



وزارت علوم، تحقیقات و فناوری  
سازمان فزاینده و اجتماعی

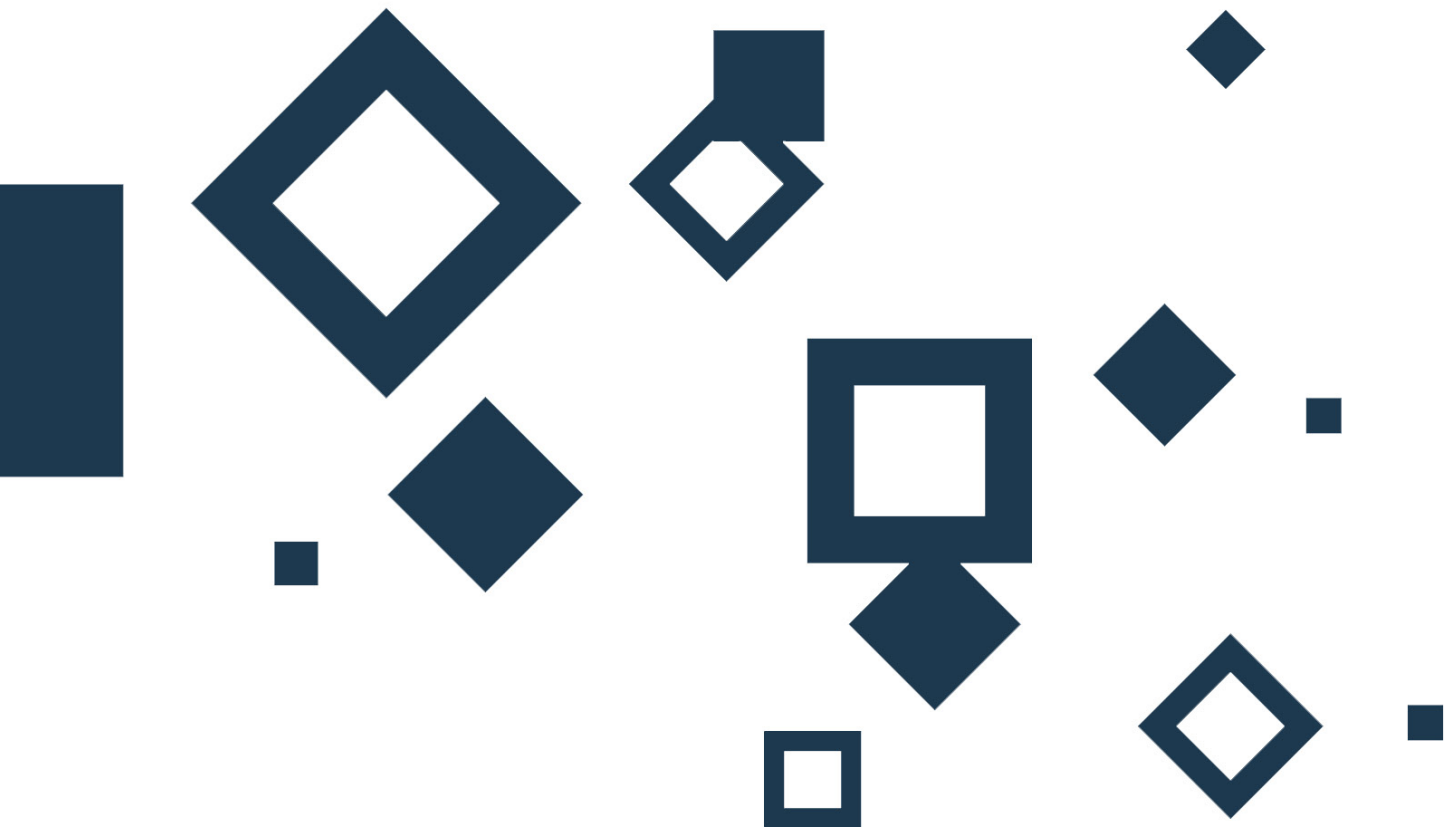


# مومنتوم

نشریه علمی تخصصی اتحادیه انجمن های علمی دانشجویان مهندسی مکانیک ایران

M  
O  
M  
E  
N  
T  
U  
M  
4

فولکس واگن، اردغان یک دیکتاتور | ریز پرنده | سیستم تعلیق مک فرسون



## شناسنامه:

صاحب امتیاز: اتحادیه انجمن های علمی دانشجویی مهندسی مکانیک ایران  
شماره مجوز: ۸/۸۱/۱۹۸۷۰۵

استاد مشاور: جناب آقای دکتر سیدفرامرز رنجبر S.ranjbar@tabrizu.ac.ir  
مدیر مسئول: مهندس زهرا قبادپور Zahraghobadpour@webmail.guilan.ac.ir  
سر دبیر: مهندس حسین رشیدی قلعه Hosseinrashidighaleh@gmail.com  
مدیر داخلی: مهندس آرش نوربخش سعیداباد A\_nourbakhsh@tabrizu.ac.ir  
ویراستار و ناظر کیفی: مهندس سیدامیررضا عبداللہی S.a.abdollahi@yahoo.com  
طراح و صفحه آرا: مهندس سینا جداری خوشباف، مهندس سینا شفاعت پناهی

### هیئت تحریریه:

دکتر محمد تقی شروانی تبار، دکتر سیدفرامرز رنجبر، آرش نوربخش سعیداباد،  
مهدی نامی خلیله ده، سیدامیررضا عبداللہی، سعید میرزایی، امیررضا نحوی  
نژاد، محدثه رجائی راد، آیسان رفیعی، محمد حسین زاده پوستی، دکتر حسن  
اسدی گیلاکجانی، محمد خورسندی، دکتر سعید رحمانیان، دکتر صالح  
پور اسمعیلی، علیرضا اسد، علی نورمحمدی، علی شریفی، آرش واحدی،  
دکتر علی جمالی، دکتر نادر نریمان زاده، علیرضا یزدیانی، میرمحمد رضا امت  
محمدی، سینا شفاعت پناهی، محسن جهانبخش آبکناری

### راه های ارتباطی:

۱- ایمیل نشریه و اتحادیه انجمن های علمی دانشجویی مهندسی مکانیک ایران  
sumeif6.official@gmail.com  
۲- دبیرخانه نشریه: دانشگاه تبریز، مرکز رشد و فناوری دانشگاه، ساختمان  
رشد فناوری، طبقه ۲، واحد اس ۵

|    |                                                                                  |    |                                                                                                   |
|----|----------------------------------------------------------------------------------|----|---------------------------------------------------------------------------------------------------|
| ۲۲ | معرفی چند مدل<br>در دینامیک روتورها                                              | ۳  | شناسنامه                                                                                          |
| ۳۳ | تحلیل اجزای محدود تأثیر طول<br>کاری در توزیع تنش تثبیت                           | ۵  | سخن مدیر مسئول                                                                                    |
| ۳۶ | فولکس واگن؛<br>ارمغان یک دیکتاتور                                                | ۶  | سخن سردبیر                                                                                        |
| ۴۱ | موتور وانگل                                                                      | ۷  | اتحادیه چیستی و چرایی                                                                             |
| ۴۴ | مبدل های حرارتی                                                                  | ۸  | پالایشگاه و محیط زیست                                                                             |
| ۴۸ | شبیه سازی و تحلیل انتشار دود ناشی<br>از آتش سوزی در ساختمان طبقه ۵               | ۱۰ | بررسی تأثیر کیفیت استخوان فک و نوع<br>بارگذاری بر میزان تنش های وارد بر<br>سیستم ایمپلنت- استخوان |
| ۵۳ | شبیه سازی و تحلیل پارامتریک<br>سیستم تعلیق مک فرسون                              | ۱۳ | بررسی اثر گرا دیان ضخامت بر میزان<br>جذب انرژی در یک ساختار آگزتیک                                |
| ۵۷ | نیروگاه های آبی، جمع آوری و<br>طبقه بندی اطلاعات مربوط به<br>استحصال انرژی از آب | ۱۶ | مصاحبه با دکتر حسین پاکزاد                                                                        |
| ۶۱ | گرایش های مهندسی مکانیک                                                          | ۱۷ | ریز پرنده                                                                                         |





