

اصلاح پروفیل چرخنده مارپیچ به منظور کاهش سروصدا

پوریا شیرالی

مهرداد پورسینا*

شیدا محقق

دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه اصفهان، اصفهان، ایران

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه اصفهان، اصفهان، ایران

دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه اصفهان، اصفهان، ایران

چکیده

صدایی که در اثر درگیری چرخنده‌ها ایجاد می‌شود از جمله آلودگی‌های صوتی موجود در صنعت می‌باشد. در پژوهش حاضر به شبیه‌سازی میزان فشار صدای تولیدی یک جفت چرخنده مارپیچ درگیر پرداخته می‌شود. ابتدا توزیع تنش یک جفت چرخنده مارپیچ به کمک نرم‌افزار المان محدود ABAQUS شبیه‌سازی می‌شود. سپس نتایج به دست آمده صحت سنجی و در مراحل بعدی پژوهش مورد استفاده قرار می‌گیرند. پس از آن فشار صدای تولیدی هنگام درگیری دندانه‌های چرخنده مارپیچ مدل‌سازی می‌شود. جهت صحت‌سنجی، میزان فشار صدای تولیدی به کمک رابطه تراز فشار صوت به دست آورده می‌شود و با تراز صدای استاندارد مقایسه می‌گردد. در این پژوهش به منظور کاهش صدای چرخنده‌های مارپیچ درگیر به اصلاح پروفیل دندانه با استفاده از نرم‌افزار Kiss Soft پرداخته می‌شود. اصلاح پروفیل به روش‌های متعددی قابل انجام می‌باشد. در این پژوهش اصلاح پروفیل به دو صورت گرد کردن دندانه و اصلاح چرخنده به روش برش کاری هاب‌زنی انجام می‌گردد. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که اصلاح پروفیل دندانه به روش گرد کردن بهترین نتیجه را از نظر کاهش صدا به همراه دارد.

واژه‌های کلیدی: چرخنده مارپیچ، آکوستیک، تنش، اصلاح پروفیل.

Helical Gear Profiles Modification to Reduce Noise

P. Shirali

M. Poursina

Sh. Mohaghegh

Department of Mechanical Engineering, University of Isfahan, Isfahan, Iran

Department of Mechanical Engineering, University of Isfahan, Isfahan, Iran

Department of Mechanical Engineering, University of Isfahan, Isfahan, Iran

Abstract

The sound is created by gears mesh is an example of sound pollution in industries. In the present study, the sound pressure level of a pair of mesh helical gear is simulated. First stress distribution of a pair of helical gear is simulated by finite element software Abaqus. Then the results are verified and to use in later parts of the study. After the sound pressure level is simulated in mesh of helical gear teeth. To verify, the sound pressure level is achieved by pressure level equation and compared with standard noise level. In this study, the tooth profile of gear is modified to reduce the sound of mesh of helical gears with Kiss Soft software. The profile modification is done in two way tip rounding and generate cylindrical gear with hobbing cutter. The results of the study have shown tooth profile modification by tip rounding is the best result to decrease noise.

Key words: Helical gear, Acoustic, Stress, Profiles Modification.

۱- مقدمه

خطر آسیب به گوش او وجود خواهد داشت. البته این خطر تنها توجه‌کننده‌ی اقدامات صورت گرفته در مورد کنترل سروصدا نیست چرا که در بسیاری از موارد پرهیز از صوت به دلیل خطرساز بودن آن صورت نمی‌گیرد. در مناطقی مثل نزدیکی فرودگاه‌ها با وجود اینکه سروصدا برای سلامتی انسان خطرساز نیست، باز نامطلوب بودن صدا باعث جابجایی مردم از این مناطق به مناطق دیگر می‌گردد [۲].

آکوستیک، علمی در حوزه صدا است که به موضوع ارتعاش و موج می‌پردازد و در اغلب مباحث فیزیک و مکانیک به‌طور مستقیم وارد می‌گردد. درواقع وقتی به یک جسم جامد ضربه‌ای وارد می‌شود، باعث ارتعاش مولکول‌های هوا و در نتیجه ایجاد صوت می‌گردد. معمولاً مسائل آکوستیک^۱ را برحسب نوع منبع ایجاد کننده

انسان همواره به دنبال برآورده کردن نیازهای خود با سرعت و دقت بیشتری بوده است و این تمایل به مرور زمان باعث گسترش صنایع شده است. با پیشرفت صنایع، انسان با پیشامدی به عنوان آلودگی صوتی روبرو شد که تأثیر فراوانی روی زندگی بشر گذاشت و منجر به صدور بیانیه‌هایی گردید. از جمله می‌توان به بیانیه والش-هیلی در سال ۱۹۶۹ در مورد کنترل آلودگی صوتی اشاره کرد که این ابلاغیه در سال ۱۹۸۳ پایه‌گذار اولین آیین‌نامه در مورد صدا در محیط کار شد. بر اساس این بیانیه شدت صدای موجود در یک محیط صنعتی باید از یک مقدار ثابت، معمولاً ۹۰ دسی‌بل برای ۸ ساعت کار در روز، کمتر باشد؛ در غیر این صورت کارکنان باید از وسایل محافظ شنوایی استفاده نمایند [۱].

هنگامی که فردی تحت اثر صدایی بیشتر از حد مجاز قرار گیرد

¹ Acoustic

صدا به دو قسمت تقسیم می‌کنند. دسته اول مسائل ایروآکوستیک^۱ است که در آن صدا توسط اغتشاشات ایجاد شده در هوا تولید می‌شود. از جمله مسائل ایروآکوستیک می‌توان به صدای ناشی از فن‌ها اشاره نمود. دسته دوم را مسائل ویبروآکوستیک^۲ تشکیل می‌دهند؛ که در آن‌ها ارتعاش یک سازه به‌صورت موج صوتی در هوا پراکنده می‌گردد [۳].

طی دهه‌های اخیر صدای جعبه‌دنده‌ها بسیار مورد توجه قرار گرفته است. این صدا از دندانه‌های درگیر چرخ‌دنده‌ها، هنگامی که نیرو و حرکت از یک دندانه به دندانه دیگر منتقل می‌شود، سرچشمه می‌گیرد. محققان تأثیر تغییرات نسبت تماس دندانه‌های چرخ‌دنده بر روی صدا و تراز فشار صوت^۳ تولید شده هنگام درگیری چرخ‌دنده‌ها را بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که کاهش یا افزایش نسبت تماس چرخ‌دنده باعث تغییر صدای ایجاد شده می‌گردد [۴ و ۵].

پژوهشگران همچنین با اصلاح پروفیل دندانه‌های چرخ‌دنده و تغییر شرایط مرزی باعث کاهش صدای ایجاد شده هنگام درگیری چرخ‌دنده‌ها شدند. رابرت هون بر مسئله کاهش صدا و افزایش کارایی چرخ‌دنده هنگام بارگذاری متمرکز شد و به این نتیجه رسید عامل اصلی صدا در چرخ‌دنده‌ها، درگیری دو دندانه می‌باشد. او با تغییر شکل جناحین دندانه چرخ‌دنده توانست ظرفیت تحمل بار را بالا ببرد و تحریک صدا را کمینه کند و این کار باعث تغییر زیادی در شکل و اندازه چرخ‌دنده شد [۶ و ۷].

