طراحی و بررسی جعبه دنده اپی‌سیکلیک[1] برای رانشگر[2] الکتریکی

تیمیر پاتل، اشتوش دوبی، لوکاواراپو باسکارا رائو[3]

چکیده- این مقاله بر طراحی و بهینه‌سازی چرخ‌دنده سیاره‌ای[4] برای یک خودروی الکتریکی فرمول FSAE تمرکز دارد. تنظیمات مرسوم انتقال کاهش مرحله یکتا یا دوگانه برای خودروی FSAE به علت نسبت قدرت به وزن کم و حجم به وزن بالا بزرگ و غیر اقتصادی است. جعبه دنده‌ی سیاره‌ای بین وزن و توان انتقال یافته تعادل ایجاد می‌کند. فرایند این طراحی یک روند تناوبی برای تعیین ابعاد و مواد بهینه برای جعبه دنده بود. این روش از معادلات استاندارد برای محاسبه دنده و شبیه‌سازی کامپیوتری برای طراحی و مدلسازی CAD برای اجزای مختلف جعبه‌دنده استفاده کرده است. محور انتقال و یاتاقان با استفاده از معادلات نیروی استاندارد طراحی شده‌اند. سیستم روانکاری طبق روش‌های مرسوم انتخاب شده است.

کلمات کلیدی: جعبه‌دنده اپی‌سیکلیک، رانشگر الکتریکی، جعبه‌دنده سیاره‌ای، خودروی الکتریکی فرمول FSAE، طراحی دنده، طراحی محور، روانکاری دنده

1. معرفی

امروزه، از سوخت‌های مرسوم در حال اتمام هستند، و صنعت خودرو مفهوم وسایل نقلیه‌ی الکتریکی را اتخاذ کرده است. جعبه دنده‌های سیاره‌ای در انتقال بهینه‌ی توان در خودروهای الکتریکی در حال مصرف گسترده هستند. این نوع جعبه دنده‌ها فشرده‌اند و نسبت گشتاور[5] به وزن بیشتری در برابر زنجیر چرخ‌دهنده‌ها[6]ی ترکیبی دارند. با بازدهی بیشتر از دنده سری عادی، استفاده از آن‌ها در زمینه اتوماتیو هر روز رایج‌تر می‌شود، به خصوص در موارد وسایل نقلیه الکتریکی فرمول. نیاز به فضای کم و نسبت توان به وزن بالا این جعبه‌دنده‌ها را برتر می‌سازد، به خصوص در مقایسه با جعبه‌دنده کاهشی یگانه دو مرحله‌ای. تنظیمات سیاره‌ای موتورها را در مرکز محور رانش نگه می‌دارد و آرایش پربازده‌تری برای اجزا فراهم می‌کند. نسبت انتقال بالا از قرارگیری نسبتا فشرده‌ی دنده‌ها با استفاده از جعبه دنده سیاره‌ای به جای استفاده از زنجیر چرخ‌دنده ترکیبی به دست می‌آید.

2. هدف

هدف اصلی این سیستم مبادله بین سرعت و گشتاور برای فراهم کردن فشار لازم جهت شتاب دادن به وسیله نقلیه می‌باشد.

---

[1] epicyclic
[2] drivetrain
[3] Timir Patel, Ashutosh Dubey, Lokavarapu Bhaskara Rao
[4] planetary gearbox
[5] torque
[6] gear trains

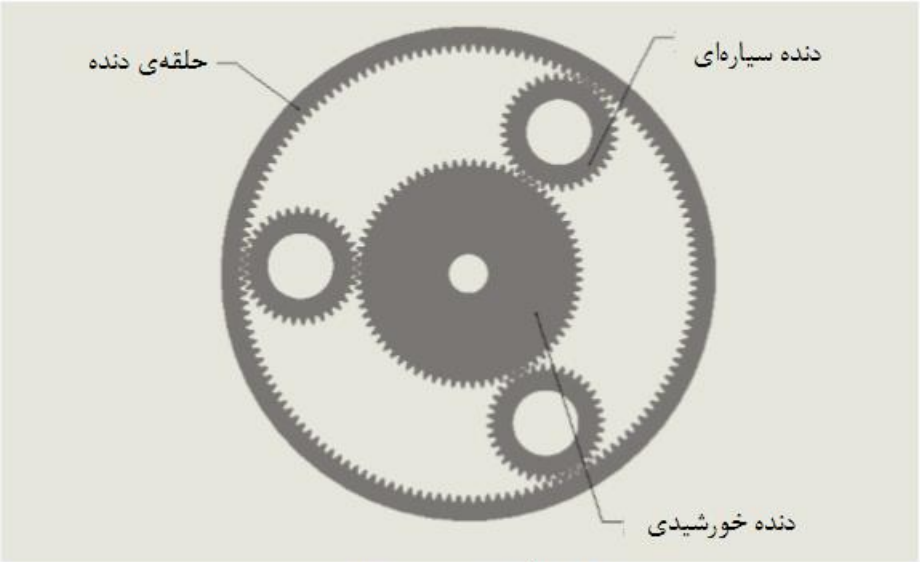
گشتاور فراهم شده توسط موتور برای شتاب دادن به وسیله نقلیه به نرخ لازم کافی نیست و درنتیجه این گشتاور باید افزایش یافته و سرعت کاهش یابد. می‌توان با قرار دادن یک سیستم انتقال موثر بین موتور و دیفرانسیل به این هدف رسید (که نرخ انتقال 1:1 دارد). آرایش دنده‌ها یک سیستم ایده‌آل برای رسیدن به این هدف است. از دنده‌ها در تقریبا تمام سیستم‌های انتقال برای انتقال توان از یک محور به دیگری و اتظیم سرعت و گشتاور استفاده می‌شود. دنده‌ها بازده بالایی دارند و می‌توان آن‌ها را با استفاده از روند ماشین‌کاری ساده ساخت. آرایش متفاوت دنده‌هایی که می‌توان استفاده کرد کاهش دنده تک مرحله‌ای، کاهش چند مرحله‌ای و زنجیر چرخ‌دنده‌ی سیاره‌ای یا اپی‌سیکلیک است. در زنجیر چرخ‌دنده‌ی تک رحله یا چند مرحله‌ای، محورهای دنده ثابت هستند و دنده حول محورهای متناظر می‌گردد. با این حال، در زنجیر چرخ‌دنده سیاره‌ای، محورهای برخی از دنده‌ها ثابت نیستند و حول محور دیگر دنده‌ها می‌گردند. زنجیر چرخ‌دنده سیاره‌ای می‌توان با نرخ انتقال بالایی کار انتقال را انجام دهد و به دنده‌های کوچک در یک فضای فشرده نیاز دارد.

3. روش‌شناسی

در ابتدا، برای آغاز طراحی سیستم انتقال، توان به دست آمده و پارامترهای خروجی موتور را نیاز داریم. موتور استفاده شده در خودروی ما EMRAX 208 است، که یک موتور همزمان 3 فازی AC است که توان بیشینه‌ی 75 kW را تحویل می‌دهد. مقدار گشتاور بیشینه‌ی به دست آمده 120 N-m در 5500 RPM است. سرعت و گشتاور لازم برای رسیدن به شتاب و سرعت مورد نظر محاسبه شده و درنتیجه نسبت انتقال برای سیستم به دست می‌آید. حال، برای انتقال توان به دیفرانسیل قرار داده شده در مرکز محور رانش، از چرخ زنجیر[۷] استفاده می‌شود تا ورودی آن خروجی جعبه دنده باشد. درنتیجه، نسبت انتقال چرخ دنده به دست می‌آید. حال، آرایش جعبه دنده به گونه‌ای است که دنده حلقوی یا دایروی ثابت باشد و دنده خورشیدی به عنوان ورودی و امل به عنوان خروجی مانند شکل 1 استفاده شود. این آرایش را می‌توان برای نسبت دنده 3:1 یا بیشتر استفاده کرد و قرارگیری آن نسبتا ساده است. روند طراحی این دنده‌ها مطابق کتاب داده PSG است و فرمول استفاده شده نیز از این کتاب برداشت شده است. مسئله مهمی که باید به آن توجه کرد این است که دنده سیاره‌ای باید با یاتاقان همراه باشد و درنتیجه دنده سیاره‌ای باید با درنظر گرفتن ابعاد یاتاقان طاحی شده و ابعاد دنده باید طبق آن تنظیم شوند. طبق DIN 3990، ماده‌ی زیر دندانه‌های دنده باید 6-3 برابر مدول[۸] دندانه باشد. شبیه‌سازی‌های کامپیوتری برای اطینان از امنیت این طرح انجام شده‌اند. پس از طراحی دنده، محور انتقال و یاتاقان‌ها انتخاب می‌شوند. یک سیستم روانکاری مناسب انتخاب شد و محفظه نیز طبق آن طراحی می‌شود.