# سخن مدیر مسئول

## هوالخلاق العليم

علم بال است مرغ جانت را      تا سپهر او برد روانت را

عرض درود و احترام خدمت تمامی اعضای گرانقدر اتحادیه انجمن های علمی دانشجویی مهندسی مکانیک ایران و سایر مخاطبان ارجمند نشریه مومنتوم؛

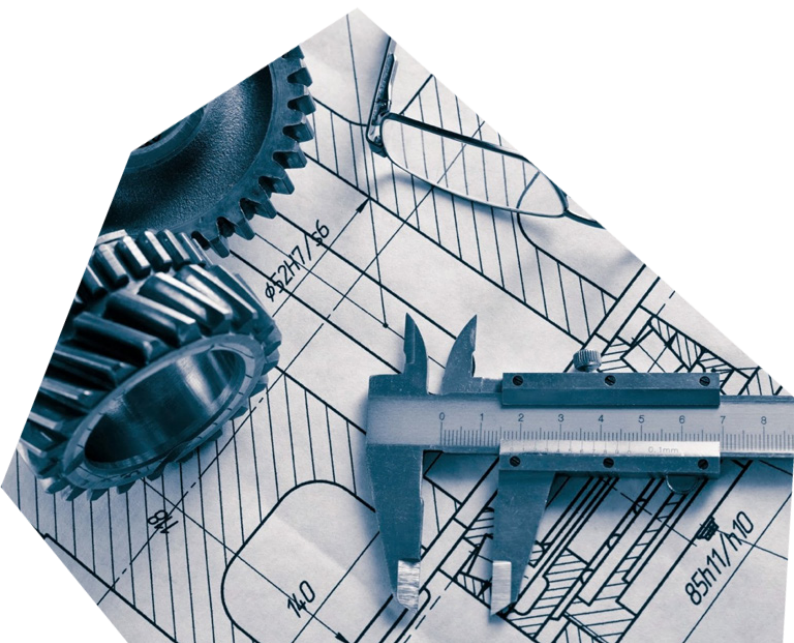
نخست خداوند منان را شاکریم که این فرصت را در اختیارمان قرار داد تا با تلاشی مضاعف بتوانیم پس از مدت ها بار دیگر چراغ این نشریه را برافروزیم تا در خدمت تمامی دانشجویان عزیز مهندسی مکانیک ایران باشیم. همچنین بسیار خرسند و سپاسگزاریم از حضور و همراهی خیل بزرگوارانی که بی کمک های بی شائبه ایشان قطعاً این کار بسیار دشوار می نمود. با توجه به توانمندی های متعدد دانشجویان مهندسی مکانیک و رشته - گرایش های مربوط به آن و نیز با وجود پتانسیل های بی شمار علمی و صنعتی در میهن عزیزمان ایران، امیدواریم که به همراهی همه پژوهشگران و علاقه مندان بتوانیم ادامه دهندگان شایسته ای بر این مسیر باشیم. تلاش تیم تحریریه این نشریه همواره بر این بوده است که علاوه بر آشنایی با مسائل روز دنیا و مطالعه مقالات علمی دانشجویان سراسر کشور، مسائل و موانع مهندسی مکانیک را نیز عنوان و بررسی کنیم و به یاری هم گره از مشکلات احتمالی بگشاییم، ان شاء الله.

در انتها، به نیابت از هیئت تحریریه نشریه مومنتوم از کلیه صاحب نظران دعوت می کنم تا با نظرات سازنده و پیشنهادات ارزنده خود ما را در بهبود هر چه بیشتر این نشریه یاری نمایند.

همه ساله پیروز بادی و شاد      سرت پرز دانش دلت پرز داد

زهره قبادپور

دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک دانشگاه گیلان



قال امیرالمومنین (علیه السلام):  
الْعِلْمُ قَاتِلُ الْجَهْلِ؛  
دانش، نابودکننده نادانی است.

به نام پروردگار هستی بخش

با عرض سلام و ادب و احترام خدمت همراهان اتحادیه انجمن های علمی مهندسی مکانیک ایران و نشریه علمی تخصصی مومنتوم خدا را شاکریم که توفیق خدمت در راه پر سعادت علم و دانش را به ما ارزانی و این وظیفه هرچند کوچک اما شیرین را بر دوش ما گمارده است.

بسیار خرسند و مفتخرم که در سری جدید نشریه علمی تخصصی مومنتوم (شماره چهار) با موضوعات علمی متنوع و جذاب در حوزه های مختلف رشته مهندسی مکانیک و فناوریها و زمینه های مرتبط اعم از مقالات، پژوهشها و تحقیقات روز و کاربردی رشته مهندسی مکانیک برای دانشجویان، اساتید، علاقه مندان و پژوهشگران منتشر و در دسترس همگان قرار گرفته است. به خاطر داشته باشید که این نشریه نمایانگر زحمات بی وقفه شما دانشجویان پرتلاش جهت رسیدن به اهداف پژوهشی و توسعه علوم جدید در رشته مهندسی مکانیک میباشد.

تیم نشریه مومنتوم در این شماره سعی کرده است تا با ارائه ی مقالات علمی با کیفیت و فراهم آوردن دسترسی آسان دانشجویان و پژوهشگران را از پیشرفت های جدید در زمینه های مختلف علمی مهندسی مکانیک بهره مند سازد. امیدواریم که این شماره از نشریه علمی تخصصی مومنتوم به جهت دارا بودن مطالب ارزشمند و مفیدی که در آن گنجانده شده است توجه و استقبال شما عزیزان را به خود جلب کند و بتواند برای تحقیقات دانشجویان و علاقه مندان علمی مفید باشد. برای بهبود کیفیت محتوای نشریه نظرات پیشنهادات و انتقادات شما دانشجویان گرامی بسیار ارزشمند است و ما را برای ادامه مسیر یاری می رساند.

در پایان از دبیر اتحادیه جناب دکتر نوربخش و نائب دبیر و مدیرمسئول نشریه سرکار خانم دکتر قبادپور و همچنین دوستان ما در هیئت تحریریه و تمامی همکارانی که در این شماره به ما کمک کردند و نیز شما همراهان تقدیر و تشکر کرده و از خداوند متعال برای ایشان، سلامتی، موفقیت و توفیق روزافزون در عرصه های مختلف به ویژه در عرصه علم و دانش را خواستارم.

