



شرکت مهندسی آب، فاضلاب و کوار

کنگره علوم و مهندسی آب و فاضلاب ایران

دانشگاه تهران، تهران

۲۶ و ۲۷ بهمن ماه ۱۳۹۵



10480-NWWCE

تعیین حد مجاز نامیزانی کوپلینگ‌های انعطاف‌پذیر دیافراگمی تجهیزات دوار با استفاده از روش تحلیل خستگی المان محدود

احمد قربانی^{۱*}

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، کارشناس بهره برداری از تجهیزات و تأسیسات، شرکت آب و فاضلاب شرق استان تهران

a.ghorbani@east.tpww.ir

خلاصه

کوپلینگ‌های انعطاف‌پذیر دیافراگمی در بسیاری از صنایع مرتبط با تجهیزات مکانیکی دوار از جمله در صنعت آب و فاضلاب و همچنین سایر صنایع همچون نیروگاه‌ها، پالایشگاه‌ها و همچنین در لوکوموتیوها و کشتی‌ها به منظور انتقال قدرت در شفت‌های دوار سرعت بالا که امکان هم‌محوری دقیق در آن‌ها وجود ندارد، مورد استفاده قرار می‌گیرند. این کوپلینگ‌ها از سه قسمت اصلی هاب، پک دیافراگم و اسپیسر تشکیل شده‌اند؛ در این میان، دیافراگم مهم‌ترین قسمتی است که وظیفه تحمل هرگونه نامیزانی در شفت‌ها را بر عهده دارد و در معرض بیشترین آسیب‌دیدگی قرار دارد. کوپلینگ‌های دیافراگمی در مقابل ناهمترای محورها و گشتاور ایجاد شده در زمان اتصال قطعات دوار تحت تأثیر بار دینامیکی قرار گرفته و دچار خستگی مکانیکی می‌شوند و از خود عکس‌العمل نشان می‌دهند؛ این عکس‌العمل‌ها می‌تواند موجب شکسته شدن شفت‌ها، یاتاقان‌ها و دیگر قطعات مکانیکی شوند و صدمات جبران‌ناپذیری را به بار آورند؛ از همین رو تعیین حدود مجاز نامیزانی شافت‌ها با استفاده از تحلیل خستگی ناشی از بارهای دینامیکی ایجاد شده در اثر نامیزانی بسیار حائز اهمیت می‌باشد. در این پژوهش به کمک نرم‌افزار المان محدود Ansys به تحلیل خستگی یک نمونه کوپلینگ دیافراگمی تحت نامیزانی، پرداخته شده و نتایج حاصل از آن با نتایج آزمایشات تجربی مدل‌های واقعی مقایسه شده است.

کلمات کلیدی: کوپلینگ دیافراگمی، تجهیزات دوار، حد مجاز نامیزانی، خستگی، المان محدود.

۱. مقدمه

در تکنولوژی امروزی نیاز به سرعت و قدرت‌های بالا، پیشرفت‌های بسیاری در صنعت تجهیزات مکانیکی دوار ایجاد کرده است. به وضوح می‌توان دید که در این میان نقش کوپلینگ‌های انعطاف‌پذیر جهت انتقال قدرت بین محورها از جنبه‌های قابلیت اطمینان، وزن، تعمیرات و نگهداری و بارهای عکس‌العملی از اهمیت بسیار بالایی برخوردار می‌باشند. کوپلینگ‌های انعطاف‌پذیر چهار وظیفه اصلی زیر را بر عهده دارند:

۱- انتقال گشتاور و سرعت بالا از محور محرک به متحرک

۲- خنثی و مستهلک کردن ارتعاشات در مودهای مختلف

۳- جبران انحرافات محوری، شعاعی و زاویه‌ای

۴- تأثیر بر فرکانس طبیعی سیستم

همه‌ی کوپلینگ‌ها در مقابل نامیزانی و گشتاور ایجاد شده در زمان اتصال تجهیزات دوار از خود عکس‌العمل نشان می‌دهند؛ این عکس‌العمل‌ها در کوپلینگ‌های مختلف، مقادیر متفاوتی می‌باشد که نه تنها در عمر کوپلینگ بلکه در عمر سایر تجهیزات نیز مؤثر است و در صورتی که در زمان طراحی در نظر گرفته نشوند امکان شکست شفت، یاتاقان‌ها و دیگر قطعات و ایجاد ارتعاش مکانیکی ناخواسته را به همراه خواهند داشت و صدمات