---

[7] chain drive
[8] module



شکل۱. آرایش دنده سیاره‌ای

4. پارامترهای طراحی

موتور استفاده شده EMRAX 208 است که یک موتور همزمان سه فازی AC است که توان بیشینه‌ی 75kW تحویل می‌دهد. گشتاور بیشینه‌ی به دست آمده 120 N-m در 5500 RPM است. حال، با این فرض که وزن (m) خودرو با راننده 320 kg و شعاع چرخ (r) 9 اینچ است، برای رسیدن به سرعت 0-100 km/h یا 0-27.77 m/s در کمتر از 4 ثانیه (که هدف ماست)، شتاب باید برابر مقدار زیر باشد،

$$a = \frac{27.77 - 0}{4} = 6.94\ m/s$$

حال، برای یافتن گشتاور لازم در دیفرانسیل،

درنتیجه، اگر 507.67 N-m در دیفرانسیل نیاز داشته باشیم، نسبت دنده محرک نهایی لازم برابر است با

بیشینه سرعت به RPM وقتی نسبت دنده برابر 4.5 است برابر است با

درنتیجه،

درنتیجه، پارامترهای طراحی سیستم انتقال در جدول 1 نشان داده شده‌اند.

جدول1: پارامترهای طراحی برای سیستم انتقال

گشتاور دیفرانسیل	507.67 N-m
RPM دیفرانسیل	1223 RPM
نسبت محرک نهایی	4.5

حال، نسبت انتقال چرخ زنجیر، که به دیفرانسیل متصل است، برابر 1.5 می‌باشد.

درنتیجه، نسبت انتقال لازم به دریافت از دنده سیاره‌ای باید برابر باشد با،

نسبت جعبه دنده،

درنتیجه، نسبت جعبه دنده طراحی شده 3:1 خواهد بود.

4. طراحی دنده

مواد دنده

فولاد کربن‌دار کروم- نیکل- مولی 18 CrNiMo7-6 معمولا آنیل‌شده[9] به HB 299 (max) تولید می‌شود. این ماده کربن‌دار شده و حرارت‌دیده، مقاومت زیادی دارد و HRC 60-63 می‌باشد و هسته قدرتمندی دارد و مقاومت کشش آن بین 900-1300 MPa در بخش‌های کوچک تا نسبتا بزرگ است. ویژگی‌های این ماده در جدول 2 نشان داده شده است.

کاربرد

میله‌های با وظایف سنگین، بوش کردن[10]، اتصال‌های خستگی[11]، یاتاقان‌ها، دندانه‌های زنجیری[12]، دنده‌ها و میله‌ها و غیره. یا می‌توان برای استفاده در کشش‌های بالا به صورت کربنیزه نشده ولی سخت شده و حرارت دیده استفاده کرد.

جدول2: ویژگی‌های ماده(EN10084-18CrNiMo7)

بررسی شیمیایی معمول

[9] annealed
[10] bushing
[11] wear pins
[12] sprockets

کربن	٪0.18
سیلیکون	٪0.20
منگنز	٪0.70
کروم	٪1.65
نیکل	٪1.55
مولیبدنوم	٪0.30

ویژگی‌های مکانیکی معمول- حرارت دیده در $200\ ^\circ C$					
مقطع	آستانه مقاومت	مقاومت کششی	کشیدگی	اثر Izod	سختی
mm	MPa	MPa	٪	J	HB
25	1050	1295	14	45	380
50	950	1160	15	51	340
100	815	1010	16	53	300

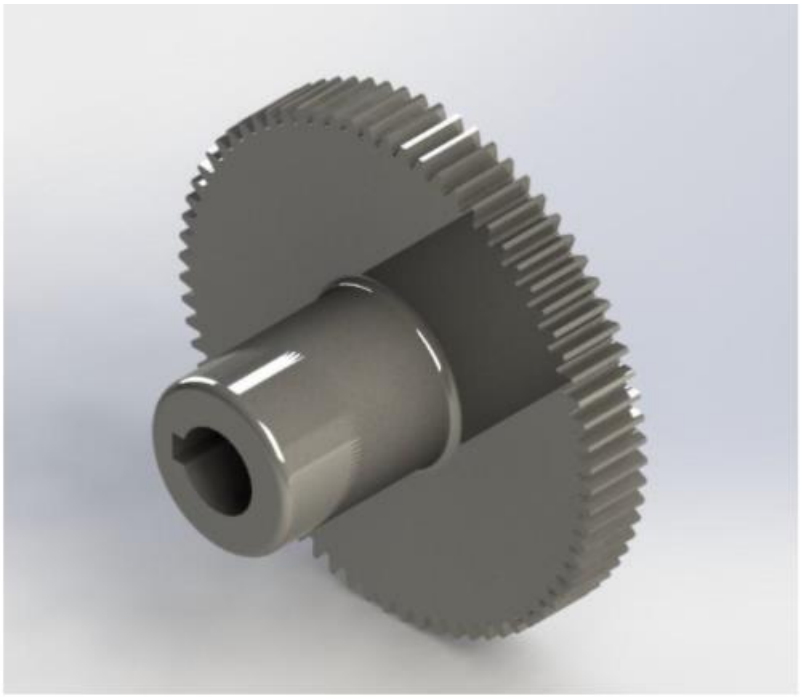
محاسبه دنده

در ابتدا، طبق توصیه AGMA، مدول (m) را 2 mm و تعداد دندانه‌های دنده سیاره‌ای (Z_p) 18 قرار می‌دهیم. چون دنده‌های سیاره‌ای و خورشیدی از مواد یکسانی ساخته شده‌اند، دنده سیاره‌ای عنصر ضعیف‌تر درنظر گرفته شده و تمام طراحی‌ها با درنظر گرفتن آن انجام می‌شوند.

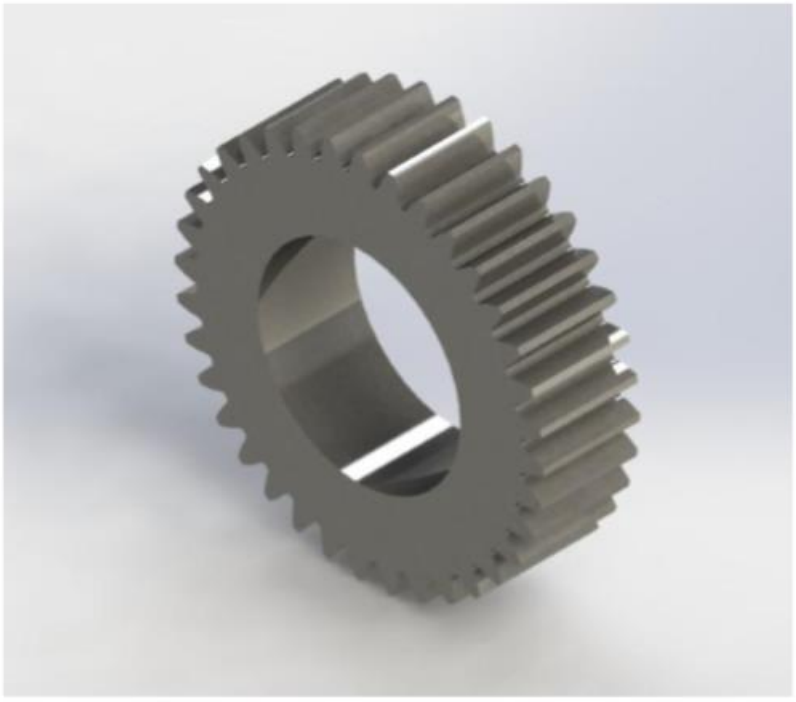
از دو معادله بالا مقادیر نشان داده شده در جدول 3 به دست می‌آید.