حسین رشیدی قلعه  
دانشجوی کارشناسی ارشد طراحی کاربردی دانشگاه صنعتی قم

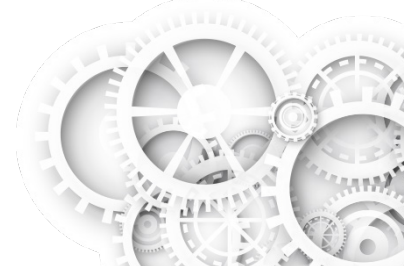
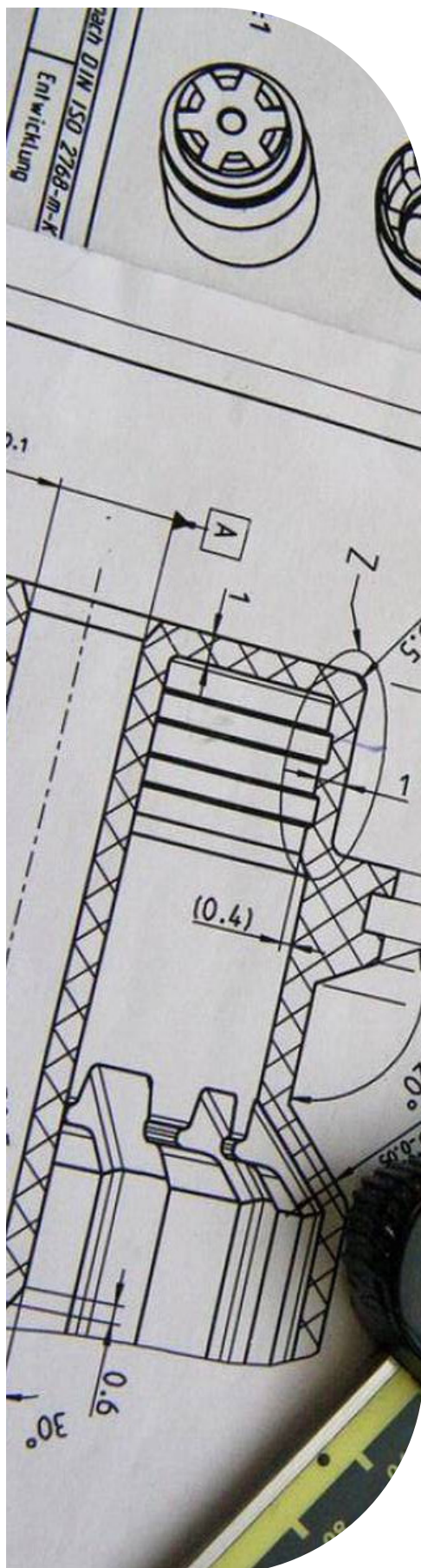


## اتحادیه های انجمن های علمی دانشجویی، چیستی و چرایی

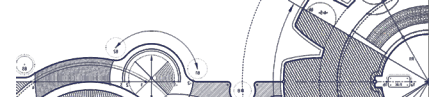
حضور و فعالیت دانشجویان در قالب شکل های دانشجویی در بستر دانشگاه ها همواره باعث نشاط، پویایی و رشد دانشجویان و در نتیجه اعتلای جامعه ی جوان میهن عزیزمان ایران بوده است. تعاملاتی از این دست بین دانشجویان با یکدیگر و نیز بین دانشجویان و مسئولان به خودی خود، موجبات یادگیری چگونگی فعالیت در اجتماع، ساختارمندی و کار تیمی را فراهم می آورد. حال آنکه انجمن های علمی دانشجویی، از دانش محور ترین شکل ها ذیل معاونت فرهنگی و اجتماعی دانشگاه هاست که هدف آن ارتقای علمی دانشجویان در کالبد فرهنگی با نگاهی به مسئولیت اجتماعی آنان است. فارغ از فعالیت در سطح یک دانشگاه و به منظور تجمیع انجمن های علمی از یک رشته تحصیلی یا چند رشته مرتبط و انجام فعالیت های تخصصی هدفمند در راستای همان رشته یا رشته ها، شاهد شکل گیری اتحادیه های انجمن های علمی دانشجویی مختلف طی سالیان متمادی بوده ایم. همانگونه که در تعریف آیین نامه انجمن های علمی دانشجویی اداره کل فرهنگی و اجتماعی وزارت علوم، تحقیقات و فناوری آمده است: اتحادیه انجمن های علمی دانشجویی، تشکیلاتی دانشجویی و غیرانتفاعی است که توسط دبیران انجمن های علمی دانشجویی دانشگاه ها و مراکز آموزش عالی، در هر گروه علمی برای نیل به اهداف زیر تشکیل می گردد:

- زمینه سازی جهت رشد و توسعه انجمن های علمی دانشجویی
- ایجاد بستر مناسب برای ارتباط و همکاری گسترده و مستمر، میان انجمن های علمی دانشجویی
- گسترش فرهنگ مشارکت، همکاری، رقابت و توسعه فعالیت های علمی گروهی، بین دانشجویان
- ایجاد ارتباط گسترده و موثر میان دانشجویان و تشکلهای دانشجویی، با تشکلهای علمی-تخصصی، موسسات پژوهشی، صنعتی و خدماتی
- اتحادیه انجمن های علمی دانشجویی مهندسی مکانیک ایران نیز که به اختصار اتحادیه مهندسی مکانیک خوانده می شود؛ شامل دبیران انجمن های علمی دانشجویی مهندسی مکانیک دانشگاه ها و مراکز آموزش عالی کشور می باشد. شورای مرکزی این اتحادیه که با رای و از میان دبیران انجمن های زیر مجموعه ی مهندسی مکانیک کشور انتخاب می شوند همواره در تلاش اند تا با همکاری و بهره گیری از امکانات و حمایت های دانشگاه های مختلف کشور، فعالیت های متنوعی را در جهت بهبود کیفیت صنایع و دانشگاه های ایران انجام دهند.
- حوزه های فعالیت اتحادیه مهندسی مکانیک:
- انتشار انواع کتب، نشریات علمی و نرم افزارهای رایانه ای مرتبط با حوزه فعالیت
- تعریف پروژه های علمی، تحقیقاتی یا صنعتی بین دانشگاه ها و همکاری برای انجام آن ها
- ارتباط با نهادها و انجمن های علمی و تخصصی داخلی یا بین المللی
- همکاری در اجرای مسابقات علمی مرتبط با مهندسی مکانیک در سطح ملی و بین المللی
- همکاری در اجرای گردهمایی، کنفرانس، وبینار و سمینارهای علمی مرتبط با مهندسی مکانیک در سطح ملی و بین المللی
- نمایندگی علمی دانشجویان و ارتباط با نهادهای موثر در حوزه سیاست گذاری آموزشی و پژوهشی
- تلاش برای فراگیر شدن اتحادیه در سطح ملی از طریق عضویت کلیه انجمن ها و حمایت از راه اندازی و تشکیل انجمن های ذی ربط در دانشگاه ها
- اعطای تسهیلات برای حمایت مالی از ایده های ممتاز و ابتکارات دانشجویان خلاق مهندسی مکانیک

اتحادیه انجمن های علمی دانشجویی مهندسی مکانیک ایران، اولین بار در سال ۱۳۹۵ تاسیس شده است. ششمین دوره این اتحادیه در اسفند ماه ۱۴۰۱ با مشارکت انجمن های علمی دانشجویی مهندسی مکانیک کشور و انتخاب اعضای شورای مرکزی شروع به کار کرد. مهم ترین اولویت های این دوره از اتحادیه، تکمیل کارهای اتحادیه پیشین، تدارک برنامه های کاربردی، اتخاذ تصمیمات عملیاتی در انگیزه بخشی به دانشجویان، ایجاد و تحکیم ارتباط صنعت با دانشگاه، تسهیل ارتباط انجمن های علمی با ارگان ها و بخش های خصوصی، حمایت از ایده ها و طرح های پژوهشی دانشجویان و نیز قدم برداشتن در راستای توسعه فردی و ترویج مهارت های کسب و کار دانشجویان مهندسی مکانیک سراسر کشور بوده است که در شماره های بعد نشریه به شرح آن خواهیم پرداخت.