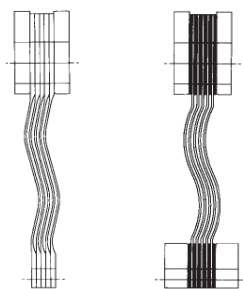
جبران ناپذیری را به بار خواهد آورد. در این میان کوپلینگ‌های انعطاف‌پذیر می‌توانند نقش مهمی جهت کنترل ناهم‌ترازی محورهای محرک و متحرک داشته باشند؛ با این وجود، بازهم نمی‌توانند اثرات ناشی از عیوب ناهم‌راستایی را به طور کامل از بین ببرند.

کوپلینگ‌های انعطاف‌پذیر دیافراگمی با توجه به ظرفیت مناسبشان در جذب نامیزانی^۱های محوری، شعاعی و زاویه‌ای، جایگاه مناسبی را در بین کوپلینگ‌های توربین‌ها، کمپرسورها و پمپ‌ها پیدا کرده‌اند. این کوپلینگ‌ها از سه قسمت اصلی هاب^۲، پک دیافراگم^۳ و محفظه اسپیسر^۴ تشکیل شده‌اند؛ پک دیافراگم از یک سری ورقه‌های نازک به شکل حلقه تشکیل شده است که توسط پیچ و مهره متصل می‌شود و مهم‌ترین قسمت کوپلینگ بوده و وظیفه تحمل نامیزانی را به عهده دارد و در معرض بیشترین آسیب‌دیدگی به دلیل تحمل خستگی ناشی از بارهای دینامیکی قرار دارد.

هر کوپلینگ انعطاف‌پذیر باید بتواند خود را با سیستم مورد نظر تطبیق دهد و بتواند نیروها و گشتاورهای ایجاد شده در اثر ناهم‌محوری شفت‌ها را به میزان کافی جبران نماید؛ بنابراین این کوپلینگ‌ها عموماً تحت تأثیر بار دینامیکی بوده و دچار خستگی می‌شوند؛ به همین سبب تعیین حد مجاز نامیزانی در این کوپلینگ‌ها با استفاده از تحلیل خستگی ناشی از بارهای دینامیکی تحت نامیزانی از اهمیت بالایی برخوردار می‌باشد. در شرایط کارکرد عادی، دیافراگم کوپلینگ تحت اثر تنش‌های یکنواخت و دوره‌ای^۵ قرار دارد. تنش‌های یکنواخت ناشی از گشتاور، نیروهای گریز از مرکز و تغییر شکل محوری می‌باشد؛ این تنش‌های یکنواخت بر اثر ناهم‌محوری زاویه‌ای به روی دیافراگم‌ها ظاهر می‌شوند. یک روش برای محاسبه این تنش‌ها، اولین بار توسط ولف (Wolf) در سال ۱۹۴۸ مطرح شد؛ وی نتیجه گرفت که به منظور ایجاد تنش یکنواخت بر روی دیافراگم، نیاز است که دیافراگم‌ها بصورت منحنی ساخته شوند (شکل ۱).

به منظور دستیابی به مقدار بهینه و حداکثری ناهم‌محوری بر روی کوپلینگ‌های دیافراگمی از سه روش استفاده می‌شود. روش اول، روش حل به صورت تحلیلی می‌باشد که با استفاده از معادلات اساسی الاستیسیته، نوشتن معادلات اساسی ورق‌ها بر روی دیافراگم با توجه به بارگذاری‌های مختلف اعمال شده و در نهایت با یافتن پاسخ این معادلات، می‌توان به مقادیر مورد نیاز و منحنی‌ها و نمودارهای S-N دست یافت. این روش، روشی بسیار زمان‌بر و البته نیازمند دقت و تخصص لازم در زمینه مکانیک جامدات می‌باشد. روش دوم، حل با استفاده از متدهای المان محدود یا تفاوت محدود می‌باشد. در این روش، ورق دیافراگمی موردنظر را به المان‌های کوچکتر تبدیل کرده و با استفاده از روش‌های تحلیل خستگی المان محدود به میزان تغییر شکل و نمودارهای S-N مورد نیاز دست خواهیم یافت. روش سوم، روش آزمایشات تجربی و عملی می‌باشد. این روش دقیق‌ترین و البته پرهزینه‌ترین روش می‌باشد که نیازمند آزمایشات دقیق، تجهیزات پرهزینه و صرف زمان زیادی است؛ اما در عین حال مورد اعتمادترین نتایج را می‌توان از این آزمایشات تجربی بدست آورد.