مراجع [۸ و ۹] با اصلاح پروفیل چرخ‌دنده از جمله اصلاح نوک و ریشه دندانه باعث کاهش ارتعاش و در نتیجه کاهش صدای چرخ‌دنده شدند.

تا کنون اکثر پژوهش‌های انجام شده در زمینه آکوستیک به صورت تجربی بوده است و کمتر کاری به صورت شبیه‌سازی در این زمینه انجام شده است. بنابراین به دلیل اهمیت صدای تولید شده هنگام درگیری چرخ‌دنده‌ها و همچنین پر هزینه بودن انجام آزمایش‌های آکوستیک، در این پژوهش به شبیه‌سازی تنش و سپس آکوستیک یک سیستم چرخ‌دنده‌ای مارپیچ پرداخته می‌شود. سپس با استفاده از شبیه‌سازی آکوستیک، میزان صدای انتشار یافته توسط چرخ‌دنده تخمین زده می‌شود. پس از آن تأثیر اصلاح پروفیل دندانه روی صدای چرخ‌دنده و تنش مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۲- شبیه‌سازی توزیع تنش در چرخ‌دنده‌های مارپیچ درگیر

در یک جعبه‌دنده از انواع چرخ‌دنده‌ها مانند ساده و مارپیچ استفاده می‌شود. در پژوهش حاضر یک جفت چرخ‌دنده مارپیچ بدون در نظر گرفتن نوع یاتاقان بندی برای توزیع تنش و میزان صدای تولیدی مورد بررسی قرار می‌گیرد.

از آنجایی که چرخ‌دنده از قطعات مهم و اساسی در سیستم انتقال قدرت به‌خصوص در جعبه‌دنده به شمار می‌آید، تخمین تنش

در طراحی چرخ‌دنده از اهمیت بالایی برخوردار است. به این علت، در اولین قدم از پژوهش حاضر به شبیه‌سازی توزیع تنش در دندانه‌های یک جفت چرخ‌دنده مارپیچ درگیر پرداخته می‌شود. هدف از این کار استفاده از توزیع تنش به‌دست آمده در مراحل بعد پژوهش می‌باشد. به این علت که هندسه و نوع پروفیل چرخ‌دنده مارپیچ برای انجام اصلاح پروفیل دندانه دارای اهمیت است، از نرم‌افزار Inventor برای رسم شکل هندسی چرخ‌دنده‌ها استفاده شده است. پس از رسم هندسه چرخ‌دنده‌های مارپیچ در محیط نرم‌افزار Inventor، چرخ‌دنده‌ها برای تحلیل تنش به محیط ABAQUS انتقال داده می‌شوند. به سبب موانعی نبودن نیروهای وارد بر دندانه‌ها با محور چرخش در چرخ‌دنده‌های مارپیچ و ایجاد تنش در طول دندانه‌های درگیر، آنالیز تنش به صورت سه بعدی انجام می‌شود و نوع المان انتخاب شده بر پایه‌ی تنش سه بعدی است.

به سبب گشتاور وارد بر چرخ‌دنده محرک و تغییر سرعت چرخ‌دنده رانده شده، تحلیل به کار رفته برای سیستم از نوع دینامیکی می‌باشد. الگوریتم انتخاب شده برای حل دینامیکی از نوع حلگر Explicit است، زیرا زمان حل Explicit نسبت به Implicit کمتر و باصرفه‌تر است.

هنگامی که دو سطح با هم در تماس باشند و سپس از هم جدا شوند، نیروی تماسی در محل درگیری دارای دو مؤلفه قائم و مماسی می‌باشد. دو دندانه درگیر نیز از این قانون پیروی می‌کنند. بنابراین برای مؤلفه قائم نیروی درگیری دو دندانه باید از ویژگی تماس سخت^۴ استفاده کرد و برای مؤلفه مماسی نیاز به تعریف تماس ضربه‌ای^۵ با ضریب اصطکاک معین می‌باشد. در این پژوهش به علت در نظر گرفتن شرایط ایده‌آل از اصطکاک صرف‌نظر شده است. در نظر گرفتن تنها ویژگی تماسی از نوع سخت و صرف‌نظر کردن از نیروی تماسی مماسی، از لغزش و فرورفتگی سطح دندانه‌های درگیر در یکدیگر جلوگیری می‌کند.

برای اینکه هر چرخ‌دنده به نقطه‌ای از مرکز محور دوران مقید شود، از قید کوپلینگ استفاده می‌گردد. همچنین به علت گردش هر چرخ‌دنده به دور محور خود، دو مختصات محلی در مرکز هر چرخ‌دنده تعریف شده است. برای تعریف بارگذاری، یک گشتاور در مرکز پینیون به اندازه ۱۵۰ Nm وارد می‌شود. شرایط مرزی نیز به این صورت است که ابتدا از حرکت انتقالی چرخ‌دنده‌ها در سه جهت X، Y و Z و سپس از چرخش در راستای X و Y جلوگیری می‌شود.

برای المان‌بندی از نوع المان مکعبی استفاده می‌گردد. از مزیت این نوع المان‌بندی نسبت به هرمی کاهش میزان المان‌های به‌کار رفته در چرخ‌دنده‌ها می‌باشد که در نتیجه آن زمان حل کاهش می‌یابد. به خاطر کاهش زمان حل، میزان مش در دندانه‌ها نسبت به بدنه چرخ‌دنده متفاوت و مقدار آن در دندانه‌ها ریزتر است؛ زیرا اندازه المان در بدنه‌ی چرخ‌دنده‌ها تأثیر چندانی بر روی نتایج ندارد. در شکل ۱ چرخ‌دنده‌های المان بندی شده در نرم‌افزار ABAQUS نشان داده شده است. برای این منظور از یک جفت چرخ‌دنده مارپیچ با مشخصات جدول ۱ استفاده گردیده است.

⁴ Hard Contact

⁵ Penalty Contact

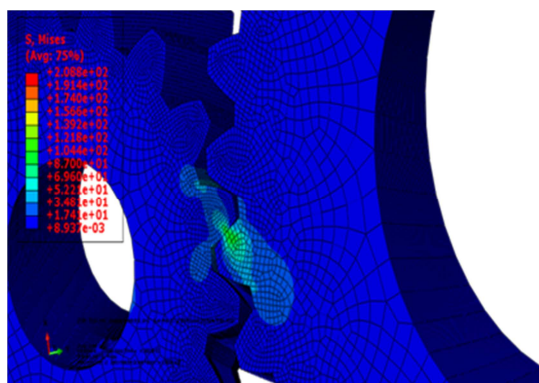
¹ Aero-acoustic

² Vibro-acoustic

³ Sound Pressure Level

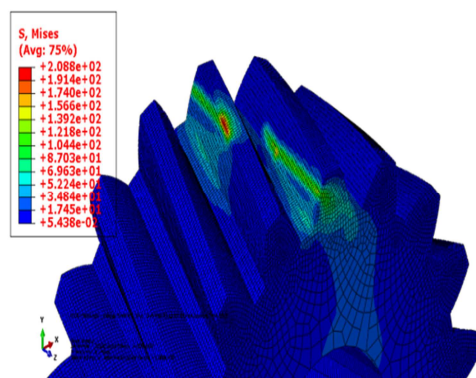
به دست آمده است.