جدول3: مقادیر ابعاد دنده

عدد	نوع	تعداد دندانه‌ها	قطر	RPM
.1	سیاره‌ای	36	72	1834
.2	خورشیدی	72	144	5500
.3	حلقه‌ای	144	288	0



شکل2. دنده خورشیدی



شکل3. دنده سیاره‌ای

شکل4. دنده حلقوی

فرایند محاسبات دنده

قدرت نهایی= 1200 MPa

آستانه تحمل= 850MPa

آستانه تحمل سطح= 1500 MPa

توان (P)= بار مماس (F_t)× سرعت خط گام (v)

(3)

سرعت خط گام= $\frac{\pi D_p N_p}{60}$

(4)

RPM سیاره (N_p)=

نسبت سرعت خورشید و سیاره × RPM خورشید (N_p)

(5)

از سه معادله بالا، سرعت خط گام و بار مماس محاسبه می‌شود.

$$F_t = 555.555\ N$$
$$v = 41.469\ m/s$$
$$T = 120\ N - m$$

معادله لوییس[۱۳]

$$F_t = \sigma_w P_c y_p b \quad (6)$$

که در آن:

σ_w تنش مجاز است

P_cگام دایروی است که برابر πضرب در مدول است

y_p فاکنور فرم است که بر اساس شکل دندانه (پیچ $20°$) و تعداد دندانه‌ها است

b پهنای صورت سیاره است

$\sigma_w = \sigma_d \times C_v$ کهC_v= ضریب سرعت

(7)

$\sigma_d = \frac{\sigma_u}{fos}$ که σ_d= قدرت نهایی

(8)

$C_v = \frac{0.75}{0.75+\sqrt{v}}$ برای دقت دنده با v> 20 m/s

(9)

$y_p = 0.154 - \frac{0.912}{Z_p}$ برای دندانه‌های $20\ °$ درگیر

(10)

با استفاده از معادله لوییس، پهنای صورت را می‌توان برای دندانه‌های خورشیدی، سیاره‌ای و حلقوی محاسبه کرد.

قدرت میله (F_s)

[13] Lewis Equation

اگر دندانه دنده را تیر کنسول[14]درنظر بگیریم، می‌توان قدرت آن تحت بار مماس را محاسبه کرد.

$$F_s = \sigma_d P_c y_p b \quad (11)$$

بار دینامیک (F_d)

مجموع بار مماس (F_t) و بار ناشی از حرکت (F_i) است.

$$F_d = F_t + F_i \quad (12)$$

$$F_i = \frac{21v(bc+F_t)}{21v+\sqrt{bc+F_t}}$$

که c ضریب تغییر شکل است

(13)

بار خستگی (F_w)

$$F_w = D_p b Q k \quad (14)$$

ضریب نسبت سرعت $(Q) = \frac{2i}{i+1}$ (15)

ضریب ترکیب $(k) = \frac{(\sigma_{es})^2 sin\emptyset}{1.4}(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g})$ (16)

که σ_{es} حد تحمل سطح است و Φ زاویه فشار است.

E_p و E_g مدول یانگ دنده‌های سیاره‌ای و خورشیدی هستند.

معیار طراحی امن‌تر

1. بار استاتیک (مقاومت میله) باید بیش از بار دینامیک باشد

$$F_s > 1.5F_d$$

2. بار فرسایشی باید بیش از بار دینامیک باشد

$$F_w > F_d$$

توجه:- زمانی که هر دو این معیارها رعایت شود می‌توان طراحی دنده را امن دانست.

[14] cantilever beam

با استفاده از تمام مقادیر ورودی و معادلات بالا، محاسبات طراحی دنده کامل شده و مقادیر خروجی در جدول 4 نشان داده شده‌اند.

جدول4: مقادیر بار محاسبه‌شده

عدد	پارامتر	مقدار
1	بار مماس، F_t	555.555 N
2	پهنای صورت، b	20 mm
3	مقاومت میله، F_s	6467.1569 N
4	بار دینامیک، F_d	3851.541 N
5	بار فرسایشی، F_w	10246.0158 N

6. طراحی شفت[15]

مواد شفت

میان تعداد زیاد فولادهای موجود، فولاد AISI 4340 به علت ترکیب مقاومت مکانیکی بالا، شکل‌پذیری و سختی، استفاده‌ی زیادی دارد. این فولاد در تراکتور و میل‌لنگ هواپیما ، شفت با تحمل بار مکانیکی بالا و عموما وسایل نقلیه استفاده می‌شود.

ماده= AISI 4340

آستانه تحمل، σ_y= 470 MPa

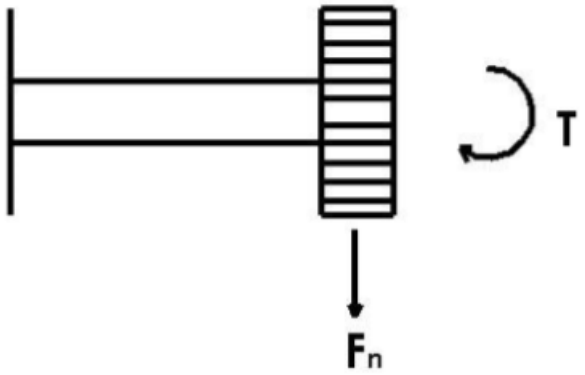
مقاومت مجاز، σ_{allow}= 235 MPa

مقاومت برشی، $\tau = 0.57\ \sigma_y = 267.9\ MPa$

مقاومت برشی مجاز، $\tau_w = \tau/\text{f.o.s}$=133.95 MPa

شفت ورودی

[15] shaft



شکل5. بار عمود و گشتاور وارد بر شفت ورودی

طول شفت (L) باید از پیش مشخص باشد. بارها در شکل 5 نشان داده شده‌اند. معادلات استفاده شده برای محاسبه قطر شفت در زیر آورده شده است.

$$\text{بار مماس}\ , F_t = \frac{\text{گشتاور}\ (T)}{\text{شعاع دنده}} \quad (17)$$

$$\text{بار عمود}\ , F_n = \frac{F_t}{cos\emptyset} \quad (18)$$

$$\text{تکانه خمشی روی شفت}\quad , M = \quad \text{طول}\ \ (L) \times F_n \quad (19)$$

$$\text{گشتاور معادل}\ , T_{eq} = \sqrt{(k_b M)^2 + (k_t T)^2} \quad (20)$$

$$\text{تکانه معادل}\quad , M_{eq} = \frac{1}{2}[(k_b M) + \sqrt{(k_b M)^2 + (k_t T)^2}] \quad (21)$$

در اینجا، k_b و k_t ضرایب ضربه و خستگی برای تکانه خمشی و تکانه پیچشی هستند. با استفاده از مقادیر گشتاور معادل و تکانه معادل، می‌توانیم قطر را با استفاده از معادلات زیر بیابیم.

