محل نقاط خار فنری را در خود ذخیره کرده است، برنامه قادر خواهد بود از میان بردار قطرهای تصحیحی، قطر محل خار فنری را بیرون بکشد و به کمک آن پهنای جای خار فنری، حداقل فاصله از لبه پله و قطر داخلی جای خار فنری را از جداول استاندارد استخراج نماید. این ابعاد در صورت تایید یعنی مهیا بودن حداقل شرایط لازم برای تراش خار فنری در محل معلوم، در کنار مشخصات خار مستطیلی، درون راهنمای ابعادی شفت، جمع می‌گردند.

بعد از یک مرحله اجرای حلقه، قطرهای تصحیح‌شده به همراه ابعاد جای خارها به ابتدای حلقه ارسال گردیده و این بار با استفاده از آن‌ها، ضرایب تمرکز تنش اصلاح و به‌روز می‌شوند و مجدداً به مسیر تکرار حلقه تزریق خواهند شد. همان‌گونه که بدان اشاره گردید، با همگرایی روند تصحیح قطرها، حلقه تکرار خاتمه می‌یابد.

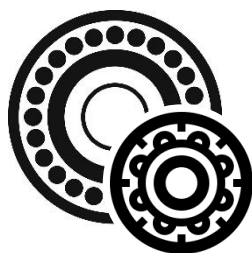
در پایان روند طراحی این قسمت، نهایتاً ضریب اطمینان در حداقل دوازده نقطه بحرانی محاسبه گردیده و در معرض نمایش کاربر قرار می‌گیرد که در صورت رعایت حداقل ضریب اطمینان، روند طراحی با موفقیت خاتمه می‌یابد و درغیراین صورت نقطه یا نقاطی که از لحاظ ضریب ایمنی کمتر از حد مجاز هستند به همراه پیغامی برای بازطراحی یا بازنگری طرح نمایش داده می‌شود.

برنامه برای خروج از حلقه تکرار، قطر نقاط ده‌گانه را یکتا نموده و قطر پله میانی شفت را نیز بدان اضافه می‌کند. در واقع خروجی نهایی تنها شامل قطر پنج مقطع شفت خواهد بود که در قالب یک بردار پنج‌مولفه‌ای به فاز انتخاب یاتاقان ارسال می‌گردد.

نتیجه نهایی فاز چهارم برای طراحی زیرسامانه زنجیر-چرخ زنجیر در جدول 6-1 ثبت شده‌است.

جدول 6-1- ابعاد طولی شفت‌ها

نقاط هشت‌گانه	فاصله نقاط از سمت چپ شفت (میلی‌متر)		
	شفت نخست	شفت دوم	شفت سوم
1	10	10	10
2	20	30	30
3	40	40	40
4	50	52	60
5	65	64	80
6	80	124	90
7	90	148	110
8	110	172	120
طول شفت	120	180	130



5-

فصل پنجم

فاز سوم پروژه

فاز سوم پروژه (طراحی یاتاقان‌های جعبه‌دنده)

یاتاقان‌های مجموعه وظیفه مهار کردن شفت‌های جعبه‌دنده و تحمل نیروهای تکیه‌گاهی را بر عهده دارند. یاتاقان‌ها نیروهای تکیه‌گاهی را در نهایت به شاسی نشیمن‌گاه جعبه‌دنده منتقل می‌کنند. با توجه به این‌که در فاز چهارم پروژه قطر مقاطع مختلف شفت و از جمله قطر محل نشیمن یاتاقان‌ها تعیین شده است، طراحی یاتاقان‌ها از همین قطرها شروع می‌شود.

پیش از شروع طراحی یاتاقان‌ها لازم است تا یاتاقانی که بار محوری را تحمل می‌کند، مشخص گردد. در این مرحله سعی می‌شود یاتاقانی که بار شعاعی کمتری دارد، بار محوری بر آن تحمیل شود مگر اینکه اختلاف قطر یاتاقان‌ها زیاد بوده و بار محوری، اختلاف قابل ملاحظه‌ای میان قطر یاتاقان و قطر محل نشیمن‌گاه آن ایجاد کند. در این صورت منطقی است که بار محوری توسط یاتاقان بزرگتر تحمل شود.

یاتاقانی می‌تواند بار محوری را تحمل کند که در جهت محوری کاملاً به پوسته مقید شده باشد. البته تقید به پوسته شرط کافی نیست. بر تمامی یاتاقان‌ها نمی‌توان بار محوری تحمیل نمود. در یک دسته‌بندی عمده، تنها یاتاقان‌های غلتشی کروی مستعد حمل بار محوری هستند و یاتاقان‌های غلتشی استوانه‌ای از تحمل بار محوری سر باز می‌زنند.