شکل ۳ توزیع تنش در دندانه‌های چرخدنده‌های درگیر را نشان می‌دهد. با دقت در این شکل مشاهده می‌شود که بیشینه تنش ون-میزز به دست آمده از شبیه‌سازی در یک جفت چرخدنده‌ی مارپیچ درگیر ۲۰۸ MPa می‌باشد. جهت صحت‌سنجی، توزیع تنش پژوهش حاضر با مرجع [۱۱] مقایسه گردیده است. طبق این مرجع تنش یک جفت چرخدنده مارپیچ مطابق داده‌های جدول ۱، برابر با ۲۱۰ MPa به دست آمده است. بنابراین تنش حاصل شده در پژوهش حاضر و مرجع فوق حدود یک درصد خطا دارد.



شکل ۳- تنش در دندانه‌های چرخدنده‌های درگیر

شکل ۴ نحوه‌ی توزیع تنش در دندانه پینیون را نشان داده است. تماس اولیه در چرخدنده مارپیچ از یک نقطه آغاز و با بیشتر شدن درگیری دندانه‌ها، نقطه تماس به صورت یک خط و در جهت زاویه مارپیچ در امتداد رویه‌ی دندانه ایجاد می‌شود. بر این اساس توزیع تنش در دندانه درگیر پینیون از محل برخورد دو دندانه به صورت نقطه‌ای در نوک دندانه آغاز می‌شود و به صورت خطی در دندانه رشد می‌کند و تا جایی که دندانه‌های درگیر از هم جدا شوند، ادامه می‌یابد. نیروی وارد بر دندانه‌ها سبب ایجاد تنش خمشی در ریشه دندانه می‌شود که میزان تنش خمشی ایجاد شده در این چرخدنده برابر ۷۸ MPa به دست آمده است.

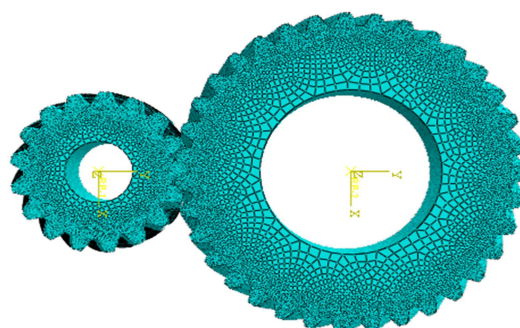


شکل ۴- تنش در دندانه‌های پینیون

همچنین میزان تنش تماسی هرتز به صورت تئوری بر اساس مرجع [۱۲] و مطابق رابطه زیر برابر با ۳۷۱ MPa تخمین زده شده است و بر اساس نتایج شبیه‌سازی مقدار این تنش برابر با ۳۷۱ MPa

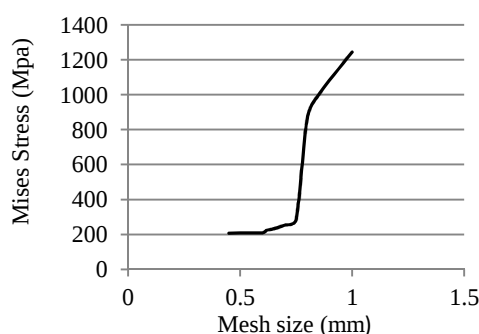
جدول ۱- مشخصات چرخدنده مارپیچ

چرخدنده	پینیون	
۱۵۴/۵	۷۷/۸	قطر خارجی (mm)
۲۰۶	۲۰۶	مدول الاستیسیته (GPa)
۴۰	۴۰	پهنای دندانه (mm)
۰/۲۹	۰/۲۹	ضریب پواسون
۴	۴	مدول نرمال (mm)
۳۵	۱۷	تعداد دندانه
۲۰		زاویه فشار (deg)
۲۰		زاویه مارپیچ (deg)
۲/۱۵		نسبت تماس
۱۵۰		گشتاور (Nm)
۷۸۰۰		جرم حجمی (kg/m ³)



شکل ۱- مدل‌سازی چرخدنده مارپیچ در ABAQUS

پس از انجام مدل‌سازی چرخدنده، تحلیل dynamic-Explicit انجام گرفت. جهت همگرا شدن نتایج شبیه‌سازی، اندازه المان‌ها در چند مرحله کوچک می‌گردد تا دیگر در جواب‌های به دست آمده تغییری به وجود نیاید. در شکل ۲ نمودار همگرایی تنش میز چرخدنده نشان داده شده است.



شکل ۲- نمودار همگرایی تنش میز

بر اساس شکل ۲ با کوچک شدن اندازه‌ی مش دندانه‌ها از میزان تنش کاسته شده است تا جایی که نزدیک حدود ۰/۶ میلی‌متر و کمتر از آن شیب نمودار تقریباً ثابت مانده است. این همگرا شدن تنش صحتی بر نتیجه به دست آمده می‌باشد؛ در نتیجه اندازه المان مش‌بندی ۰/۶ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. پس از انجام مرحله ی همگرایی، توزیع تنش روی دندانه‌های چرخدنده و پینیون

۳۴۶ به دست آمده است. در این صورت میزان خطا ۷ درصد می باشد.

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F l d_p K_v}} \quad (1)$$

در رابطه فوق، C_p ضریب کشسان می باشد و برای تماس فولاد با فولاد برابر $\sqrt{MPa}$ ۱۹۱ در نظر گرفته می شود، K_v ضریب پویایی است و برابر 0.85 ، I نیز ضریب هندسی است و برابر 0.2 در نظر گرفته می شود.

نیروی مماسی، W_t ، در چرخنده مارپیچ بر حسب گشتاور چرخنده، T ، زاویه مارپیچ، ψ ، مدول نرمال، m_n ، و تعداد دندان پینیون، N ، به صورت زیر تعریف می شود:

$$W_t = \frac{2 T \cos \psi}{m_n N} \quad (2)$$

پس از اطمینان از قسمت شبیه سازی تنش در مرحله قبل، اکنون شبیه سازی توزیع صدا در چرخنده های مارپیچ انجام می شود. از آنجا که صوت از ارتعاش ذرات محیط آکوستیک ایجاد می شود، باید از حلگر دینامیکی استفاده نمود. برای نمایش انتشار صوت در محیط ABAQUS نیازمند تعریف هوای اطراف چرخنده می باشد. برای این کار یک صفحه مستطیلی به گونه ای تعریف می شود که کل چرخنده مارپیچ را در برگیرد. برای تعریف خواص هوا، چگالی آن 1.2 kg/m^3 و مدول بالک آن Pa ۱۳۷۰۰۰ در نظر گرفته می شود. میزان سرعت انتشار صوت در هوا 340 m/s فرض شده است. این سرعت با فرض گسترش امواج آکوستیک به صورت آدیاباتیک در نظر گرفته می شود.

ABAQUS با استفاده از حل معادله (۳) میزان انتشار فشار صوت در محیط آکوستیکی را به دست می آورد [۱۳].