در این پژوهش به مطالعه تحلیل خستگی کوپلینگ‌های دیافراگمی پرداخته شده و یک مدل از این نوع کوپلینگ جهت تعیین حد مجاز نامیزانی، به کمک نرم افزارهای تجاری المان محدود مورد تحلیل قرار گرفته و نتایج حاصل با نتایج تجربی مقایسه شده است.



شکل ۱- دیافراگم منحنی شکل

¹ Misalignment
² Hub
³ Diaphragm pack
⁴ Spacer
⁵ Cyclic stresses

۲. مروری بر تاریخچه خستگی^۱

اولین واماندگی اساسی در اثر تنش‌های تکرارشونده، در سال ۱۸۴۰ در صنعت راه آهن رخ داده است. در آن زمان ثابت شد که این واماندگی به طور مرتب در طرفین محور واگن قطار رخ می‌دهد [1]. کلمه خستگی در سال‌های ۱۸۴۰ و ۱۸۵۰ برای تشریح واماندگی‌های ناشی از تنش‌های تکرارشونده مطرح شد.

در آلمان، طی سال‌های ۱۸۵۰ و ۱۸۶۰ آگوست وهر (August Wohler) آزمایش‌های متعدد درباره خستگی تحت تنش تکرارشونده انجام داد. وهر نشان داد که چگونه با اعمال دامنه تنش بالاتر، عمر خستگی کاهش می‌یابد؛ در واقع وهر برای اولین بار مفهوم دیاگرام S-N و حد خستگی را معرفی نمود. آزمایش‌های او نشان می‌داد که در آزمایش‌های S-N محدود شده تنش از ماکزیمم تنش مهم‌تر است [2].

طی سال‌های ۱۸۷۰ و ۱۸۹۰ تحقیقات بیشتری انجام شد. گربر (Gerber) تأثیر تنش میانگین را یافت و گودمن (Goodman) نیز یک تئوری ساده شده درباره تنش میانگین ارائه کرد.

باوشینگر (Bauschinger) در سال ۱۸۸۶ نشان داد که استحکام تسلیم در کشش و فشار، بعد از اعمال بار در جهت مخالف و تغییر شکل پلاستیک، کاهش پیدا می‌کند [3].

در اوایل قرن نوزدهم، ایوین (Ewin) و هانفری (Hunferly) با استفاده از میکروسکوپ نوری به مطالعه مکانیسم خستگی پرداختند. آن‌ها توانستند خطوط و باندهای لغزش موضعی را که منجر به تشکیل ترک‌های ریز می‌شود مشاهده کنند [4].

باسکوئین (Basquin) در سال ۱۹۱۰ نشان داد که در ناحیه عمر محدود رابطه تنش رابطه تناوبی و تعداد چرخه واماندگی (S-N)، در یک دیاگرام بای لگاریتمی (log-log) به صورت خطی است [5].

در سال ۱۹۲۷ مور (Moor) و کومرز (Kommers) اولین کتاب جامع آمریکایی را در مورد خستگی فلزات منتشر کردند [6]. در سال ۱۹۴۵، ماینر (Miner) [7] برای معیار خستگی انباشتی آسیب خستگی که توسط پالمگرن [8] در سال ۱۹۲۴ ارائه شد، رابطه‌ای بیان کرد که در حال حاضر این رابطه به نام قانون خستگی پالمگرن- ماینر شناخته می‌شود.

در اوایل سال ۱۹۶۰، با ارائه رابطه مانسون- کافین (Manson-coffin) که رابطه بین دامنه کرنش پلاستیک و عمر خستگی است، رفتار خستگی کم چرخه با کنترل کرنش مورد اهمیت قرار گرفت [9] و [10].

در طی سال‌های ۱۹۸۰ و ۱۹۹۰ تغییر چشم‌گیری در بسیاری از زمینه‌های طراحی خستگی با توجه به پیشرفت فناوری کامپیوتر به وجود آمد که شامل نرم افزارهایی برای مدل‌های مختلف عمر خستگی (قابلیت دوام) و پیشرفت در توانایی شبیه‌سازی بارگذاری‌های واقعی با دامنه متغیر بر روی نمونه‌ها، اجزا و قطعات با مقیاس واقعی می‌شد. افزایش طراحی مدل‌های اولیه دیجیتال، موجب کاهش تعداد آزمایش‌های طراحی خستگی در قرن بیست و یکم شد.