τ

$$= \frac{Ty}{J} \quad , \quad \text{که} \quad J \tag{22}$$

$= y$ تکانه قطبی اینرسی شفت و

$=$ شعاع شفت

$$T = \frac{\pi \tau d_1^3}{16}$$

(23)

$$\sigma_y = \frac{My}{I} \quad , \quad \text{که} \quad M$$

$=$ تکانه اینرسی مقطع شفت و

$y =$ شعاع شفت

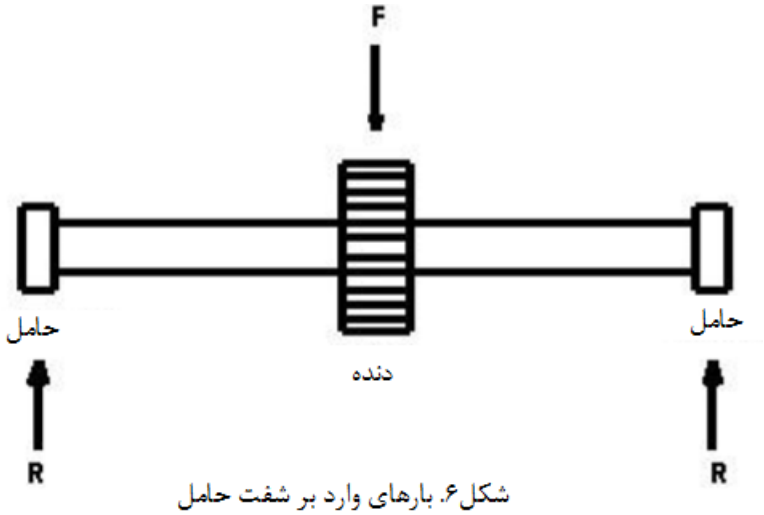
(24)

$$M = \frac{\pi \sigma_y d_2^3}{32}$$

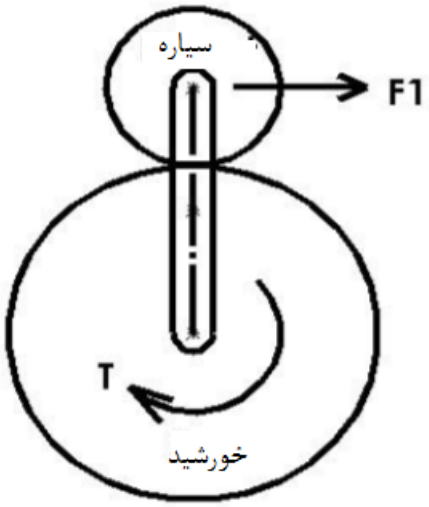
(25)

حال، پس از محاسبه d_1 و d_2، بیشترین آن‌ها به عنوان قطر شفت انتخاب می‌شود.

شفت حامل



شکل۶. بارهای وارد بر شفت حامل



شکل۷. گشتاور وارد بر شفت حامل

بارهای وارد بر شفت حامل در شکل 6 و 7 نشان داده شده‌اند. بار F_1 نشان داده شده در شکل 7 وارد بر شفت حامل را می‌توان با استفاده از این معادله محاسبه کرد.

$$F_1 = \frac{\text{گشتاور وارد بر حامل}}{\text{طول بازو}} \quad (26)$$

نیروی عمودی وارد بر دنده F_n در معادله (18) محاسبه شده است.

$$F = \sqrt{F_1^2 + F_n^2 + 2 \times F_1 \times F_n \times \cos \emptyset} \quad (27)$$

تکانه وارد بر شفت حامل (M)= نیروی واکنش (R) $\times \frac{\text{طول میله}}{2}$

(28)

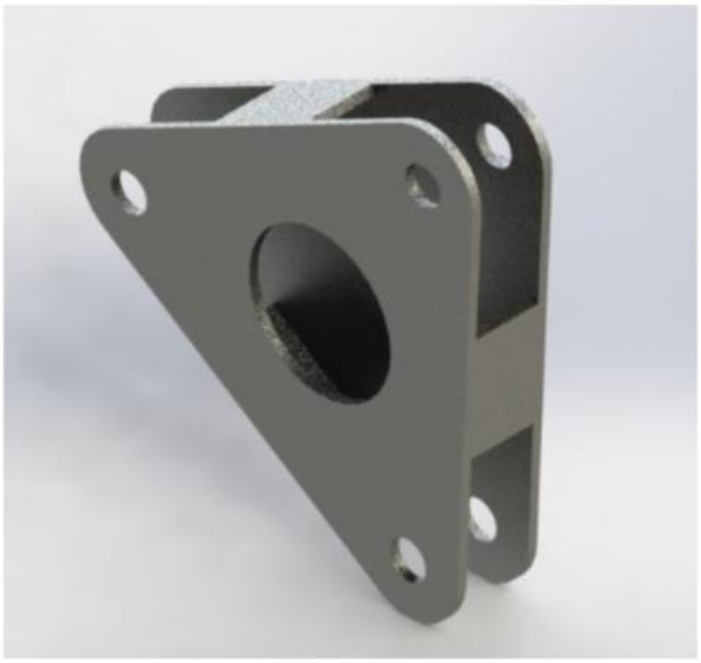
$$\text{گشتاور وارد بر سیاره } (T_p) = \frac{\text{گشتاور وارد بر دنده خورشیدی}}{2} \quad (29)$$

حال، قطر شفت را می‌توان با استفاده از معادلات (20)، (21)، (22)، (23)،(24) و (25) و به دنبال روندی مشابه شفت ورودی محاسبه کرد. برای شفت ورودی متصل به حامل، از معادلات مشابهی استفاده می‌شود. قطر نهایی شفت در جدول 5 داده شده است. شفت حامل و حامل در شکل 8 و 9 نشان داده شده است.

شکل8. شفت حامل

جدول5: قطر شفت

عدد	شفت	قطر کمینه امن
1	ورودی، d_1	25 mm
2	حامل، d_2	20 mm
3	خروجی، d_3	25 mm



شکل9. حامل سیاره‌ای

7. یاتاقان

یاتاقان‌های استفاده شده بین دنده سیاره‌ای و شفت حامل با استفاده از معادلات زیر انتخاب شده‌اند که از کتاب داده PSG برداشته شده‌اند. یاتاقان غلتکی سوزنی در مقایسه با دیگر اعضای خانواده یاتاقان‌ها چندین مزیت دارد. این نوع یاتاقان می‌تواند شفت‌های صلب و بزرگ را کنترل کند و دارای ظرفیت بار بالا در مقایسه با یاتاقان غلتکی OD یا یاتاقان یک ردیفی است. قیمت آن‌ها کمتر از دیگر انواع یاتاقان می‌باشد. یاتاقان غلتکی سوزنی ویژگی‌های غلتشی زیادی در سطح مقطع کوچک ارائه می‌دهد.

بار یاتاقان= بار معادل بر شفت حامل

(30)

N=

سرعت (RPM) دنده سیاره‌ای حول محور آن

(31)

عمر یاتاقان (L_h) طبق زمان لازم تخمین زده می‌شود. برای این مورد، عمر 4000 ساعت است. این عمر به عمر دوران (L) استفاده شده در معادله زیر تبدیل می‌شود.

$$L = 60 \times N \times L_h$$
(32)

مرتبه بار دینامیک (C) با استفاده از فرمول زیر محاسبه می‌شود.

$$C = W \times (\frac{L}{10^6})^{10/3} \quad (33)$$

یاتاقان انتخاب شده بر اساس مقادیر به دست آمده SKF NKIS20 است که در شکل 10 نشان داده شده است. ویژگی‌های یاتاقان غلتکی سوزنی به صورت زیر است:

قطر داخلی= 20 mm، قطر خارجی= 42 mm، ضریب بار دینامیک= 32500 N، قطر= 20 mm.