برای شروع کار، تمام یاتاقان‌ها از نوع شیار عمیق انتخاب می‌شوند. در صورتی که مجموعه شش یاتاقانی نتواند قابلیت اطمینان کل مورد نیاز کارفرما را برآورده کند، انتخاب بعدی می‌تواند یاتاقان غلتک استوانه‌ای باشد. یاتاقان‌های غلتکی با این‌که بار محوری تحمل نمی‌کنند (یا بسیار ناچیز تحمل می‌کنند) اما نسبت به یاتاقان ساچمه‌ای معادل خود به علت این‌که سطح تماس بیشتری ایجاد می‌کنند، توانایی بهتری در تحمل بار شعاعی دارند. بنابراین در صورت نیاز استفاده از یاتاقان‌های غلتک استوانه‌ای انتخاب مناسبی برای یاتاقان فاقد بار محوری خواهد بود.

با این تفاسیر در هر شفت حداقل یک یاتاقان شیار عمیق (بنابر درخواست کارفرما) به کار برده می‌شود و یاتاقان دوم می‌تواند شیار عمیق یا غلتک استوانه‌ای انتخاب گردد. شکل متداول هر کدام از یاتاقان‌های نام‌برده در مجموعه استفاده خواهد شد تا دشواری تهیه آن‌ها در بازار کشور کاهش یابد. بنابراین یاتاقان‌های شیار عمیق از سری 02 و یاتاقان‌های غلتک استوانه‌ای از نوع NU سری 2 انتخاب می‌گردند. همچنین مرجع گزینش یاتاقان‌ها از کاتالوگ SKF [4] بوده و نحوه نامگذاری هر یک از یاتاقان‌های مورد استفاده بدین صورت خواهد بود:

deep groove ball bearing seri 02: 62**

cylindrical roller bearing: NU 2** ECP

شرح تابع انتخاب یاتاقان

تابع انتخاب مجموعه یاتاقان‌ها در قالب یک کد با نام BearingSelection تدوین شده‌است. این تابع ورودی‌هایی را دریافت نموده و با کمترین تعامل میان کاربر، روند محاسبات و تکرارهای مورد نیاز این فاز را طی کرده، نتیجه را به وی نمایش داده و پس از تایید او نهایتاً اصل و پایه طراحی جعبه‌دنده به پایان می‌رسد. ورودی‌های تابع انتخاب یاتاقان بدین شرح هستند:

- مجموعه سرعت دورانی‌های هر سه شفت در قالب یک بردار افقی سه مولفه‌ای
- نیروهای تکیه‌گاهی در محل هر یاتاقان بر روی هر سه شفت در قالب یک ماتریس سه در دو
- قطر محل نشیمن‌گاه هر یاتاقان بر روی هر سه شفت در قالب یک ماتریس سه در دو
- راهنمای تعیین نیروی محوری بر روی یک یاتاقان از هر سه شفت در قالب یک ماتریس سه در دو
- نیروی محوری هر سه شفت در قالب یک بردار افقی سه مولفه‌ای

پیش از شروع فرایند سعی و خطا ابتدا از کاربر درخواست می‌شود تا قابلیت اطمینان مجموعه یاتاقان‌های جعبه‌دنده را وارد نماید. پس از آن در طی یک مرحله حلقه تکرار روند انتخاب یاتاقان‌های مناسب انجام خواهد شد.

روند طراحی بدین صورت است که از شفت اول تا شفت سوم به ترتیب هر کدام از یاتاقان‌ها بر مبنای قطر تعیین شده در محل نشیمن‌گاه انتخاب گردیده و میزان قابلیت اطمینان هر کدام در یک ماتریس سه در دو ثبت می‌گردد. اطلاعات لازم یاتاقان‌های مورد نیاز در این جعبه‌دنده از قطر 15 تا 50 میلی‌متر مانند ظرفیت بار دینامیکی، بار استاتیکی، ضریب کاتالوگ SKF (تنها برای یاتاقان‌های شیاری عمیق) و پهنای آنان در قالب جدولی در خارج برنامه ذخیره شده و توسط برنامه در داخل آن مورد استفاده قرار می‌گیرد.

همین‌طور جدول مبنای انتخاب یاتاقان شیاری عمیق (جدول 8 صفحه 315 کاتالوگ SKF) در حین اجرای برنامه بارگیری شده و تعیین بار معادل شعاعی برای یاتاقان‌های حامل بار محوری به صورت خودکار انجام خواهد شد. مبنای تشخیص یاتاقان حامل بار محوری، ماتریس راهنمای دودویی است.

پس تکمیل فرایند انتخاب یاتاقان‌های شیاری عمیق در هر شش جایگاه، قابلیت اطمینان کل مجموعه با قابلیت اطمینان اعلام شده توسط کارفرما مقایسه می‌گردد که در صورت تایید شرایط، فرایند انتخاب یاتاقان‌ها تماماً براساس یاتاقان‌های شیاری عمیق به اتمام می‌رسد و در غیر این صورت برنامه پیشنهاد استفاده از یاتاقان‌های غلتک استوانه‌ای را به کاربر می‌دهد.