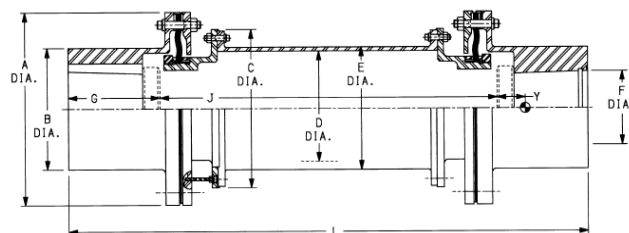
۳. روش حل

۱,۳ مدل‌سازی کوپلینگ دیافراگمی

کوپلینگ انتخاب شده در این پژوهش جهت تحلیل خستگی مدل سری RR سایز ۱۲ از شرکت سازنده Ameridrives Couplings می‌باشد که مشخصات هندسی آن مطابق شکل (۲) و جدول (۱) می‌باشد [11] و مدل‌سازی آن توسط نرم‌افزار SolidWorks صورت گرفته است (شکل ۳). کوپلینگ دیافراگمی مورد نظر از یک محفظه^۲، فلنج، شفت و یک دیافراگم به ضخامت ۱,۶ میلی‌متر تشکیل شده است که جنس آن از تیتانیوم می‌باشد. دیافراگم به صورت یک دیسک یکپارچه منحنی شکل بوده که توسط هشت پیچ به ترتیب به فلنج و محفظه متصل شده است.

¹ Fatigue

² Spacer



شکل ۲: هندسه کوپلینگ دیافراگمی RR-12 شرکت Ameridrives Couplings

جدول ۱: مقادیر هندسی کوپلینگ‌های سری RR شرکت Ameridrives Couplings، بر حسب اینچ (و میلی‌متر)

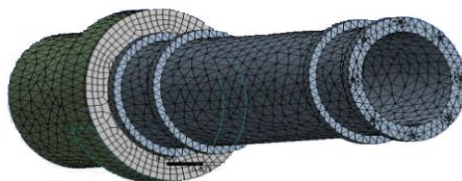
Coupling Size	Coupling O.D. A	Barrei Dia. B Max.	Flange Dia. C	Spacer I.D. D	Spacer O.D. E	Bore Dia. F Nominal	Bore Dia. F Max.	Shaft Length G	Shaft-to-Shaft J Min.	Coupling Length L
5	5.97 (151.64)	4.56 (115.82)	5.00 (127.00)	3.50 (88.90)	3.69 (93.73)	2.00 (50.80)	3.25 (82.55)	2.44 (61.98)	7.50 (190.50)	22.88 (581.15)
6	6.94 (176.28)	5.44 (138.18)	5.94 (150.88)	4.44 (112.78)	4.63 (117.60)	2.50 (63.50)	3.75 (95.25)	3.03 (76.96)	7.50 (190.50)	24.06 (611.12)
8	8.97 (227.84)	7.25 (184.15)	6.94 (176.28)	5.09 (129.29)	5.38 (136.65)	3.50 (88.90)	5.00 (127.00)	4.19 (106.43)	8.56 (217.42)	26.38 (670.05)
10	10.94 (277.88)	8.50 (215.90)	8.97 (227.84)	6.81 (172.97)	7.13 (181.10)	4.00 (101.60)	6.00 (152.40)	4.75 (120.65)	10.19 (258.83)	27.50 (698.50)
12	12.94 (328.68)	10.62 (269.75)	10.94 (277.88)	8.00 (203.20)	8.44 (214.38)	5.00 (127.00)	7.50 (190.50)	6.03 (153.16)	11.38 (289.05)	30.06 (763.52)
14	14.75 (374.65)	12.12 (307.65)	12.06 (306.32)	9.13 (231.90)	9.63 (244.60)	5.50 (139.70)	8.50 (215.90)	6.03 (153.16)	13.44 (341.38)	30.06 (763.52)
16	16.94 (430.28)	14.00 (355.60)	13.69 (347.73)	10.63 (270.00)	11.25 (285.75)	6.00 (152.40)	10.00 (254.00)	7.22 (183.99)	13.69 (347.73)	32.44 (823.98)
22	22.38 (568.45)	18.88 (479.55)	19.88 (504.95)	12.00 (304.80)	13.38 (339.65)	9.00 (228.60)	13.50 (342.90)	10.88 (276.35)	23.12 (587.25)	44.88 (1,139.95)