شکل10. یاتاقان سوزنی غلتکی SKF NKIS20

انتخاب روانکار دنده صنعتی مناسب برای عملکرد بلند مدت پربازده جعبه دنده مهم است. هنگام انتخاب روانکار دنده صنعتی برای هر کاربرد، عوامل زیادی را باید درنظر گرفت. این عوامل در جدول 6 آورده شده‌اند.

جدول6:

عوامل موثر بر انتخاب روانکار دنده صنعتی

ضریب	نیاز
نوع دنده • خار و مخروطی • مارپیچ و مارپیچ مخروطی • هیپوئید • کرمی	غلتش کم، سرعت کم غلتش متوسط، بار متوسط تا زیاد غلتش بالا، بار زیاد غلتش بیش از حد، بار متوسط تا زیاد
بار	جعبه دنده صنعتی با بار زیاد نیاز به روانکار دنده فشار بالا دارد.
شکل سطح	سطح زمخت‌تر نیاز به روغن با ویسکوزیته بالا دارد، می‌توان از روغن با ویسکوزیته کم روی سطح صاف‌تر استفاده کرد.

توان انتقال یافته	با افزایش بار، ویسکوزیته باید افزایش یابد.
سرعت دنده	با افزایش سرعت جعبه دنده، ویسکوزیته باید کاهش یابد.
سازگاری مواد	برخی از انواع افزودنی‌های فشار بالا می‌توانند به فلزات زرد مانند برنج و برنز حمله کنند.
دما	ویسکوزیته روانکار دنده صنعتی باید طبق بالاترین و پایین‌ترین دمای عملیاتی و/یا محیطی انتخاب شود.

انتخاب ویسکوزیته روانکار

روش 1

می‌توانیم ویسکوزیته را با استفاده از معادله زیر محاسبه کنیم.

$$V_{40} = \frac{7000}{\sqrt{V_1}} \quad (34)$$

که، V_{40}= ویسکوزیته سینماتیک در $40°C$، cSt

V_1= سرعت خط گام دنده با پایین‌ترین سرعت، فوت بر دقیقه (*fpm*)

= *0.262 X* سرعت (پینیون *rpm*) *X* قطر پینیون (اینچ)

اگر هیچ خنک‌کننده روغنی روی جعبه دنده صنعتی وجود نداشته باشد، بهترین کار تعیین بیشینه دمای محیط مورد انتظار حین عملیات است و:

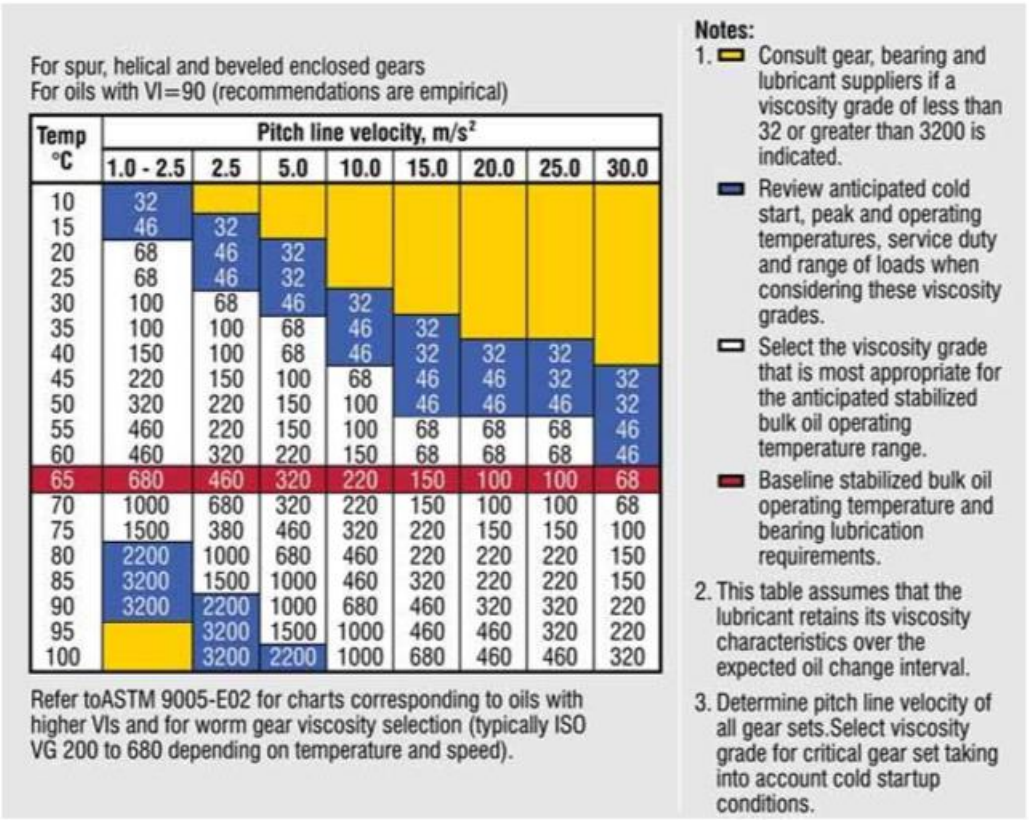
1. افزایش یک سطح ویسکوزیته *ISO* اگر دمای محیط بیش از $95°F(35°C)$ باشد.

2. افزایش دو سطح ویسکوزیته *ISO* اگر دمای محیط از $122°F(50°C)$ بالاتر رود.

روش 2

یک روش مناسب برای تصمیم‌گیری درمورد ویسکوزیته لازم برای جعبه دنده، استاندارد "روانکار دنده صنعتی" *AGMA 9005- E02* (در گذشته AGMA-D94) است. استاندارد AGMA 9005-E02 سطوح ویسکوزیته پیشنهادی برای جعبه دنده صنعتی تحت بارهای عادی در یک محدوده سرعت و دمای محیط را نشان می‌دهد.

شاخص ویسکوزیته محاسبه شده (VI) طبق معادله (34) برابر 76.988 در دمای $40°C$ است و در نمودار شکل 11 در دمای $70°C$ میبینیم که VI برابر 68 است. پس، نهایتا روغن روانکار با شاخص ویسکوزیته 68 انتخاب می‌شود.



For spur, helical and beveled enclosed gears
For oils with VI=90 (recommendations are empirical)

Temp °C	Pitch line velocity, m/s²							
	1.0 - 2.5	2.5	5.0	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0
10	32							
15	46	32						
20	68	46	32					
25	68	46	32					
30	100	68	46	32				
35	100	100	68	46	32			
40	150	100	68	46	32	32	32	
45	220	150	100	68	46	46	32	32
50	320	220	150	100	46	46	46	32
55	460	220	150	100	68	68	68	46
60	460	320	220	150	68	68	68	46
65	680	460	320	220	150	100	100	68
70	1000	680	320	220	150	100	100	68
75	1500	380	460	320	220	150	150	100
80	2200	1000	680	460	220	220	220	150
85	3200	1500	1000	460	320	220	220	150
90	3200	2200	1000	680	460	320	320	220
95		3200	1500	1000	460	460	320	220
100		3200	2200	1000	680	460	460	320

Refer toASTM 9005-E02 for charts corresponding to oils with higher VIs and for worm gear viscosity selection (typically ISO VG 200 to 680 depending on temperature and speed).

Notes:

1. Consult gear, bearing and lubricant suppliers if a viscosity grade of less than 32 or greater than 3200 is indicated.
   - Review anticipated cold start, peak and operating temperatures, service duty and range of loads when considering these viscosity grades.
   - Select the viscosity grade that is most appropriate for the anticipated stabilized bulk oil operating temperature range.
   - Baseline stabilized bulk oil operating temperature and bearing lubrication requirements.
2. This table assumes that the lubricant retains its viscosity characteristics over the expected oil change interval.
3. Determine pitch line velocity of all gear sets.Select viscosity grade for critical gear set taking into account cold startup conditions.