در صورت موافقت کاربر برای استفاده از یاتاقان‌های غلتک استوانه‌ای، خط جریان محاسبات تعویض می‌شود. بدین ترتیب که جدول انتخاب یاتاقان‌های غلتک استوانه‌ای وارد مسیر محاسبات می‌گردد و پارامتر a نیز برای یاتاقان‌های استوانه تغییر می‌کند. در غیر این صورت چاره‌ای جز اصلاح قطرهای پیش‌روی کاربر وجود ندارد.

در صورت استفاده از یاتاقان‌های غلتک استوانه‌ای، کاربر می‌بایست آن دسته از یاتاقان‌هایی را که قصد جایگزینی دارد طبق قابلیت‌های اطمینان و راهنمای ظاهر شده با عدد 1 و سایر یاتاقان‌ها را با عدد 0 مشخص کند. با وارد کردن این اطلاعات مسیر برنامه به ابتدای حلقه تکرار می‌رسد که این بار تنها یاتاقان‌های مشخص شده و فاقد بار محوری تحلیل می‌گردند. در صورت برقراری شرط حداقل قابلیت اطمینان مجموعه فرایند تکرار پایان یافته و ترکیبی از یاتاقان‌ها برای جعبه‌دنده انتخاب می‌شود.

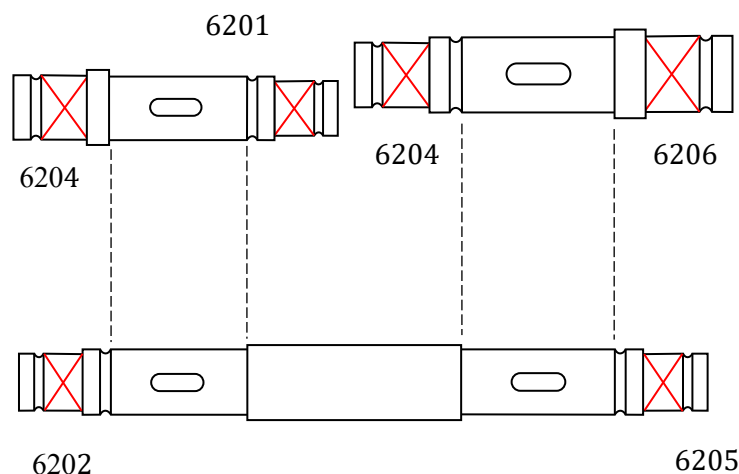
طی چند مرحله آزمایش در هر سه جایگاه مستعد نصب یاتاقان غلتک استوانه‌ای و برآورده نشدن مجدد خواسته کارفرما، برنامه با خواست خود کاربر خاتمه یافته و چاره‌ای جز تغییر در قطرهای مقاطع و بازبینی مجدد طرح وجود نخواهد داشت.

با انتخاب یاتاقان‌ها، بر مبنای پهنای هر یاتاقان، طول شفت و ابعاد آن اصلاح شده و مراحل طراحی شفت تکرار می‌شود و پس از آن یاتاقان‌های انتخابی مجدداً چک می‌گردند.

خروجی های تابع انتخاب یاتاقان به شرح زیر هستند:

- نوع یاتاقان انتخابی در هر شش جایگاه در قالب یک ماتریس رشته‌ای سه در دو
- قابلیت اطمینان هر یاتاقان در قالب یک ماتریس سه در دو

نتیجه نهایی فاز پنجم برای انتخاب یاتاقان‌ها در شکل 7-1 نمایش داده شده است.

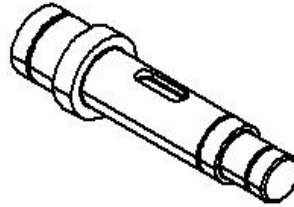
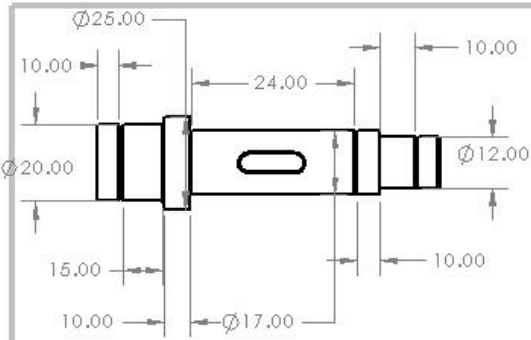


شکل 7-1- مشخصات نهایی یاتاقان‌های مجموعه

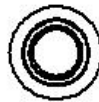
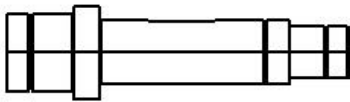
6- فصل ششم خروجی نقشه ها