شکل ۳: کوپلینگ مدل سازی شده در SolidWorks

۲,۳ تحلیل خستگی در نرم افزار FEM^۱

جهت تعیین حدود مجاز نامیزانی شفت‌ها، از تحلیل خستگی المان محدود نرم افزار تجاری Ansys کمک گرفته شده است. بدین منظور جهت مش بندی کوپلینگ مورد نظر، قسمت های فلنج، شفت، پیچ ها و محفظه مقاطع صلب در نظر گرفته شده اند و تنها دیافراگم ها که از نظر تحلیل خستگی دارای اهمیت می باشند، بصورت قطعات انعطاف پذیر تعریف شده اند. همچنین تعداد المان ها در راستای ضخامت دیافراگم ها به منظور دستیابی به نتایج صحیح و دقیق تر، به اندازه کافی بزرگ در نظر گرفته شده است. در مجموع بر اساس نتایج FEM، کوپلینگ مورد نظر دارای ۳۳۵۸۶ گره و ۱۶۱۵۳ المان می باشد. شکل (۴) مش بندی انجام گرفته را نشان می دهد.



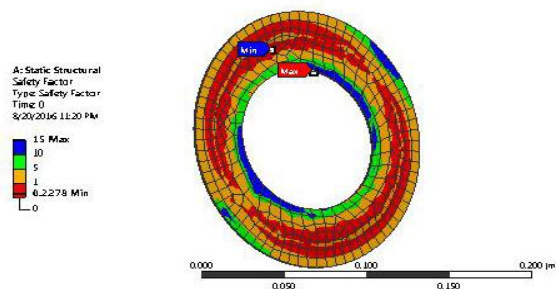
شکل ۴: کوپلینگ مش بندی شده

^۱ Finite Element Method

نحوه اعمال بارگذاری بر روی کوپلینگ به این صورت می باشد که جهت ایجاد نامیزانی، یک سمت کوپلینگ ثابت فرض شده است و به سمت دیگر آن گشتاور اعمال می شود. (در این مدل سازی پمپ ثابت فرض شده و گشتاور به طرف مقابل فاصله انداز که به کوپلینگ متصل است اعمال می شود). این بارگذاری بصورت یک سرعت دورانی ۵۰۰۰ دور بر دقیقه اعمال شده و از تحلیل خستگی روش گودمن استفاده شده است.

۴. نتایج

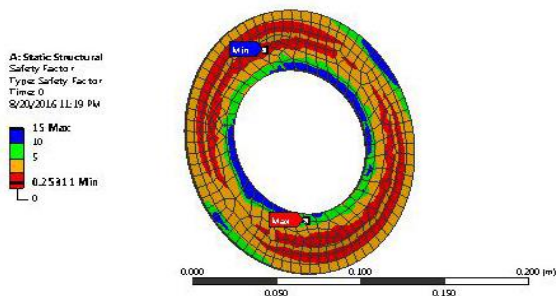
جهت تعیین حدود مجاز نامیزانی در ابتدا اعمال نامیزانی محوری ۵،۵۰ میلی متر و زاویه ای ۳،۳۰ درجه (نامیزانی حالت اول) به شفت ها صورت گرفته است که نتایج ضریب اطمینان دیافراگم به صورت شکل (۵) می باشد.



شکل ۵: نتایج ضریب اطمینان دیافراگم بر اثر اعمال نامیزانی حالت اول

مطابق شکل (۵) مشاهده می شود که ضریب اطمینان اکثر قسمت های دیافراگم در کمترین مقدار ممکن و کمتر از یک می باشد و از نظر طراحی مطلوب نیست و دیافراگم دچار شکست خواهد شد.

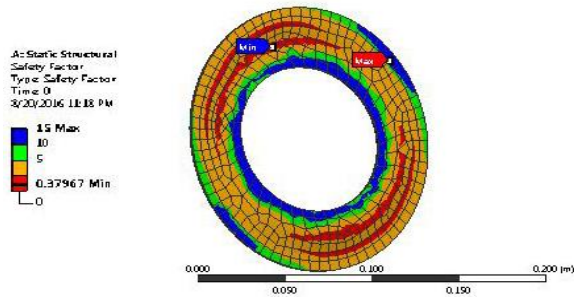
در حالت دوم، نامیزانی محوری به صورت ۵،۲۰ میلی متر و نامیزانی زاویه ای ۳،۰۰ درجه به شفت ها اعمال شده است. نتایج این تحلیل به صورت ضریب اطمینان دیافراگم در شکل (۶) به نمایش درآمده است.