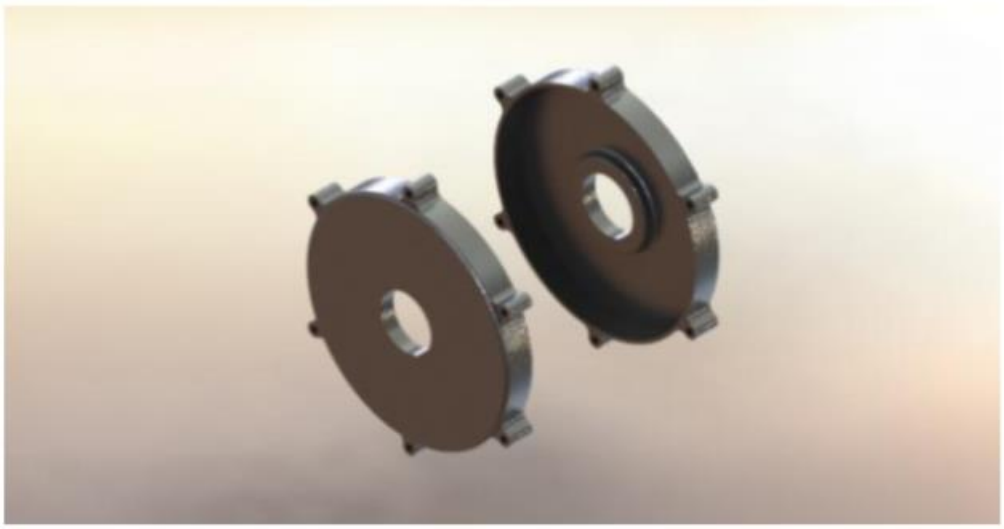
شکل11. چارت شاخص ویسکوزیته

روغن سطح ISO 68 و روغن روانکار od SAE20W برای جعبه دنده ما انتخاب شده و مکانیزم روانکاری سامپ طبق نسبت کاهشی، دمای عملکرد و RPM حامل، برای جعبه دنده انتخاب می‌شود.

9. محفظه جعبه‌دنده

محفظه جعبه‌دنده یک جز انتقالی مهم است. مقاومت محفظه جعبه دنده پارامتر مهمی است که هنگام طراحی باید درنظر داشت. در یک سیستم انتقال قدرت، ارتعاشات تولید شده توسط مش دنده از طریق شفت و یاتاقان به محفظه جعبه دنده انتقال می‌یابد. این محفظه بخش مهمی از جعبه دنده است و از شفت و یاتاقان و درنتیجه بارگذاری دنده محافظت می‌کند. نیازهای اصلی محفظه جعبه دنده صلب بودن و ویژگی دمپ موثر ارتعاشات است. ماده انتخاب شده برای محفظه آلومینیوم است زیرا وزن کمی دارد، قابلیت ماشین‌کاری خوبی دارد و نسبت مقاومت به وزن آن خوب است. با استفاده از شش پیچ به یکدیگر متصل شده و از دنده حلقوی به عنوان چارچوب استفاده ی‌شود. اندازه‌ی این محفظه برابر اندازه دنده حلقوی است و داخل محفظه فضای کافی برای مکانیزم روانکاری وجود دارد. واشر فلنج و درزگیر قابل جایگذاری سیلیکونی با شش سوراخ برای

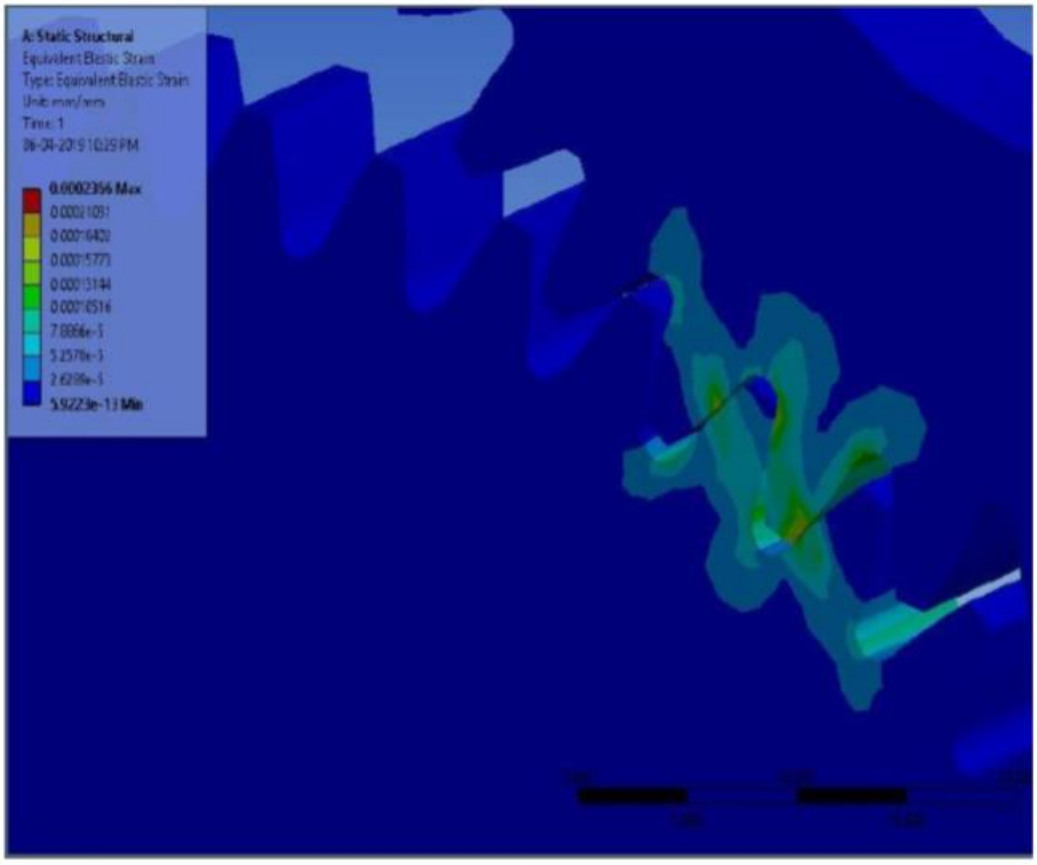
پوشاندن روغن روانکاری استفاده می‌شود، با این حال یک سوراخ کوچک در بالا برای آزاد کردن گازهای تولید شده توسط روغن روانکاری داغ وجود دارد. این محفظه در شکل 12 نشان داده شده است.