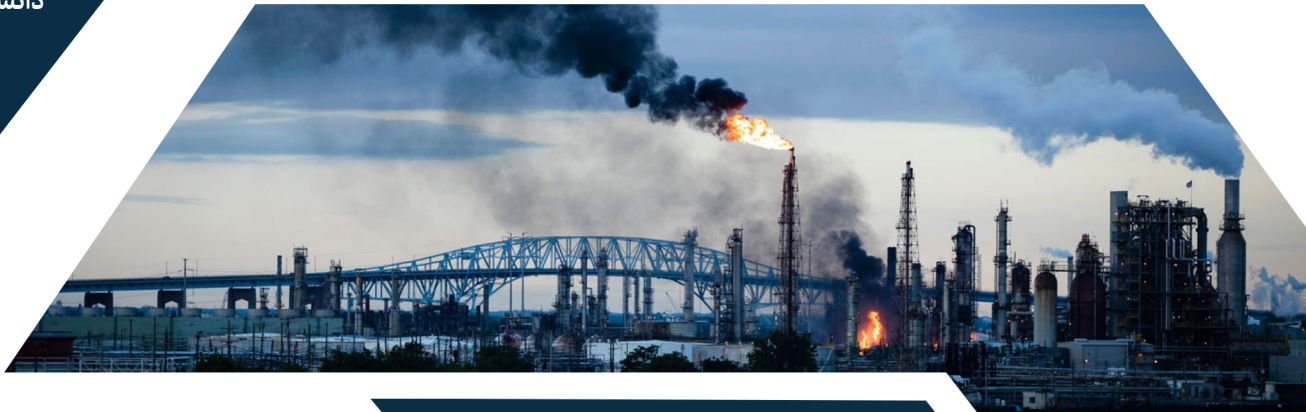


امروزه بحث آلودگی‌های محیط‌زیستی تولید شده در صنایع مختلف بسیار اهمیت پیدا کرده و فشارهای قانونی و مردمی به این صنایع رو به افزایش می‌باشد. صنعت پالایش و فراوری نفت خام نیز از جمله این صنایع به شمار می‌رود. با توجه به اهمیت اقتصادی، سیاسی و اجتماعی این صنعت در کشور و نیاز به بهره‌برداری از ذخایر نفتی، باید به اثرات برجامانده آن بر محیط آگاه بود و برای آن چاره‌اندیشی کرد. از اثرات اقتصادی احداث پالایشگاه نفت می‌توان ایجاد فرصت‌های شغلی، تغییر در قدرت خرید محلی، مصرف کالاها و خدمات، درآمدهای دولت، صندوق ذخیره ارزی و کمک به تأمین انرژی نام برد که در کنار این مزایا لازم است به جنبه محیط‌زیستی آن توجه گردد.

نخستین پالایشگاه‌ها، مسبب آلودگی محیط‌زیست بودند و بوی ناخوشایند ناشی از پالایش نفت و نیز دود حاصل از اسیدشویی و قلیاشویی، محیط را آلوده می‌کرد. همراه با پیشرفت فناوری و تغییراتی که در چگونگی پالایش نفت به وجود آمد، این مشکلات تاندازه‌ای برطرف شد. روش‌های تر (اسیدشویی و قلیاشویی) نیز جای خود را به روش استفاده از هیدروژن دادند و با تجزیه سولفید هیدروژن میزان آلاینده‌های کاهش یافت.

## پالایشگاه و محیط‌زیست

سعید میرزائی، کارشناس ارشد مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه صنعتی شریف



با اختراع اتومبیل پالایشگاه‌ها به سمت تولید بنزین و سوخت دیزل هدایت شدند که تا به امروز به عنوان اصلی‌ترین فرآورده پالایشگاه شناخته می‌شوند. پس از نیمه دوم قرن بیستم در ایالات متحده سازمان‌های محیط‌زیست قوانین بسیار محدودکننده‌ای برای احداث پالایشگاه‌های جدید از نظر آلودگی‌های آب و هوا وضع نموده‌اند. این شرایط احداث پالایشگاه‌های جدید در آمریکا را بسیار محدود و پرهزینه کرده است به طوری که آخرین پالایشگاه نفت احداث شده در ایالات متحده مربوط به سال ۱۹۷۶ می‌باشد [۱]. ابعاد مورد بررسی برای اثرات محیط‌زیستی صنعت فراوری و پالایش نفت خام، پس از بررسی وضعیت محیط‌زیستی موجود در چهاربخش به شرح زیر صورت می‌پذیرد [۲]:

الف) اثرات محیط‌زیستی بر محیط فیزیکی  
\* اثرات بر خاک: مورفولوژی و کیفیتی  
\* اثرات بر آب: کمیت آب و کیفیت آب  
\* اثرات بر اقلیم: هوا و صوت: تغییرات هوا و بارش‌ها، کیفیت هوا.  
\* اثرات ثانویه بین خاک، آب و هوا

\* اثر بر سلامت و محیط بهداشتی مردم  
\* اثر بر محیط اجتماعی، اشتغال، مسکن، آموزش  
\* اثر بر محیط فرهنگی: اعتقادات فرهنگی و مذهبی مردم میراث فرهنگی

ب) اثرات محیط‌زیستی بر محیط‌های طبیعی  
\* اثرات بر گونه‌های گیاهی  
\* اثرات بر گونه‌های جانوری  
\* اثرات بر زیستگاه، چشم‌اندازها و مسیر مهاجرت پرندگان  
ج) اثرات محیط‌زیستی بر محیط‌های اجتماعی و فرهنگی

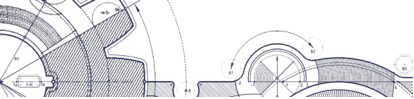
د) اثرات محیط‌زیستی بر طرح‌های توسعه کشاورزی، صنعتی، خدماتی  
\* اثر بر سایر طرح‌های توسعه کشاورزی، صنعتی  
\* خدماتی اثر طرح آمایش منطقه  
\* اثر بر کاربری اراضی منطقه

### انواع آلودگی‌های محیط‌زیستی پالایشگاه

آلودگی آب: پساب حاصل از فرایند مانند نم‌زدایی، گوگردزدایی، تقطیر، کراکینگ به همراه انواع ترکیبات سمی موجود در پساب و آب حاصل از برج‌های خنک‌کننده.  
آلودگی خاک: مانند لجن نفتی، آب نفتی ترش و دیگر پساب‌های نفتی رها شده.  
آلودگی هوا: آلودگی هوای پالایشگاه را می‌توان به عنوان عمده‌ترین اثرات ناسازگار این صنعت معرفی کرد.







## فاز بندی طرح های پالایشگاهی:

الف) فاز ساخت: در مراحل عملیاتی احداث پالایشگاه، ساخت مخازن ذخیره، تأسیسات جنبی و خط لوله حفاصل بین آنها، آلودگی های زیست محیطی قابل پیش بینی بیشتر فیزیکی هستند. در اثر خاک برداری و تردد وسایل نقلیه ذرات گردوغبار در هوا پراکنده می شوند. دود خروجی از آگروز کامیون ها و ماشین آلات راه سازی موجب انتشار ذرات دوده و گازهای ناشی از احتراق سوخت می گردد [۳]. این موارد می توانند تأثیراتی بر روی رشد گیاهان از طریق کاهش نفوذ نور و پوشاندن سطح گیاه داشته باشند. انتشار ذرات خاک موجب کاهش دید در جاده و حتی اختلالات تنفسی می گردد. به خاطر موقتی بودن عملیات ساختمانی این آلودگی ها پایدار نبوده و با اتمام ساخت پایان می پذیرد [۴].