شکل ۶: نتایج ضریب اطمینان دیافراگم بر اثر اعمال نامیزانی حالت دوم

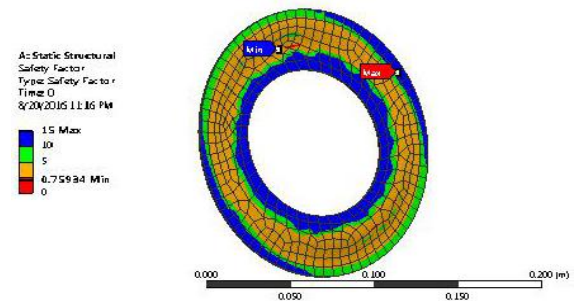
در شکل (۶)، مانند حالت اول بسیاری از نقاط دیافراگم دارای ضریب اطمینانی کمتر از یک می باشند و قطعه دچار شکست خواهد شد و باید نامیزانی زاویه ای باز هم کاهش یابد.

در حالت سوم، اعمال نامیزانی محوری ۴،۹۰ میلی متر و زاویه ای ۲،۸۰ درجه به شفت ها در نظر گرفته شده است. نتایج این تحلیل به صورت ضریب اطمینان دیافراگم بوده و همچون حالت دوم، دیافراگم همچنان دچار شکست می شود. نتایج این تحلیل در شکل (۷) به نمایش درآمده است.



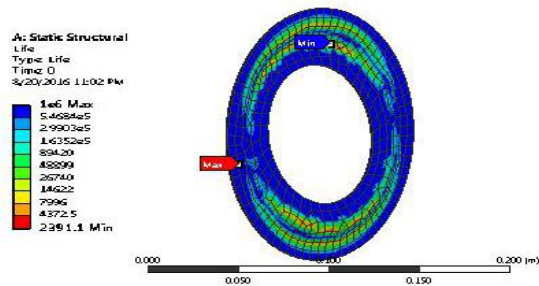
شکل ۷: نتایج ضریب اطمینان دیافراگم بر اثر اعمال نامیزانی حالت سوم

در حالت چهارم، اعمال نامیزانی محوری ۴،۷۰ میلی متر و زاویه ای ۲،۶۰ درجه به شفت ها در نظر گرفته شده است. نتایج این تحلیل به صورت ضریب اطمینان دیافراگم در شکل (۸) نشان داده شده است.

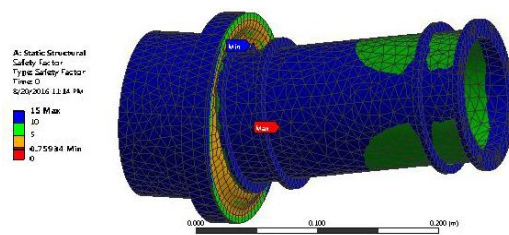


شکل ۸: نتایج ضریب اطمینان دیافراگم بر اثر اعمال نامیزانی حالت چهارم

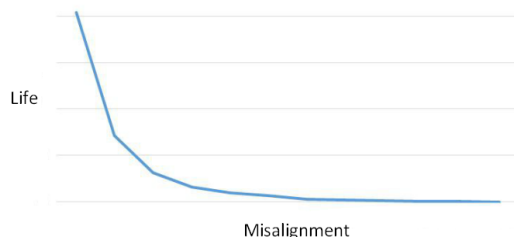
مطابق شکل (۸) مشاهده می شود که پاسخ ضریب اطمینان نقاط مختلف دیافراگم از ضریب اطمینانی مناسب و بالاتر از دو برخوردار می باشد و می توان حد مجاز نامیزانی محوری ۴،۷۰ میلی متر و زاویه ای را ۲،۶۰ درجه در نظر گرفت. نتایج حاصل به صورت عمر دیافراگم در شکل (۹) و نتایج تحلیل کلی کویلینگ در شکل (۱۰) مشاهده می شود. با توجه به نتایجی که از شکل های ۵ تا ۸ استنتاج شد مشاهده می گردد که، هرچه نامیزانی میان شفت ها بیشتر شود، ضریب اطمینان قسمت های مختلف دیافراگم کاهش می یابد.