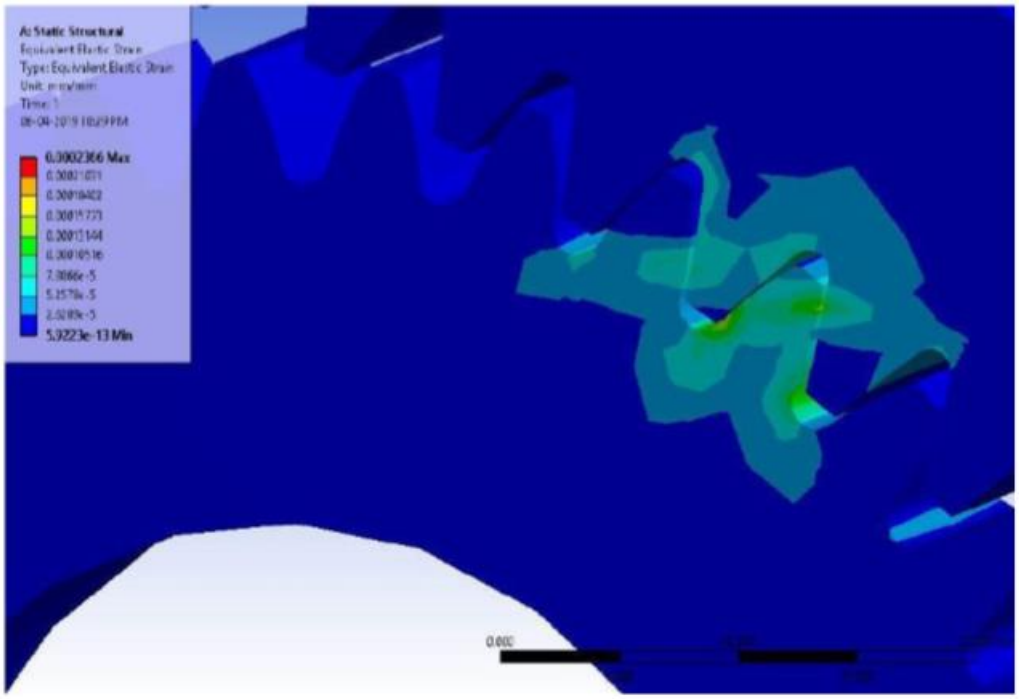
شکل12. محفظه جعبه دنده

مدل‌های CAD برای شبیه‌سازی شرایط عملکرد و فضای ANSYS برای شبیه‌سازی مقاومت ساختاری دنده‌ها استفاده می‌شود. شبیه‌سازی ساختاری استاتیک در ANSYS انتخاب مش‌شود. مدل‌های CAD با استفاده از SOLIDWORKS ساخته می‌شوند. مش استفاده شده در شکل‌های 12 و 16 نشان داده شده‌اند. نتایج در شکل‌های 13، 14، 15 و 17 نشان داده شده است.

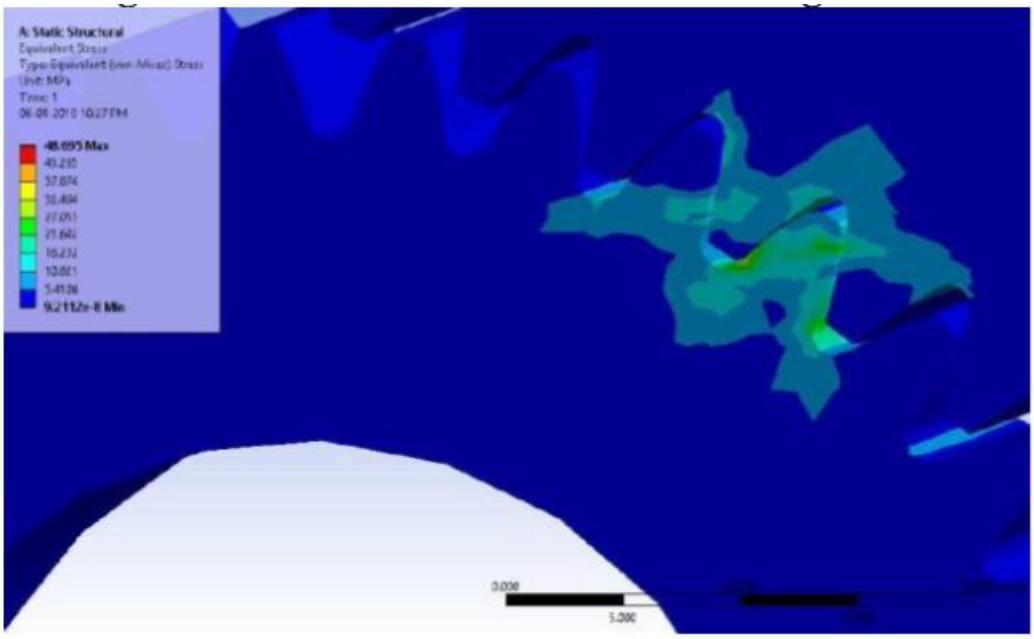
شکل12. مش بین دنده خورشیدی و سیاره‌ای



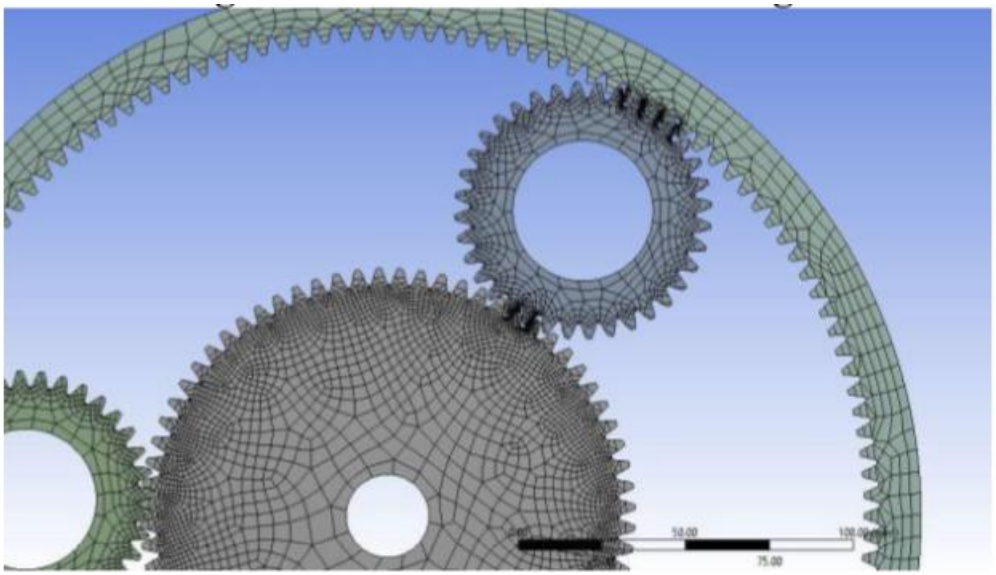
شکل13. تغییر شکل مش خورشیدی و سیاره‌ای



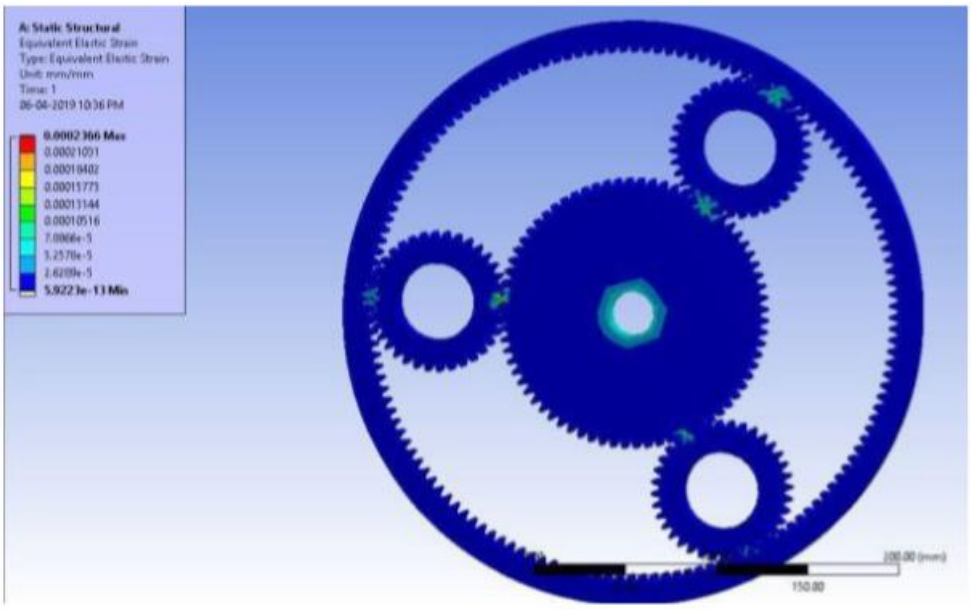
شکل14. تغییر شکل مش سیاره‌ای و حلقوی



شکل15. تنش موجود در سیاره‌ای و حلقوی



شکل16. مش



شکل17. تغییر شکل آرایش دنده سیاره‌ای

11. نتایج و بحث

طبق مشاهدات و شبیه‌سازی‌های بالا، می‌توانیم بگوییم که از یک جعبه دنده اپی‌سیکلیک می‌توان به عنوان راه حل ایده‌آل برای انتقال قدرت به دیفرانسیل برای خودروی فرمول الکتریکی استفاده کرد. جعبه دنده می‌تواند قدرت را به طور موثر انتقال داده و کاهش کافی برای ارضای نیازهای استاتیک و دینامیک خودرو در یک طراحی فشرده فراهم کند.