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \gamma(x, \theta_i) u^f + \rho_f(x, \theta_i) u^f = 0 \quad (3)$$

در رابطه (۳)، u تغییر مکان المان هوا، ρ_f چگالی هوا، γ نسبت گرمای ویژه گاز و p فشار هوا در المان می باشد که بر حسب مدول توده ای در آنتروپی ثابت، K_f ، از رابطه زیر به دست می آید [۱۳].

$$p = -K_f(x, \theta_i) \frac{\partial u^f}{\partial x} \quad (4)$$

در شبیه سازی آکوستیک با استفاده از ABAQUS دو شرط مرزی: سطح مشترک سیال- جامد و تابشی وجود دارد.

در بسیاری از مسائل آکوستیک زمانی که یک سیال با سازه جامد در اثر متقابل باشد شرط مرزی در سطح مشترک سیال- جامد به وجود می آید. در چنین شرط مرزی بر اساس قانون پیوستگی فرض می شود که جابجایی سیال و جامد در مرز مشترک و در راستای عمود بر فصل مشترکشان مقدار یکسانی داشته باشد، به عبارت دیگر:

$$n \cdot u^f = n \cdot u^m \quad (5)$$

در رابطه (۵)، u^f نشان دهنده جابجایی سیال و u^m نشان دهنده جابجایی جامد است. بنابراین در صورت وجود درگ حجمی، τ ، می توان چنین نوشت [۱۳]:

$$T(x) \equiv n \cdot u^m + \frac{\tau}{\rho} u^m \quad (6)$$

عموماً در کاربردهای عملی از ترم ناشی از درگ حجمی در مقایسه با اینرسی سیال صرف نظر می شود. از این رو در مسائل گذرا معمولاً از آن صرف نظر می شود و بنابراین کشش برابر با رابطه زیر است:

$$T(x) \equiv n \cdot \ddot{u}^m \quad (7)$$

در بسیاری از مسائل خارجی، محیط آن چنان از ناحیه مورد مطالعه وسیع تر است که می توان آن را به صورت محیطی نامحدود در نظر گرفت. در چنین شرایطی بسیار مناسب است که به جای شبکه بندی حجم زیادی از محیط، با حذف این محیط تنها اثرات آن به ناحیه تحت مطالعه بررسی گردد. این شرایط مرزی، شرایط مرزی تابشی نامیده می شود.

برای شبیه سازی چنین مرزی از امپدانس صوتی استفاده می شود. بنابراین بردار کشش در مرز به صورت زیر خواهد بود [۱۳].

$$T(x) = -\left(\frac{1}{C_1} \dot{p} + \frac{1}{a_1} p\right) \quad (8)$$

که در این رابطه:

$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{\sqrt{\rho_f K_f}} \quad (9)$$

$$\frac{1}{a_1} = \frac{\tau}{2 \rho_f \sqrt{\rho_f K_f}} + \frac{1}{2 \rho_f r_1} \quad (10)$$

r_1 بسته به شکل هندسی شعاع مرز را نشان می دهد.

با استفاده از تئوری گرین می توان فرم ضعیف معادله حرکت صوت را در محیط آکوستیکی به صورت زیر بازنویسی کرد [۱۳].

$$\int_{v_f} \left[\delta P \left(\frac{\ddot{p}}{K_f} + \frac{\tau}{\rho_f K_f} \dot{p} \right) + \frac{1}{\rho_f} \frac{\partial \delta p}{\partial x} \frac{\partial p}{\partial x} \right] dv - \int_s \delta P \left(\frac{1}{p} n \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) ds = 0 \quad (11)$$

همان گونه که اشاره شد در مسائلی که کاربردهای عملی دارند، درگ حجمی نسبت به اینرسی سیال در تجزیه و تحلیل گذرا خیلی کوچک فرض می شود. در این شرایط از سرعت سطح صرف نظر و تنها شتاب سطح تحریک هوا در نظر گرفته می شود. در نتیجه با استفاده از این فرضیات انتگرال سطح ریلی برابر خواهد شد با [۱۳]:

$$M_f^{PQ} \ddot{p}^Q + C_{fr}^{PQ} \dot{p}^Q + (K_f^{PQ} + K_{fi}^{PQ}) p^Q - S_{fs}^{Pm} \ddot{u}^m = 0 \quad (12)$$

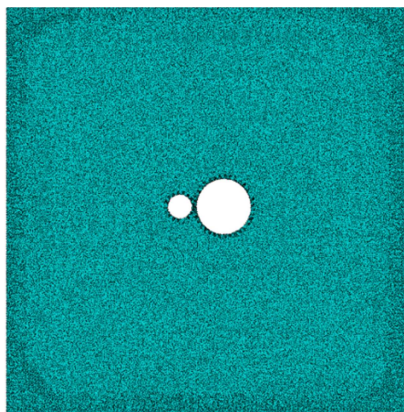
در رابطه (۱۲)، زیر نویس $f s$ متعلق به شرط مرزی در سطح مشترک سیال- جامد و زیر نویس $f r$ معرف شرط مرزی تابشی می باشند. اگر $P = H^p P^p$ میان یابی فشار و $u^m = N^N u^N$ میان یابی جابجایی باشد، پارامترهای معادله (۱۲)، عبارت اند از [۱۳]:

$$M_f^{PQ} = \int_{v_f} \frac{1}{\rho_f} H^P H^Q dv \quad (13)$$

$$C_{fr}^{PQ} = \int_{s_{fr} \cup s_{fs}} \left(\frac{\tau}{\rho_f K_1} + \frac{1}{C_1} \right) H^P H^Q ds + \int_{s_{fi}} \frac{1}{C_1} H^P H^Q ds \quad (14)$$

$$K_f^{PQ} = \int_{v_f} \frac{1}{\rho_f} \frac{\partial H^P}{\partial x} \cdot \frac{\partial H^Q}{\partial x} dv \quad (15)$$

$$M_{fi}^{PQ} = \int_{s_{fi}} \frac{1}{a_1} H^P H^Q ds \quad (16)$$



شکل ۶- مدل سازی صفحه

همان گونه که گفته شد نوع حل گر انتخابی Explicit Dynamic است و میزان زمان حل ۰/۴ میلی ثانیه در نظر گرفته شده است.

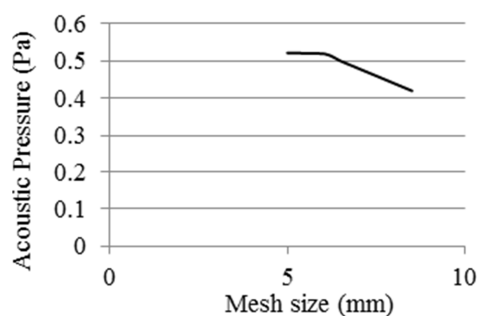
در شکل ۷ شش زمان مختلف انتشار فشار صوت در صفحه هوا نمایش داده شده است.

$$S_{fs}^{pm} = \int_{S_{fr} \cup S_{fs}} H^p n \cdot N^m ds \quad (17)$$

در رابطه های فوق H^p و H^Q تابع میان یاب فشار و N^N تابع میان یاب جابجایی است. ABAQUS با استفاده از حل معادله (۱۲) میزان فشار آکوستیک در ماده را به دست می آورد.