## پیش بینی اثرات در مرحله بهره برداری

SOX: بر اثر سوختن سوخت های حاوی گوگردی، در معرض رطوبت و مواد شیمیایی به باران اسیدی تبدیل می شود.  
NOx: احتراق در مجاورت هوای اضافی، تبدیل به باران اسیدی و وزن PM: شامل گردوغبار، دود، دوده و ذرات مایع، تولید از محل نگهداری مواد جامد، حمل و نقل و احتراق  
CO, CO<sub>2</sub>: از سوختن مواد هیدروکربنی (CO احتراق ناقص)، پدیده گازهای گلخانه ای

H<sub>2</sub>S: در فرایند سولفورزدایی از نفتا، بازیابی سولفور، تقطیر و... ترکیب خروجی ها می تواند موجب ایجاد بوی نامطبوع در مناطق مجاور طرح گردد. از عوامل عمده تولید بو: مرکاپتان ها، سولفید هیدروژن و آمونیاک که از تبخیر نفت خام، فاضلاب روها، مخازن ذخیره و ... [۶].

## راهکارهای کاهش اثرات محیط زیستی پالایشگاه ها:

- \* در جریان تسطیح و خاک برداری، دپوی خاک و احداث راه های دسترسی، با آب پاشی در طول روز از پراکنش ذرات گردوغبار جلوگیری شود.
- \* از رده خارج کردن تجهیزات فرسوده
- \* ممنوعیت استفاده از CFC ها و هالوژن ها در تأسیسات سردکننده و آتش نشانی بر اساس شرایط پروتکل مونترال تخفیف اثرات فاز بهره برداری [۷].
- \* آلاینده های مهم در نقاط انتشار مانند دودکش ها مورد سنجش قرار گیرند.
- \* برای اجتناب از آلودگی ها از هرگونه عملیات همزنی، تهویه و اشتعال در هوای آزاد خودداری شود.
- \* ثبت هم زمان میزان غلظت آلاینده ها و جهت باد غالب، محل انتشار آلاینده ها را مشخص می نماید. این اندازه گیری ها باید به صورت آنلاین باشد.
- \* بررسی علل نشت مکرر لوله های حامل بخار و نیز مشکلات احتمالی تله های بخار و به صورت یک برنامه زمان بندی شده.
- \* تنظیم خودکار بخار و سوخت.
- \* محصور نمودن محوطه انبار در قسمت جامد سازی گوگرد.
- \* جمع آوری گازهای خروجی در واحدهای آلکیلسیون و اکسیدکننده های آسفالت برای کاهش انتشار بو و تغذیه آنها به گرمکن.

ب) فاز بهره برداری: بسته به نفت خام مصرفی فرایند تولید در هر پالایشگاه متفاوت است، ولی می توان برخی فعالیت های عمده پالایشگاهی را نام برد از جمله، فرایند نمک زدایی، تقطیر در اتمسفر، تقطیر در خلا و ... که طی آنها مواد زیر آزاد می شود [۵].

- انتقال و ذخیره نفت خام هیدروکربن، مرکاپتان.
- نفت تقطیر خام و نمک زدایی: H<sub>2</sub>S - NOX - SOX
- گوگرد زدایی: H<sub>2</sub>S - مرکاپتان - هیدروکربن
- تصفیه گاز: H<sub>2</sub>S
- تصفیه آب ترش: H<sub>2</sub>S
- بازیافت گوگرد: H<sub>2</sub>S - مرکاپتان
- تصفیه ته مانده برج های تقطیر: H<sub>2</sub>S - NOX - SOX
- شکست مولکولی مواد سنگین ته مانده های برج های تقطیر: H<sub>2</sub>S - NOX - SOX
- مشعل: H<sub>2</sub>S - NOX - SOX

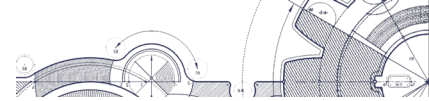
\* عملیات تعمیر و نگهداری دستگاه هایی مانند کمپرسورها برای افزایش راندمان و کنترل آلودگی هوا.

## منابع:

- [1] Armannsson, H., Burton, J.D., Jones, G.B., Knap, A.H., 1985. Trace metals and hydrocarbon in sediments from the Southampton Water region, with particular reference to the influence of oil refinery effluent. Marine Environmental Research 44-31, 15.
- [2] Baker, J.M., 1971. Refinery effluent. In: Cowell, E. (Ed.), The Ecological Effects of Oil Pollution on Littoral Communities. Institute of Petroleum, London, pp. 43-33.
- [3] Collaborative research programme: the effects of oily discharges Mohd-Long, S.B., 1987. The impact of pollution on the meiofauna densities of an estuarine mudflat. Pertantia 208-197, 10.
- [4] Monk, D.C., Gorton, C., Tapper, K., 1979. Biological monitoring of the effects of oil refinery effluents in rivers. In: Proceedings of Ecological Damage Assessment Conference, Arlington, Virginia. Society of Petroleum Industry Biologists, pp. 214-199.
- [5] Rowe, D.W., Sprague, J.B., Heming, T.A., Brown, I.T., 1983b. Sublethal effects of treated liquid effluent from a petroleum refinery, II. Growth of rainbow trout. Aquatic Toxicology 169-161, 3.
- [6] Saha, M.K., Konar, S.K., 1984a. Field survey on the influence of petroleum oil refinery effluents on Hooghly Estuary ecosystem at Haldia. West Bengal. Environmental Ecology 256-251, 2.







# بررسی تأثیر کیفیت استخوان فک و نوع بارگذاری بر میزان تنش‌های وارد بر سیستم ایمپلنت-استخوان

امیررضا نحوی نژاد<sup>۱</sup>، محمد حسین زاده پوستانی<sup>۲</sup>، حسن اسدی گیلاکجانی<sup>۳</sup>، محمد خورسندی<sup>۴</sup>  
 \*دانشجوی کارشناسی، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان<sup>۱</sup>  
 ، کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان<sup>۲</sup>  
 استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان<sup>۳</sup>، دانشجوی  
 دکترای مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان<sup>۴</sup>

## چکیده

ایمپلنت دندانی به عنوان جایگزینی بسیار مناسب برای دندان‌های از دست رفته سال‌ها تحت بررسی و مطالعه بوده است. از آنجایی که، نیروی وارد بر ایمپلنت از طریق محل تماس با استخوان‌های اطراف منتقل می‌شود بنابراین، توزیع بهینه‌ی تنش در استخوان می‌تواند یکی از معیارهای موفقیت یک ایمپلنت دندانی باشد. از این‌رو، در تحقیق حاضر توزیع تنش ناشی از بارگذاری‌های عمودی و مایل با زاویه‌ی ۴۵ درجه در استخوان فک با چهار کیفیت مختلف، با استفاده از روش اجزای محدود مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج بدست آمده نشان می‌دهند که با تغییر نوع بارگذاری از حالت عمودی به مایل، اختلافی قابل ملاحظه بر نحوه‌ی توزیع تنش در استخوان فشرده حاصل شده بطوری‌که، این تغییر بارگذاری، بیشترین میزان تنش را بر روی استخوان فشرده‌ی نوع چهار، ایجاد کرده است. همچنین، با افزایش میزان حجم استخوان اسفنجی، اندازه‌ی تنش در استخوان فشرده برای هر دو حالت بارگذاری افزایش یافته بطوری‌که می‌تواند خطراتی نظیر از دست‌رفتنی استخوان و پدیده‌ی سپر تنش شود.