2

1



B



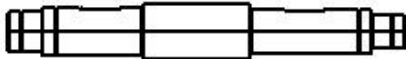
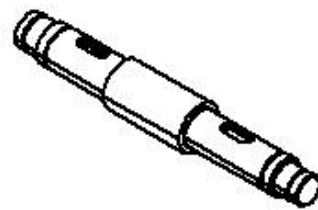
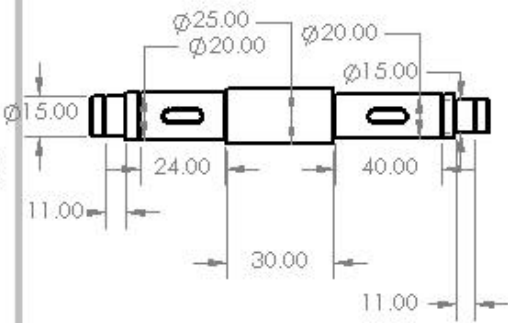
A

PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
THE INFORMATION CONTAINED IN THIS
DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF
<INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY
REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE
WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF
<INSERT COMPANY NAME HERE> IS
PROHIBITED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE	TITLE:
		DIMENSIONS ARE IN INCHES		DRAWN		
		TOLERANCES:		CHECKED		
		FRACTIONAL ±		ENG APPR.		
		ANGULAR: MACH ± BEND ±		ENG APPR.		SIZE DWG. NO. REV
		TWO PLACE DECIMAL ±		Q.A.		
		THREE PLACE DECIMAL ±		COMMENTS:		SCALE: 1:2 WEIGHT: SHEET 1 OF 1
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:				
		MATERIAL:				
		FINISH:				
NEXT ASSY		USED ON				
APPLICATION		DO NOT SCALE DRAWING				

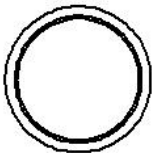
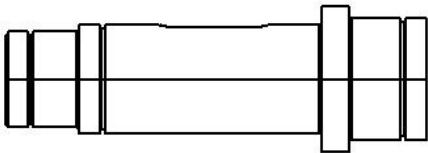
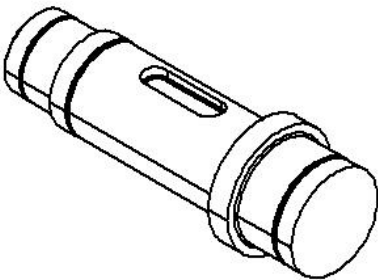
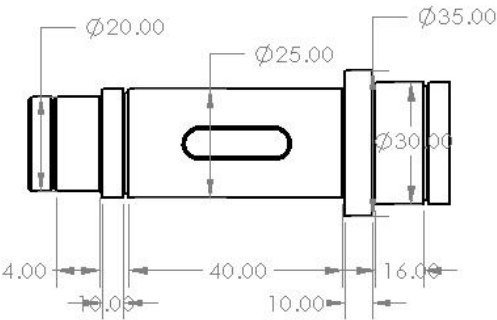
2

1



PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
THE INFORMATION CONTAINED IN THIS
DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF
GSEST COMPANY. ANY REPRODUCTION
IN PART OR AS A WHOLE
WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF
GSEST COMPANY IS PROHIBITED.

			UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE	TITLE:		
			DIMENSIONS ARE IN INCHES FRACTIONS ARE ANGULAR DIMENSIONS TWO PLACE DECIMALS THREE PLACE DECIMALS		DRAWN				
					CHECKED				
					ENG APPR				
					MFG APPR				
			INTERMIT GEOMETRIC FOLLOWING ARE:		Q.A.		SIZE DWG. NO. REV		
			MATERIAL	COMMENTS:					
	NEXT ASSY	ASSEMBLED ON	FINISH				A shaft2		
APPLICATION			DO NOT SCALE DRAWING				SCALE: 1:4 WEIGHT: SHEET 1 OF 1		



PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
THE INFORMATION CONTAINED IN THIS
DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF
CINVEST COMPANY NAME HERE. ANY
REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE
WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF
CINVEST COMPANY NAME HERE IS

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE	
		DIMENSIONS ARE IN INCHES	DRAWN			
		TOLERANCES:	CHECKED			TITLE:
		FRACTIONAL \pm	ENG APPR.			
		ANGULAR: MACH \pm BEND \pm	MFG APPR.			
		TWO PLACE DECIMAL \pm	Q.A.			
		THREE PLACE DECIMAL \pm	COMMENTS:			
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:				SIZE DWG. NO. REV
		MATERIAL				A shaft3
NEXT ASSY	USED ON	FINISH				