نوع مش انتخابی برای هوای اطراف چرخنده که به صورت صفحه مستطیلی است، از نوع آکوستیکی و شش وجهی می باشد. علت انتخاب مش شش وجهی این است که شکل هندسی چرخنده ها و دندان های آن سبب به وجود آمدن زاویه هایی در محیط هوا یا صفحه مستطیلی می شود و اجازه استفاده از مش هشت وجهی را نمی دهد. همچنین اندازه صفحه هوا به اندازه ای بزرگ انتخاب می شود که بتوان حرکت فشار صوت در صفحه را مشاهده کرد.

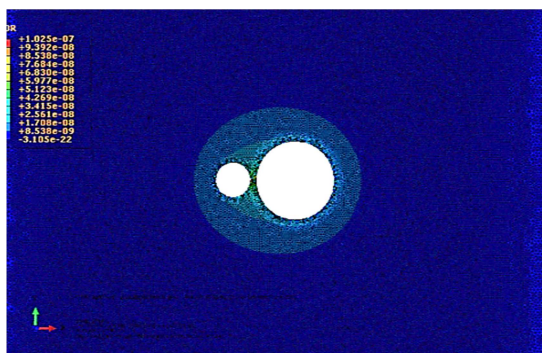
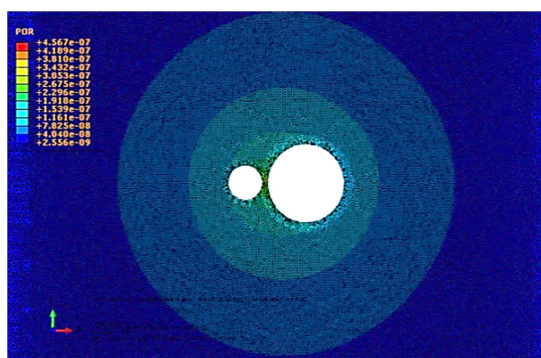
اندازه مش باید آن قدر ریز باشد که انتشار صوت دارای تقارن از هر سمت باشد. جهت همگرا شدن نتایج شبیه سازی، اندازه المان ها در چند مرحله کوچک گردید تا دیگر در جواب های به دست آمده تغییری به وجود نیاید. در شکل ۵ نمودار همگرایی فشار صوت نشان داده شده است.

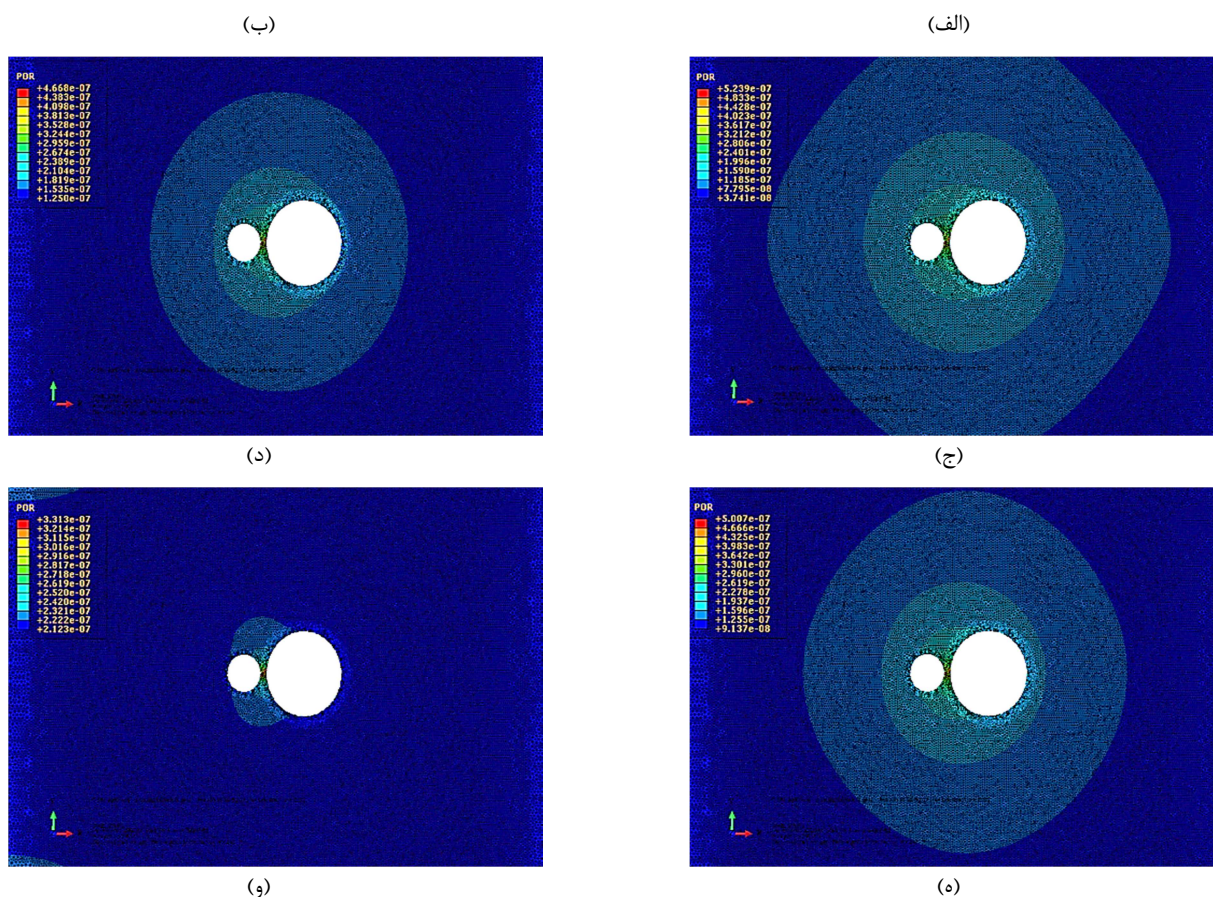


شکل ۵- نمودار همگرایی فشار صوت

با توجه به شکل ۵ با کاهش اندازه مش میزان فشار صوت افزایش یافته تا جایی که شیب نمودار فشار صوت به یک مقدار ثابت رسیده است و در اندازه مش ۶ میلی متر، میزان فشار صوت تقریباً ثابت شده است. این همگرایی فشار صوت صحتی بر نتیجه به دست آمده می باشد.

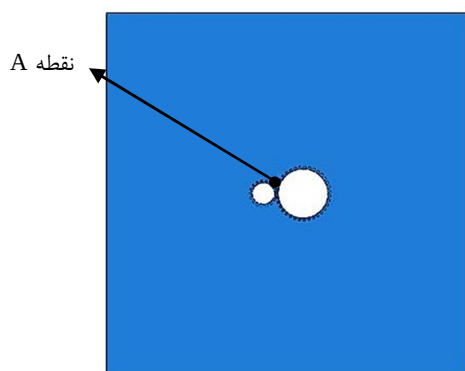
در شکل ۶ مدل سازی انجام شده روی صفحه ی مستطیلی هوا نمایش داده شده است.