## واژه‌های کلیدی:

استخوان فشرده، استخوان اسفنجی، ایمپلنت دندانی، تحلیل اجزای محدود، توزیع تنش

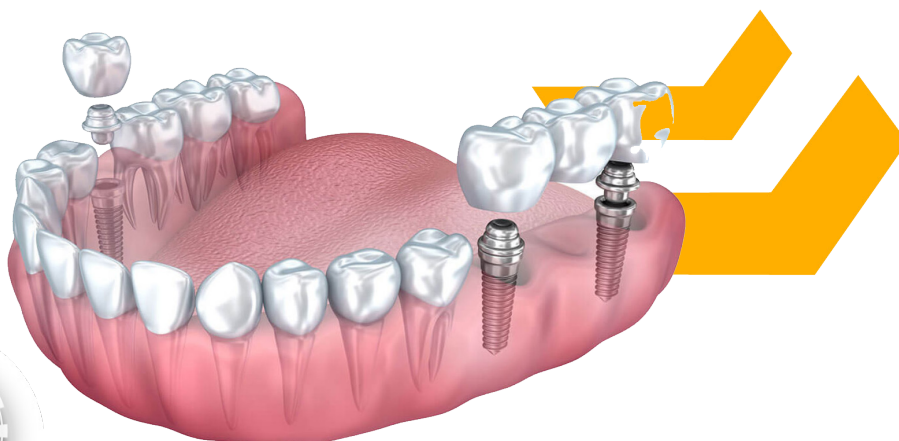
## ۱- مقدمه

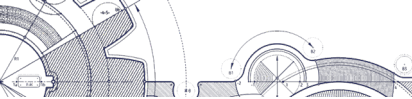
از زمانی که در دهه‌ی ۶۰ میلادی روش ایمپلنت دندانی برای درمان دندان‌های از دست رفته معرفی شد، زندگی میلیون‌ها انسان را تحت تأثیر قرار داد [۱ و ۲]. اولین درمان ایمپلنت توسط پروفیسور برین مارک در سال ۱۹۶۵ انجام گرفت که از ایمپلنت تیتانیومی استفاده شده بود. تاکنون تلاش‌های زیادی برای بهبود و رفع نواقص این روش انجام شده است [۳]. عوامل بسیاری بر میزان موفقیت یک ایمپلنت تأثیر دارند که از انواع بارگذاری، خصوصیات مواد ایمپلنت و پروتز، هندسه‌ی ایمپلنت، کیفیت استخوان و زیست‌سازگاری ایمپلنت‌ها می‌توان نام برد [۴]. طراحی ایمپلنت‌ها یکی از اصلی‌ترین فاکتورهایی است که تأثیر مستقیمی بر ثبات اولیه و همچنین تحمل بارگذاری بعد از سازگاری و ادغام استخوان و ایمپلنت دارد. همچنین استحکام استخوان فک و کیفیت آن تأثیر بسیار زیادی در تحمل بارگذاری و دوام طولانی‌مدت ایمپلنت دارد [۵]. در تحقیقات انجام گرفته بر روی انتقال نیرو از ایمپلنت به استخوان‌های اطراف، مشاهده شده است که بیشترین تنش به استخوان فشرده وارد می‌شود که دلیل آن هم بالاتر بودن استحکام و ضریب الاستیک استخوان فشرده نسبت به استخوان اسفنجی می‌باشد (در حدود ۱۰ برابر) [۶، ۷، ۸، ۹]. نخستین بار وینیسستین در سال ۱۹۷۶ در حوزه‌ی ایمپلنت دندانی از تحلیل اجزای محدود استفاده نمود، که از آن موقع تا امروز این روش، برای تحلیل نیرو و تنش وارد بر ایمپلنت دندانی و استخوان فک مورد استفاده قرار گرفته است [۴ و ۱۰].

کوک و همکاران از اجزای محدود بر روی ایمپلنت دندان دارای تخلخل استفاده کردند [۱۱]. آکپینار و همکاران از اجزای محدود برای شبیه‌سازی ترکیب دندان طبیعی و ایمپلنت دندانی بهره بردند [۱۲]. کوشا و همکاران به بررسی توزیع تنش در اطراف ایمپلنت و دندان‌های طبیعی تحت نیروهای عمود بر ایمپلنت به روش اجزای محدود پرداختند [۱۳]. آتمارام و همکاران با تحلیل توزیع تنش بر روی ایمپلنت دندانی و میزان تأثیر آن بر روی پارامترهای الاستیک و هندسه‌ی ایمپلنت مطالعه نمودند [۱۴ و ۱۵]. ریچرو و همکاران از این تحلیل دریافتند که در ناحیه‌ی استخوان‌های فشرده در نزدیک گلوئی ایمپلنت، اندازه‌ی تنش‌های مکانیکی بیشترین مقدار را داشته و حداکثر تنش فون مایز در ناحیه‌ی داخلی ایمپلنت رخ داده است [۱۶]. لیانگ چن و همکاران از تحلیل اجزای محدود برای بررسی تنش بین استخوان و ایمپلنت استفاده کرده نشان دادند که ساختار ایمپلنت تأثیر زیادی بر روی توزیع تنش دارد [۱۷]. والراگیمز و همکاران نیز از این روش برای ایمپلنت‌های باریک و تأثیر قطرهای مختلف بر توزیع تنش تحقیق نمودند [۱۸]. حسین زاده و اسدی با مطالعه‌ی استخوان اطراف دندان و ایمپلنت تأثیر تغییرات زاویه‌ی روزه بر نوسازی استخوان مندیولار را مورد بررسی قرار داده نشان دادند که با کاهش زاویه‌ی روزه، سطح تنش و پایداری ایمپلنت افزایش، تمرکز تنش کاهش و سرعت تثبیت ایمپلنت در استخوان افزایش می‌یابد [۱۹].

نیتین و همکاران با این روش به ارزیابی توزیع تنش در پروتزهای با سایورت دندان و ایمپلنت تحت تأثیر انواع مختلف کانتور غیرسخت و محل قرارگیری آن‌ها پرداختند [۲۰]. تاهارو و همکاران با مطالعه بر روی کیفیت‌های مختلف استخوان با روش اجزای محدود، به رابطه‌ی بین کیفیت استخوان و مقادیر توزیع تنش بر روی استخوان فک پی بردند [۲۱].

با توجه به این‌که، تحلیل اجزای محدود یک روش آسان، کم هزینه و غیرمخرب برای بررسی توزیع تنش در ایمپلنت دندانی و استخوان‌های اطراف آن می‌باشد از این‌رو، در تحقیق حاضر پس از طراحی ایمپلنت دندانی در محیط نرم‌افزار طراحی سالدورکز، اثر کیفیت استخوان تحت بار استاتیکی عمود و مایل بر ایمپلنت و توزیع تنش ناشی از آن، توسط نرم‌افزار اجزای محدود آباکوس مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته است.



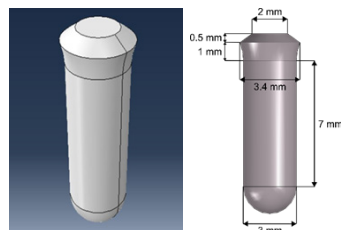


## ۲- مواد و روش ها

در این بخش به نحوه‌ی مدل‌سازی در نرم‌افزارهای طراحی و اجزای محدود، نحوه‌ی اعمال بارگذاری و شرایط مرزی، خواص مواد استفاده شده و سایر ملاحظات که در مدل‌ها لحاظ شده -است، اشاره می‌گردد.