آنالیز المان محدود انجام شده بر هندسه دنده نشان می‌دهد که دنده‌ها امن بوده و تنش معادل بیشینه بر دندانه دنده از مقدار مجاز تحت شرایط بار بیشینه فراتر نمی‌رود. تنش بیشینه‌ی مشاهده شده که در شکل 15 نشان داده شده حول 48.695 MPa است که پایین‌تر از محدوده مجاز است. تنش معادل بیشینه به مقدار 0.0002366 رشیده که در شکل 14 نشان داده شده است.

ماده‌ی استفاده شده بادوام است و در برابر بار فرسایشی و بار فشرده بر دندانه دنده مقاومت دارد. ماده‌ی استفاده شده در شفت نیز برای بار اعمال شده مناسب است و شفت‌ها به گونه‌ای طراحی شده‌اند که شرایط عملکرد را درنظر می‌گیرند. یاتاقان‌های استفاده شده بر اساس مرتبه بار دینامیک انتخاب شده و برای تحمل تعداد چرخه‌های کافی ماطبق عملکرد طراحی شده‌اند. محفظه از آلیاژ آلومینیوم 6061 برای کاهش وزن کلی جعبه دنده ساخته شده است. حامل با توجه به قابلیت ماشین‌کاری و وزن کاهش یافته طراحی شده است.

دنده‌ها بر اساس معادله لوییس طراحی شده‌اند و از دیدگاه دینامیک و بار فرسایشی چک شده‌اند. مدول در مقدار بهینه نگهداری شده است و تعداد دندانه‌های دنده افزایش یافته‌اند تا یاتاقان را بر دنده سیاره‌ای جای دهند. این کار برای برقراری این شرط انجام شده که قطر سوراخ باید 70٪-60٪ قطر ریشه دنده باشد.

روغن سطح ISO 68 روغن روانکاری od SAE20W انتخاب شده برای جعبه دنده و مکانیزم روانکاری سامپ انتخاب شده برای جعبه دنده طبق نسبت کاهشی، دمای عملکرد و RPM حامل است.

خصوصیات نهایی جعبه دنده در جدول 7 داده شده‌اند. مدل‌های CAD آرایش نهایی جعبه دنده در شکل 18 نشان داده شده است. فضای داخلی جعبه دنده در شکل 19 و 20 نشان داده شده است.

جدول7: ویژگی‌های نهایی

ماده	
دنده‌ها	18CrNiMo7-6 فولاد کربنیزه شده کروم- نیکل- مولی
میله‌ها	فولاد AISI 4340
محفظه	آلیاژ آلومینیوم 6061

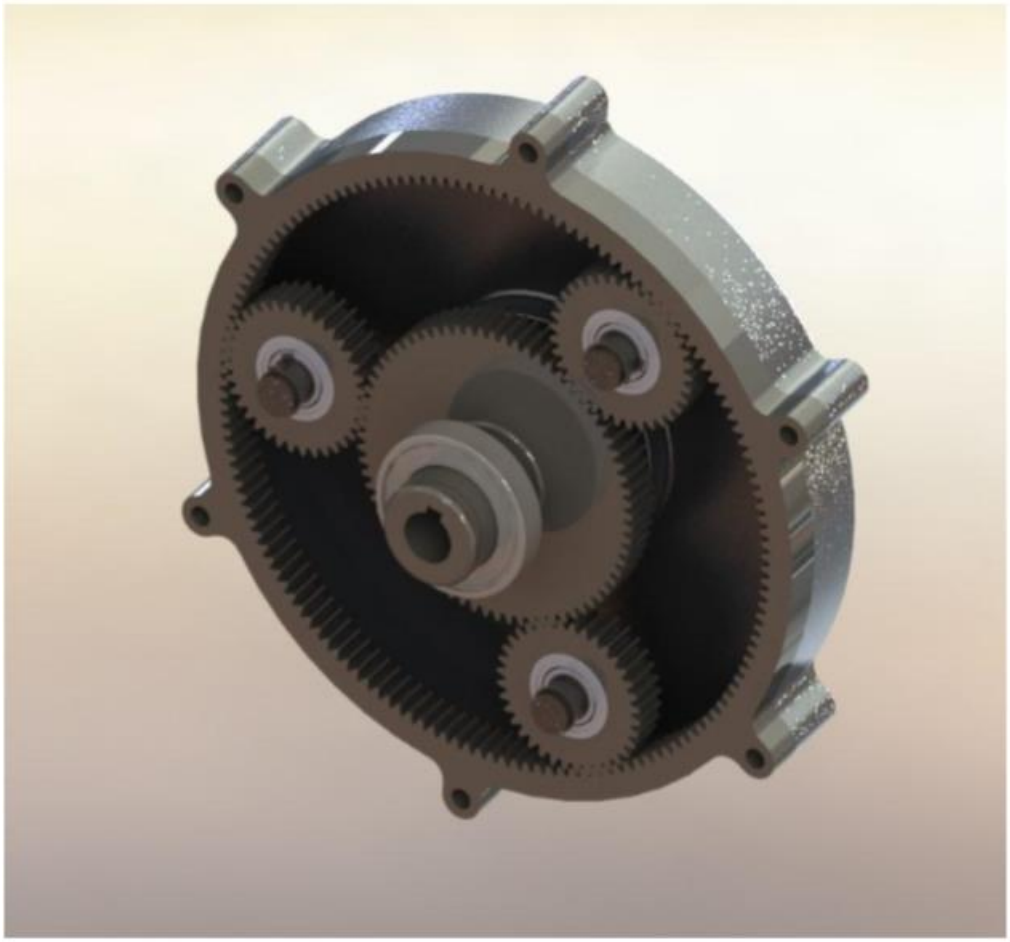
ویژگی‌های دنده	
مدول	2 mm
پهنای صورت	20 mm
دندانه- خورشیدی	72
دندانه- سیاره‌ای	36
دندانه- حلقوی	144
تعداد دنده‌های سیاره‌ای	3

شفت‌ها	
شفت ورودی	SKF 6010-2Z (یاتاقان با شیار عمیق)
شفت حامل	SKF NKIS20(یاتاقان غلتکی سوزنی)
شفت خروجی	SKF 6010-2Z(یاتاقان با شیار عمیق)

12. نتایج

نتیجه‌ی این پروژه یک کاهش دنده اپی‌سیکلیک فشرده است که برای خودروی الکتریکی فرمول طراحی شده است. ما یک روند طراحی تناوبی را طی کردیم و تمام اجزای رانشگر مکانیکی به دقت بررسی شده تا به سبک‌ترین طرح ممکن برسیم. این گزارش پژوهش قابل توجهی برای دورنمای بلند مدت خودروهای فرمول است. در این پروژه جعبه دنده تحت دیدگاه بار فرسایشی و استاتیک طراحی و بررسی شده است و سبک نگه داشتن طرح در حالت بهینه نیز همواره درنظر گرفته شده است. یک مکانیزم روانکاری و روغن روانکاری مناسب نیز همراه با یاتاقان‌های مناسب برای جعبه دنده انتخاب شده است.

شکل18. چیدمان جعبه دنده



شکل19. فضای داخلی جعبه دنده بدون حامل

شکل20. فضای داخلی جعبه دنده