شکل ۹: نتایج عمر دیافراگم بر اثر نامیزانی حالت چهارم



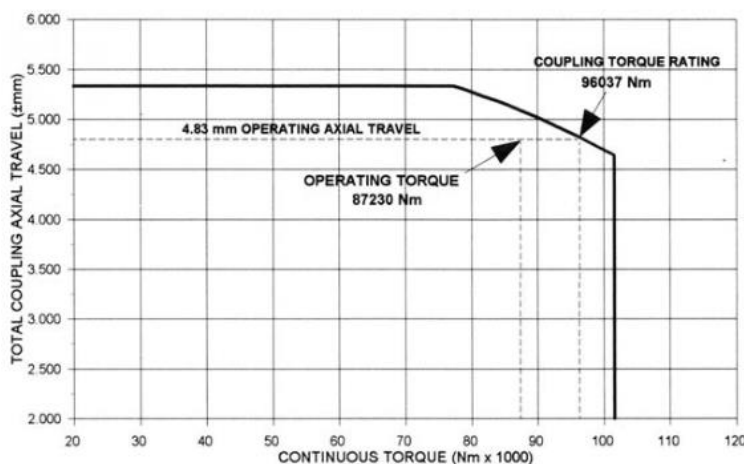
شکل ۱۰: نتایج کلی ضریب اطمینان برای کویلینگ موردنظر



شکل ۱۱: نمودار عمر دیافراگم (تعداد سیکل) بر حسب نامیزانی‌های محوری و درجه‌ای

جهت صحت‌گذاری نتایج حاصل از این پژوهش از روش المان محدود، از نتایج آزمایشات تجربی مدل‌های واقعی شرکت Ameridrive کمک گرفته شده است. به‌عنوان نمونه با مراجعه به اطلاعات کوپلینگ انعطاف‌پذیر سری RR سایز ۱۲ این شرکت، حد مجاز نامیزانی‌های آن برای یک کمپرسور سانتریفیوژ به قدرت ۲۶۱۰۰ کیلووات و دور ۵۰۰۰ دور بر دقیقه، مطابق شکل (۱۲) حدود ۴٫۸۳ میلی‌متر می‌باشد. مقدار گشتاور موتور مطابق رابطه (۱) به دست می‌آید که در آن P توان موتور بر حسب kw، N دور موتور بر حسب rpm و SF ضریب سرویس (عملکرد) می‌باشد که برای کوپلینگ موردنظر مقدار ۱٫۷۵ می‌باشد [11].

$$T = \frac{P(kw) \times 9549 \times SF}{N(rpm)} = \frac{26100 \times 9549 \times 1.75}{5000} = 87230 (Nm) \quad \text{رابطه (۱)}$$



شکل ۱۲: حد مجاز نامیزانی محوری کوپلینگ‌های دیافراگمی سری R سایز ۱۲ شرکت Ameridrive بر حسب گشتاور

۵. نتیجه‌گیری

کوپلینگ‌های انعطاف‌پذیر دیافراگمی جهت کاربرد در تجهیزات دوار با سرعت‌های بالا طراحی شده‌اند و دارای هیچ‌گونه قطعات متحرک نمی‌باشند. این کوپلینگ‌ها به روانکاری احتیاج نداشته و در صورت بکارگیری صحیح، دچار سایش نمی‌گردند و طول عمر آن‌ها بسیار زیاد خواهد بود. یکی از مهمترین عوامل خرابی بر روی کوپلینگ‌های دیافراگمی، وجود انحرافات بین سیستم محرک و متحرک می‌باشد. این کوپلینگ‌ها از یک سری ورقه‌های نازک به شکل حلقه (دیافراگم) تشکیل شده‌اند که توسط پیچ و مهره به هر دو طرف پوسته و اسپیسر متصل می‌شوند؛ طراحی خاص و صحیح دیافراگم‌ها انعطاف‌پذیری و ظرفیت بالای انتقال گشتاور به نسبت وزن کم کوپلینگ را به همراه دارد؛ بطوریکه دیافراگم‌ها یا همان دیسک‌ها گشتاور را از شفت‌ها به سایر قسمت‌ها انتقال می‌دهند و عامل اصلی در توانایی جبران نامیزانی‌های شعاعی، محوری و زاویه‌ای در مودهای مختلف و دورهای بالا در کوپلینگ‌های دیافراگمی می‌باشند. مقدار این انعطاف‌پذیری بستگی به فاصله پیچ‌ها و همچنین قطر نیم کوپلینگ‌ها نیز دارد.