شکل ۷- انتشار فشار صوت در صفحه هوا

(الف) $t=0.1$ ms ، (ب) $t=0.2$ ms ، (ج) $t=0.28$ ms ، (د) $t=0.32$ ms ، (ه) $t=0.36$ ms ، (و) $t=0.4$ ms



شکل ۸- صفحه هوا

اگر میزان بیشینه فشار صوت به دست آمده در زمان 0.3 میلی ثانیه در نقطه A به میزان $5/2 \times 10^{-7}$ MPa یا 0.52 Pa باشد، بنابراین میزان بیشینه تراز صوت به دست آمده در نقطه A برابر 88 دسی بل می باشد. میزان تراز صدای تولیدی چرخنده مارپیچ در یک محیط بسته براساس استاندارد ANSI/AGMA 6025-D98 برابر 90 دسی بل تخمین زده شده است. در نتیجه میزان تراز صوت شبیه سازی شده کمتر از استاندارد مورد نظر می باشد که صحت نتایج

همان گونه که در شکل ۷ مشاهده می شود فشار صوت در محلی که دندانه ها باهم درگیر هستند، آغاز می شود و کانتور فشار از این مکان به صورت متقارن در صفحه شروع به انتشار می یابد. مقدار صوت نیز در محل درگیری دندانه های چرخنده به بیشینه مقدار خود می رسد.

اگر نقطه A مطابق شکل ۸ در نزدیکی محل درگیری دندانه های یک جفت چرخنده درگیر، در صفحه هوا در نظر گرفته شود برای به دست آوردن تراز فشار صوت، SPL، در این نقطه از رابطه زیر استفاده می شود:

$$SPL = 20 \log\left(\frac{P}{2 \times 10^{-5}}\right) \quad (18)$$

در رابطه (۱۸)، P فشار به دست آمده با استفاده از نرم افزار ABAQUS بر حسب پاسکال می باشد و SPL صدای انتشار یافته بر حسب دسی بل به دست می آید.

به دست آمده را نشان می‌دهد.

۴- اصلاح پروفیل چرخنده مارپیچ

تغییر مکان محور در هنگام نصب چرخنده و خم شدن دندانه تحت بارگذاری از تماس صحیح اینولوت در هنگام درگیری چرخنده جلوگیری می‌کند؛ در نتیجه تماس‌های ناهنگام دندانه‌ها باعث افزایش صدای چرخنده‌ها می‌شود. برای کاهش این صدا اصلاح پروفیل دندانه یک عمل معمول است [۱۴]. یکی از اصلاحات پروفیل دندانه، اصلاحات هندسه چرخنده از جمله اصلاح نوک و ریشه دندانه می‌باشد [۱۵].

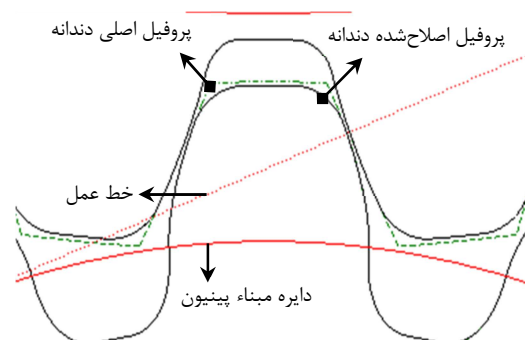
در این پژوهش اصلاح پروفیل دندانه چرخنده مارپیچ با استفاده از نرم‌افزار Kiss Soft انجام می‌شود. با کمک گرفتن از این نرم‌افزار و استفاده از مشخصات توان ورودی و نسبت تبدیل چرخنده، می‌توان چرخنده را طراحی کرد.

از امکانات مهم نرم‌افزار Kiss Soft اصلاح پروفیل چرخنده است، این نرم‌افزار به وسیله اصلاح شکل هندسی مانند اصلاح نوک و ریشه دندانه‌ها و همچنین کاهش یا افزایش نسبت تماس دندانه‌ها، چرخنده‌ی مورد نظر را اصلاح و بهینه‌سازی می‌کند.

در این قسمت از پژوهش ابتدا اصلاحاتی بر روی پروفیل چرخنده مارپیچ با کمک نرم‌افزار Kiss Soft انجام می‌گردد؛ سپس با تحلیل تنش و تحلیل آکوستیک، نتایج حاصل از اصلاح پروفیل چرخنده مارپیچ بررسی می‌شود. هدف از این اصلاحات تلاش برای کاهش صدای چرخنده است.

۴-۱- گرد کردن نوک دندانه (Tip Rounding)

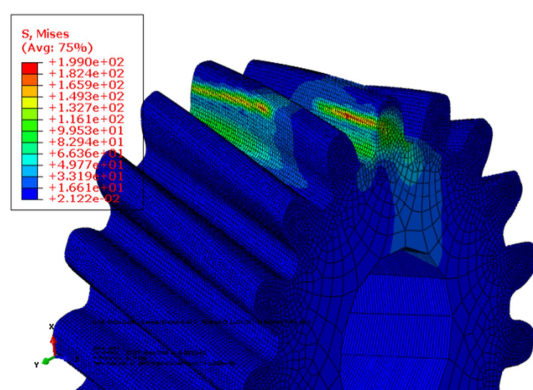
در این روش، با تعیین شعاع گرد شدن نوک دندانه‌ها، لبه‌های دندانه چرخنده گرد می‌شود. این اصلاح سبب کاهش ضخامت نوک دندانه‌های چرخنده می‌گردد که ممکن است با کاهش اندازه سر دندانه و در نتیجه کاهش قطر خارجی دندانه همراه باشد. همچنین مشکلاتی که در ساخت و قالب‌گیری چرخنده به علت زاویه‌ی گوشه‌های چرخنده وجود دارد، با این روش کم‌تر می‌شود [۱۴]. در پژوهش حاضر شعاع گرد کردن دندانه دو میلی‌متر در نظر گرفته شده است. در شکل ۹ اصلاح پروفیل دندانه چرخنده به روش گرد کردن نمایش داده شده است.



شکل ۹- اصلاح پروفیل با روش گرد کردن نوک دندانه

لازم به ذکر است که در شکل ۹ خطوط نقطه‌چین پروفیل اصلی دندانه و خطوط عادی پروفیل اصلاح شده می‌باشد. بعد از اصلاح پروفیل قطر خارجی پینیون به ۷۶/۳۶ mm و قطر خارجی چرخنده به ۱۵۲ mm کاهش یافته است. در نتیجه میزان توزیع تنش به صورت شکل ۱۰ حاصل می‌شود.

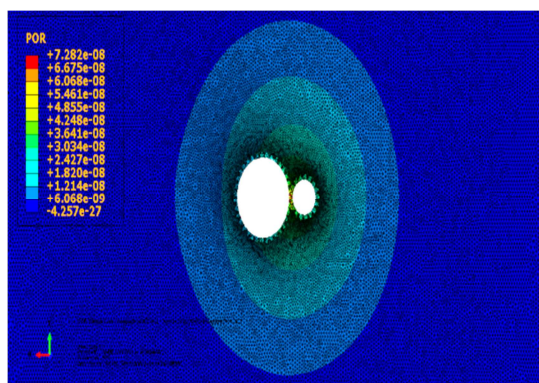
پس از اصلاح، بیشینه تنش میز به دست آمده از ۲۰۸ MPa به ۱۹۹ MPa کاهش یافته است یعنی تنش حدود چهار درصد کاهش داشته است. مقایسه دو شکل توزیع تنش قبل از اصلاح، شکل ۴، و بعد از اصلاح، شکل ۱۰، نشان می‌دهد که طول تماس درگیری دندانه‌ها بعد از اصلاح کاهش یافته است، این در حالی است که سطح مقطع بیشتری از دندانه‌ها با هم درگیر می‌باشد، در نتیجه تنش در چرخنده مارپیچ اصلاح شده کاهش می‌یابد.