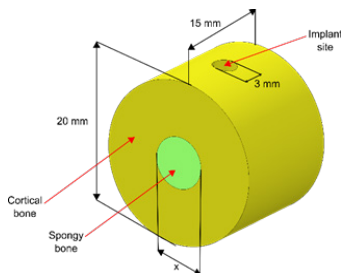
### ۱-۲- طراحی سه بعدی

مدل سه بعدی ایمپلنت دندان‌ی شکل ۱-الف از نوع سیلندری با بدنه‌ی استوانه‌ای به طول ۱۰ میلی‌متر و با ابعادی که در شکل ۱-ب مشخص شده است با استفاده از نرم‌افزار سالیدورکرز طراحی، سپس وارد محیط نرم‌افزار اجزای محدود آباکوس شده است.



شکل ۱: (الف) ابعاد ایمپلنت (ب) نمای از ایمپلنت دندان‌ی

برای بررسی میزان تأثیر کیفیت نوع استخوان بر اندازه‌ی تنش در استخوان اسفنجی، چهار مدل متفاوت بر اساس شکل و نوع استخوان با ابعاد شکل ۲ بصورت زیر طراحی شده است.



شکل ۲: ابعاد استخوان فک طراحی شده

نسبت استخوان‌های اسفنجی و فشرده و همچنین مقادیر  $x$ ، در چهار مدل طراحی شده به شرح زیر می‌باشند:

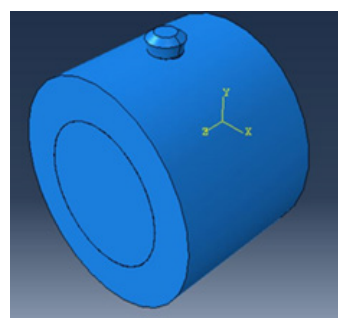
استخوان نوع یک: در این بخش ترکیبی شامل ۹۰ درصد استخوان فشرده و ۱۰ درصد استخوان اسفنجی فرض گردیده است. مقدار  $x$  نشانگر قطر استخوان اسفنجی با بزرگی ۶,۳۲ میلی‌متر است.

استخوان نوع دو: در این نوع استخوان، ترکیبی با نسبت متعادل بین استخوان‌های اسفنجی و فشرده به ترتیب شامل ۶۰ و ۴۰ درصد در نظر گرفته شده است ( $x = ۱۲,۱۶$ ).

استخوان نوع سه: در این نوع از

استخوان، نسبت متعادل دیگری بین بخش‌های اسفنجی و فشرده ایجاد شده است که به ترتیب ۶۰ و ۴۰ درصد استخوان را شامل می‌شود ( $x = ۱۵,۵$ ).

استخوان نوع چهار: این نوع از استخوان، دارای پایین‌ترین کیفیت در بین استخوان‌های مدل‌سازی بوده و ترکیب آن شامل ۹۰ درصد استخوان اسفنجی و ۱۰ درصد استخوان فشرده است ( $x = ۱۸,۹۶$ ). تماس بین استخوان و ایمپلنت به صورت متصل است. چنین فرضی، با در نظر گرفتن این حقیقت که ایمپلنت درگیری کافی را تأمین کرده، توزیع تنش را به صورت پیوسته منتقل می‌کند.



شکل ۳: نمای از ایمپلنت و استخوان نوع دو

### ۲-۲- خواص مواد

مواد استفاده شده در مدل‌سازی اجزای محدود به صورت همگن، الاستیک و ایزوتروپیک بر اساس جدول ۱ برای ایمپلنت، استخوان فشرده و استخوان اسفنجی تعریف

| ماده           | مدول یانگ (GPa) | ضریب پواسون |
|----------------|-----------------|-------------|
| تیتانیوم       | ۱۱۵             | ۰,۳         |
| استخوان فشرده  | ۱۳,۷            | ۰,۳         |
| استخوان اسفنجی | ۱,۳۷            | ۰,۳         |

جدول ۱: خواص مکانیکی مواد

### ۳-۲- بارگذاری و شرایط مرزی

با اعمال نیروی ۱۰ نیوتون در راستاهای آکلوژال و باکال بر مرکز ایمپلنت مطابق شکل ۴ و کاملاً مفید کردن استخوان در راستای مزیال از هر دو طرف و با فرض تماس ایمپلنت و استخوان با استخوان‌آینتگریشن صد درصد به بررسی تأثیر بارگذاری عمودی و مایل با زاویه ۴۵ درجه به دو صورت زیر پرداخته می‌شود:

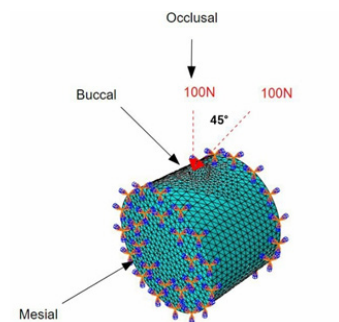
۱- نیروی متمرکز ۱۰ نیوتونی به صورت عمودی بر وسط سطح بالایی ایمپلنت.

۲- نیروی متمرکز ۱۰ نیوتونی به صورت مایل با زاویه ۴۵ درجه بر وسط سطح بالایی ایمپلنت.

### المان بندی

در این مدل برای هر سه بخش

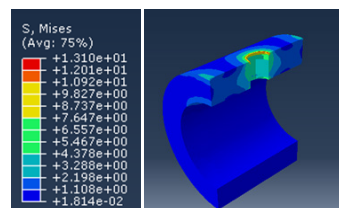
(ایمپلنت دندان‌ی، استخوان فشرده و استخوان اسفنجی) از المان C3۴E۱۰ و برای اطراف محل اتصال ایمپلنت- استخوان، از المان‌های ریزتر استفاده شده است. نمای کلی این المان‌بندی در شکل ۴ نشان داده شده که از ۴۲۷۹ المان در ایمپلنت، ۱۹۶۰۴ المان در استخوان اسفنجی، و ۲۳۶۳۶ المان در استخوان فشرده تشکیل شده است.



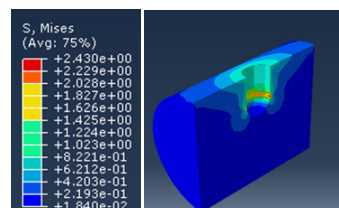
شکل ۴: نمای از بارگذاری و شرایط مرزی اعمال شده

### ۳-۳- نتایج

در تحقیق حاضر، تحلیل تنش ایمپلنت جایگذاری شده در استخوان فک با چهار کیفیت استخوانی مختلف انجام گرفته و نتایج آن به صورت جداگانه برای هر نوع استخوان در جداول ۲ و ۳ و نمودارهای ۱ و ۲ آورده شده است. به دلیل محدودیت در صفحات مقاله، تنها تصاویری از چهار نوع کیفیت استخوانی (برای نمونه نوع دوم) در اشکال ۵ تا ۸ برای استخوان‌های اسفنجی و فشرده‌ی تحت بارگذاری‌های عمودی و مایل ارائه شده که برای وضوح بیشتر نتایج در این بخش، تصاویر برش خورده‌ی استخوان‌های فشرده و اسفنجی نوع دوم نشان داده شده‌اند.