شرکت مهندسی آب و فاضلاب ایران

کنگره علوم و مهندسی آب و فاضلاب ایران

دانشگاه تهران، تهران

۲۶ و ۲۷ بهمن ماه ۱۳۹۵



تغییر شکل دیافراگم از حالت صاف به منحنی شکل، باعث ایجاد خاصیت ارتجاعی و یکنواخت شدن توزیع تنش‌های کششی یکنواخت بر روی دیافراگم می‌شود. همچنین به علت نامیزانی موجود در مجموعه این عمل موجب کاهش تنش خمشی در نقاط ثقل نیز خواهد شد. همچنین کیفیت ساخت آن نیز تأثیر مستقیمی بر روی عمر و ضریب اطمینان دیافراگم می‌گذارد. عواملی همچون ضخامت، تعداد دیافراگم، شکل پروفیل و جنس در خستگی کوپلینگ دیافراگمی تأثیرگذار هستند.

نتایج تجربی نشان می‌دهد که بیشترین تنش در نزدیکی پیچ‌ها و بر روی قسمت‌هایی از دیافراگم رخ می‌دهد که در حال تحمل تنش فشاری و پیچشی همزمان هستند. همانطور که از تغییر شکل‌های ایجاد شده بر روی دیافراگم‌ها در اثر اعمال نامیزانی‌ها (شکل‌های ۵ تا ۱۰) مشاهده می‌شود، اکثر شکست‌ها و تغییر شکل‌های بزرگ در لبه‌های دیافراگم رخ می‌دهند و تمرکز تنش در نزدیکی پیچ و مهره اتفاق افتاده است. همچنین نمودار تخمین عمر دیافراگم بر حسب نامیزانی درجه‌ای در شکل (۱۱) نشان داده شده است که مشاهده می‌شود با افزایش نامیزانی، طول عمر پیک دیافراگم‌ها (تعداد سیکل) کاهش می‌یابد.

در این پژوهش با استفاده از متدهای تحلیل خستگی المان محدود و مش‌بندی ورق دیافراگم موردنظر به المان‌های کوچکتر، به مقادیر تغییر شکل‌های آن بر حسب پارامترهای ضریب اطمینان و تخمین عمر به منظور تعیین حدود مجاز نامیزانی شفت‌ها پرداخته شد و نتایج حاصل از آن از دقت قابل قبولی نسبت نتایج تجربی برخوردار می‌باشند.

۶. مراجع

- [1] Peterson, R., (1950). Disussion of a Century Age Concerning the Nature of Fatigue, and Review of some of the a Subsequent Researcher Concerning the Mechanism of *Fatigue*. p:p:50.
- [2] Wohler, A., (1967). Wolers Experiments in the Strength of *Mental*. p:p:160.
- [3] Bauschinger, J., (1886). On the Change Of the Position of the Elastic a Limit of Iron and Steel Undet Cyclic Variation of Stress. *Mitt.Mech.Vol.13,no,1*.
- [4] Ewing, J and Humfrey, J., (1903). The fractur of Mental Under Repeated Alteration of Stress. *phil. Trans.Roy.soc., London, Vol.CC*, p:p:241.
- [5] Basquin, O., (1910). The Experimental law of Endurance. *proc.ASTM, Vol.10, part2*, p:p:625.
- [6] Moore, I. I. and Kommers, J., (1927). The Fatigue of Mental state, *New York: McGraw-Hill Book Co*.
- [7] Miner, M. ,(1945). Cumulative Damage in Fatigue. *Trans. ASME, Vol 67*.
- [8] Palmgren A., (1924). Die Lebensdauer von Kugellagern. *ZDVDI, vol.68, No.14*, p:p:339.
- [9] Manson, S., (1962). Discussion of Ref.24, *Trans. ASME. Vol. 84,4*, p:p:537.
- [10] Taveenelli, J. F. and Coffin, L. F., (1962). Experimental support for Generalized Equation Predicting Low Cycle Fatigue. *Trans. ASME. Vol 84,24*, p:p:533.
- [11] Ameridrives Couplings, An Altra Industrial Motion Company, U.S.A., www.ameridrives.com.