شکل ۱۰- تنش در دندانه‌های اصلاح شده پینیون به روش گرد کردن دندانه

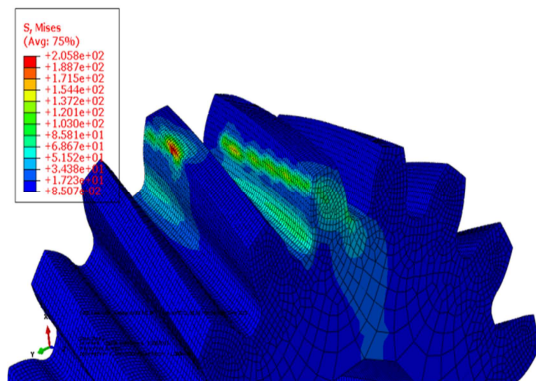
مقدار تنش خمشی نیز با کاهش طول دندانه پینیون از ۷۸ MPa به ۷۲ MPa تغییر کرده و به اندازه هفت درصد کاهش یافته است. اما میزان تنش تماسی هرگز به علت کاهش قطر دندانه‌ی پینیون از ۳۴۵ MPa به ۳۴۹ MPa تغییر کرده یعنی به میزان دو درصد افزایش یافته است.

همچنین پس از تحلیل تنش، تحلیل آکوستیک روی چرخنده اصلاح شده انجام گرفته و مقدار بیشینه فشار صوت تولید شده در صفحه هوا به دست آمده است (شکل ۱۱).



شکل ۱۱- حداکثر فشار صوت تولید شده پس از اصلاح چرخنده به روش گرد کردن دندانه

دنده مارپیچ اصلاح شده به صورت شکل ۱۳ می شود.



شکل ۱۳- تنش در دندانه های پینیون اصلاح شده به اصلاح چرخ دنده به روش برش کاری هاب زنی

اصلاح به روش برش کاری هاب زنی سبب کوتاه شدن طول دندانه، در نتیجه افزایش محل تماس بین دندانه ها شده و نهایتاً تنش در دندانه های چرخ دنده نسبت به قبل از اصلاح پروفیل چرخ دنده کاهش یافته است. این امر باعث کاهش بیشینه تنش میز به دست آمده از 208 MPa به 205 MPa گردیده است.

با کاهش طول دندانه میزان تنش خمشی حدود ۱۰ درصد کم شده یعنی از 78 MPa به $69/8 \text{ MPa}$ کاهش یافته است. میزان تنش تماسی هرگز نیز به سبب کاهش قطر چرخ دنده بر اساس شبیه سازی انجام گرفته از 345 MPa به $348/4 \text{ MPa}$ تغییر و به میزان دو درصد افزایش یافته است که سبب افزایش سایش دندانه های چرخ دنده می شود.

پس از تحلیل تنش به منظور بررسی تأثیر اصلاح پروفیل بر روی صدا، تحلیل آکوستیک روی چرخ دنده اصلاح شده انجام گرفته است (شکل ۱۴).

بیشینه فشار صوت به دست آمده پس از اصلاح چرخ دنده به روش برش کاری هاب زنی در نقطه A برابر $0/10 \text{ Pa}$ به دست آمده است. در نتیجه میزان تراز شدت صوت تولیدی هنگام درگیری چرخ دنده ها از 87 dB به 73 dB تغییر کرده یعنی صدا به میزان ۱۵ درصد کاهش یافته است.

این نمونه اصلاح، با وجود اینکه از میزان صدای تولیدی کم می کند و با کاهش تنش خمشی همراه است؛ ولی به علت کاهش طول دندانه چرخ دنده و نزدیک شدن نوک دندانه به ریشه و همچنین افزایش سطح مقطع نوک دندانه، در صورت نبود فاصله لقی مناسب بین دندانه های درگیر پینیون و چرخ دنده، احتمال قفل شدن دندانه ها را افزایش می دهد. افزایش تنش تماسی هرگز نیز باعث افزایش سایش دندانه های چرخ دنده می شود.

همان گونه که در شکل ۱۱ مشاهده می شود بیشینه فشار به دست آمده در نقطه A بعد از اصلاح، $0/078 \text{ Pa}$ می باشد که نسبت به حالت بدون اصلاح کاهش یافته است. در این حالت تراز شدت صوت از 87 dB به 70 dB دسی بل رسیده است یعنی حدود ۲۰ درصد کاهش داشته است.

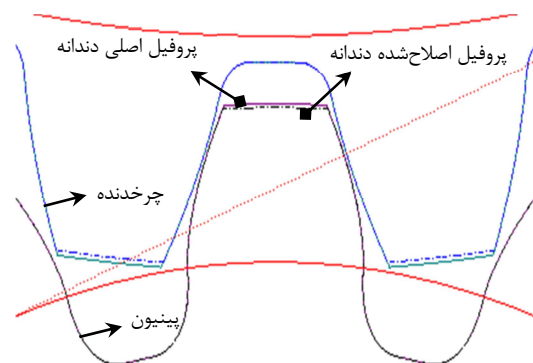
در نتیجه اصلاح چرخ دنده مارپیچ با کمک گرد کردن نوک دندانه باعث کاهش طول تماس یک جفت دندانه درگیر می شود و در نتیجه صدای تولیدی کاهش می یابد.

با وجود اینکه اصلاح به روش گرد کردن دندانه هم سبب کاهش تنش میز و هم کاهش صدا می شود ولی از دو مشکل برخوردار است. مشکل اول این است که همیشه نمی توان شعاع گرد کردن دندانه چرخ دنده را به درستی حدس زد؛ زیرا ممکن است باعث کاهش زیاد ضخامت و از بین رفتن هندسه ی چرخ دنده شود.

مشکل دوم و مهم اصلاح به روش گرد کردن این است که با گرد شدن دندانه ها ضخامت نوک دندانه ها کاهش و تنش تماسی هرگز افزایش می یابد، در نتیجه سایش دندانه ها و احتمال شکست نوک دندانه های چرخ دنده هنگام درگیری در بارگذاری سنگین افزایش می یابد [۱۶].

۴-۲- اصلاح چرخ دنده به روش برش کاری هاب زنی (Generate cylindrical gear with hobbing cutter)

این روش مانند عمل برش کاری به روش هاب زنی بر روی دندانه های چرخ دنده است، پس از وارد کردن مشخصات چرخ دنده و به دست آوردن پروفیل مینا، از این روش بهینه سازی دندانه استفاده می شود. این اصلاح در واقع سبب تراشیدن سطح مقطع دندانه های پینیون و چرخ دنده می شود. با تراشیده شدن سطح دندانه ها، ارتفاع سر دندانه های پینیون و چرخ دنده کاهش می یابد که در نتیجه ارتفاع دندانه های چرخ دنده نیز کم می شود [۱۴]. در شکل ۱۲ این نمونه اصلاح نمایش داده شده است.



شکل ۱۲- اصلاح چرخ دنده به روش برش کاری هاب زنی

در شکل ۱۲ خطوط عادی پروفیل دندانه اصلی و خطوط نقطه چین پروفیل اصلاح شده دندانه است. بعد از اصلاح ارتفاع سر دندانه پینیون از $2/6$ به $2/4$ میلی متر و سر دندانه چرخ دنده از $2/76$ به $2/5$ میلی متر کاهش می یابد؛ بنابراین میزان توزیع تنش در چرخ-

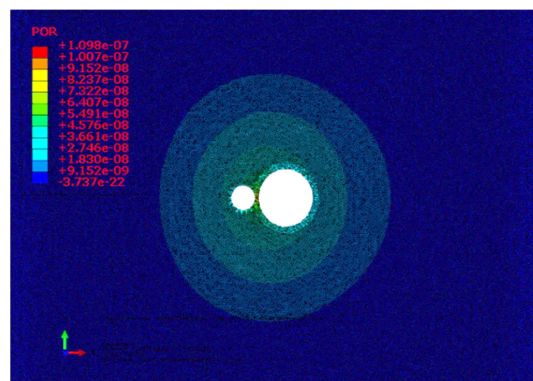
بیشتری (حدود ۲۰ درصد) کاهش می‌دهد.

۶- نمادها

C_p	ضریب کشسان ($\sqrt{MPa}$)
d_p	قطر دایره گام پینیون (mm)
F	پهنای دندانه (mm)
I	ضریب هندسی
K_v	ضریب پویایی
K_f	مدول توده‌ای
m_n	مدول نرمال چرخنده
N	تعداد دندانه پینیون
P	فشار سیال (Pa)
T	گشتاور چرخنده (Nm)
u^f	جابجایی سیال (m)
$\dot{u}^f$	سرعت سیال (m/s)
u^m	جابجایی جامد (m)
$\dot{u}^m$	شتاب جامد (m/s^2)
x	محل ذرات
w_t	نیروی مماسی بر دندانه (N)
τ	درگ حجمی
ρ_f	چگالی سیال (kg/m^3)
θ_i	متغیرهای مستقل مانند دما
ψ	زاویه مارپیچ

۷- مراجع

- [1] Randall F.B., Industrial noise control and acoustics, Marcel Dekker, New York, pp.46-48, 2002.
- [2] Ver I.L., Branek L.L., Noise and vibration control engineering, John Wiley and Sons, New Jersey, pp.254-260, 2006.
- [3] Akay A., Bengisu M. T., and M. Latcha., Transient acoustic radiation from impacted beam-like structures, Journal of Sound and Vibration, Vol. 91, No. 1, pp.135-145, 1983.
- [4] Oswald F.B., Dennis P.T., Mark J.V., Influence of gear design on gearbox radiated noise, Gear Technology 15, pp. 10-15, 1998.
- [5] Allam E., Ahmed I., Abouel-Seoud S., An experimental investigation of noise emission from a vehicle gearbox system, Journal of Mechanical Engineering Research 3, No. 3, pp.75-84, 2011.
- [6] Dearn K. D., Walton D., Acoustic emissions from polymeric gears, Proceedings of the World Congress on Engineering, Vol. 2, 2009.
- [7] Höhn B., Improvements on noise reduction and efficiency of gears, Meccanica 45, No. 3, pp. 425-437, 2010.
- [8] Kissling E. U., Effects of Profile Corrections on Peak-to-Peak Transmission Error, Gear Technology, pp. 52-61, 2010.
- [9] Faggioni M., Samani F. S., Bertacchi G., Pellicano F., Dynamic optimization of spur gear, Mechanism and machine theory 46, No. 4, pp. 544-557, 2011.
- [10] Wu Y. J., Wang J. J., Han Q. K., Static/dynamic contact FEA and experimental study for tooth profile modification of helical gears, Journal of mechanical science and technology 26, No. 5, pp. 1409-1417, 2012.
- [11] Chen Y. C., & Tsay C. B., Stress analysis of a helical gear set with localized bearing contact. Finite Elements in Analysis and Design 38, No.8, pp.702-723, 2002.



شکل ۱۴- بیشینه فشار صوت تولیدشده پس از اصلاح چرخنده به روش برش کاری هابزنی

در جدول ۲ یک جمع‌بندی کلی از روش‌های اصلاح و تأثیر آن بر روی تنش و آکوستیک، میزان صدای، چرخنده را می‌توان دید. با دقت در این جدول مشاهده می‌شود که اصلاح پروفیل دندانه باعث کاهش صدا شده است.

جدول ۲- مقایسه تنش‌ها و میزان صدا قبل و بعد اصلاح

میزان تراز صدا (dB)	تنش هرتز (MPa)	تنش خمشی (MPa)	تنش میز (MPa)	نوع اصلاح
۸۷	۳۴۵	۷۸	۲۰۸	بدون اصلاح
۷۰	۳۴۹	۷۲	۱۹۹	گرد کردن نوک دندانه
۷۳	۳۴۸/۴	۶۹/۸	۲۰۵	برش کاری هابزنی

۵- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر به تأثیر اصلاح پروفیل دندانه بر روی صدای منتشر شده از یک جفت چرخنده مارپیچ درگیر پرداخته شد. به این منظور پس از شبیه‌سازی توزیع تنش چرخنده مارپیچ، فشار صوت در یک جفت چرخنده درگیر شبیه‌سازی گردید. سپس با استفاده از این شبیه‌سازی میزان صدای چرخنده تخمین زده شد. نتایج این شبیه‌سازی نشان داد که در محل درگیری دندانه‌های دو چرخنده با یکدیگر، تنش و فشار صوت بیشینه مقدار خود را دارد.

سپس به منظور کاهش صدای چرخنده به اصلاح نوک و ریشه دندانه چرخنده، از جمله گرد کردن پروفیل دندانه و اصلاح به روش برش کاری هابزنی پرداخته شد. نتایج نشان داد اصلاحات انجام شده باعث کاهش تنش میز و تنش خمشی و افزایش تنش تماسی هرتز (افزایش احتمال شکست دندانه) شده است.

از دیگر نتایج پژوهش حاضر این است که هر دو روش اصلاح باعث کاهش صدای یک جفت چرخنده مارپیچ درگیر شده است، اما اصلاح پروفیل به روش گرد کردن دندانه نسبت به روش برش کاری هابزنی مقدار صدای انتشار یافته توسط چرخنده را به میزان

- [12] Shigley J. E., Shigley's mechanical engineering design, Tata McGraw-Hill Education, 2011.
- [13] ABAQUS Theory Manual, v.14.1, 2014.
- [14] Dudley D. W., Dudley's gear handbook, Edited by Dennis P. Townsend, Tata McGraw-Hill Education, 2005.
- [15] Tavakoli M. S., Houser, D. R., Optimum profile modifications for the minimization of static transmission errors of spur gears, Journal of Mechanical Design 108, No. 1 , pp.86-94, 1986.
- [16] Kiss soft Theory Manual, 2013.