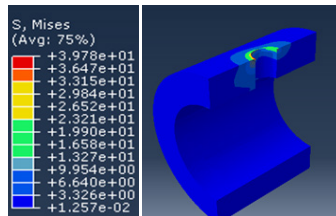
شکل ۵: نحوه‌ی توزیع تنش در استخوان فشرده نوع دوم تحت اثر بار عمود



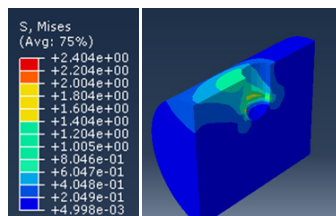
شکل ۶: نحوه‌ی توزیع تنش در استخوان اسفنجی نوع دوم تحت اثر بار عمود

همان‌طور که در شکل‌های بالا دیده می‌شود بیشترین مقدار تنش وارد بر استخوان‌ها در محل اتصال ایمپلنت و استخوان رخ داده بطوری‌که، هر چه به سمت خارج

استخوان حرکت کنیم از مقدار تمرکز تنش در استخوان کاسته می‌شود. با مقایسه‌ی مقادیر تنش وارد بر استخوان فشرده و استخوان اسفنجی ملاحظه می‌شود که مقدار تنش وارد بر استخوان فشرده بیش از مقدار تنش وارد بر استخوان اسفنجی است و این به دلیل سخت‌تر بودن استخوان فشرده (در حدود ۱۰ برابر) نسبت به استخوان اسفنجی می‌باشد.



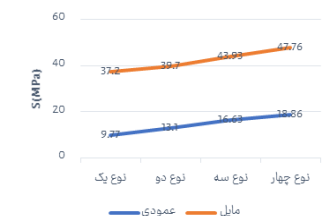
شکل ۷: نحوه‌ی توزیع تنش در استخوان فشرده نوع دوم تحت اثر بار مایل



شکل ۸: نحوه‌ی توزیع تنش در استخوان اسفنجی نوع دوم تحت اثر بار مایل

| نوع استخوان    | یک   | دو   | سه    | چهار  |
|----------------|------|------|-------|-------|
| بارگذاری عمودی | ۹,۷۷ | ۱۳,۱ | ۱۶,۶۳ | ۱۸,۸۶ |
| بارگذاری مایل  | ۳۷,۷ | ۳۹,۷ | ۴۳,۸۳ | ۴۷,۷۶ |

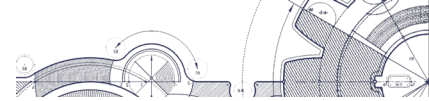
جدول ۲: مقادیر حداکثر تنش وارد بر استخوان فشرده بر حسب مگاپاسکال



نمودار ۱: حداکثر تنش وارد بر استخوان فشرده بر حسب نوع استخوان

همچنین، مقدار حداکثر تنش وارد بر استخوان فشرده از استخوان نوع یک به استخوان نوع چهار به صورت تقریباً خطی در حال افزایش است که نشان‌دهنده‌ی این واقعیت است که هر چقدر مقدار بخش اسفنجی استخوان بیشتر می‌شود، مقادیر بزرگتری از تنش‌ها بر استخوان فشرده تحمیل می‌شوند که این پدیده می‌تواند منجر به خرابی و آسیب‌زدن و همچنین پوسیدگی سریع‌تر استخوان فک و خطرات جدی شامل از دست رفتگی استخوان و پدیده سپر تنش گردد. مقدار حداکثر تنش وارد بر استخوان فشرده در زمانی که بارگذاری به شکل مایل انجام گرفته در حدود ۲۵ تا ۳۰ مگاپاسکال بیشتر از مقدار حداکثر تنش وارد بر استخوان فشرده در حالتی است که بارگذاری به صورت





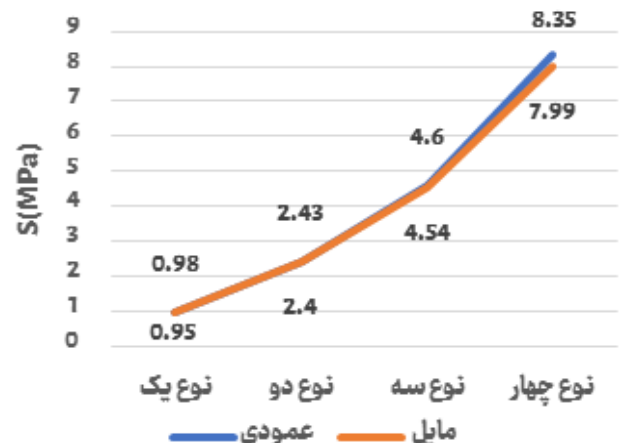
| نوع استخوان    | یک   | دو   | سه   | چهار |
|----------------|------|------|------|------|
| بارگذاری عمودی | ۰,۹۸ | ۲,۴۳ | ۴,۶۰ | ۸,۳۵ |
| بارگذاری مایل  | ۰,۹۵ | ۲,۴۰ | ۴,۵۴ | ۷,۹۹ |

جدول ۳: مقادیر حداکثر تنش وارد بر استخوان اسفنجی بر حسب مگاپاسکال

اما در بررسی جدول ۳ و نمودار ۲ ملاحظه می‌شود که مقدار حداکثر تنش وارد بر استخوان اسفنجی در حالت بارگذاری عمودی و بارگذاری مایل تفاوت چندانی با یکدیگر نداشته در حد چند صدم مگاپاسکال اختلاف بین حداکثر تنش وارده تحت بارگذاری عمودی و مایل وجود دارد که با حرکت از استخوان نوع یکم به چهارم و افزایش بخش اسفنجی استخوان فک، اختلاف آن‌ها در حال افزایش است. نتیجه این تحقیق نشان می‌دهد که، بین استخوان اسفنجی و استخوان فشرده تفاوتی آشکار وجود دارد.

بطوری‌که، در استخوان اسفنجی بر خلاف استخوان فشرده مقادیر تنش تحت بارگذاری عمودی بیش از بارگذاری مایل است. این نتایج نشان می‌دهند که مقادیر حداکثر تنش وارده بر استخوان اسفنجی تحت بارگذاری عمودی در استخوان نوع یک، دارای کمترین مقدار برابر ۰,۹۸ مگاپاسکال و در نوع چهارم، دارای بیشترین مقدار برابر ۸,۳۵ مگاپاسکال است. در حالی‌که، برای حالتی که ایمپلنت و استخوان تحت بارگذاری مایل قرار گرفته‌اند، به ترتیب برابر ۰,۹۵ و ۷,۹۹ مگاپاسکال است.

عمودی بر ایمپلنت و استخوان وارد شده است و این اختلاف از استخوان نوع اول به استخوان نوع چهارم نیز در حال افزایش است. در جدول ۳ و نمودار ۱ مشاهده می‌شود که مقادیر حداکثر تنش وارد بر استخوان فشرده در حالت بارگذاری عمودی در استخوان نوع یک، دارای کمترین مقدار یعنی ۹,۷۷ مگاپاسکال و در استخوان نوع چهارم، دارای بیشترین مقدار یعنی ۱۸,۸۶ مگاپاسکال می‌باشد اما، برای حالت بارگذاری به شکل مایل مقادیر بزرگتری از تنش ظاهر شده بطوری‌که به ترتیب به ۳۷,۲ و ۴۷,۷۶ مگاپاسکال رسیده است. بنابراین، در حالت بارگذاری مایل خطر بیشتری استخوان فک را تهدید می‌کند.



نمودار ۲: حداکثر تنش وارده بر استخوان اسفنجی بر حسب نوع استخوان

#### ۴- نتیجه‌گیری

- در این تحقیق، مدلی سه‌بعدی از استخوان اطراف دندان و ایمپلنت دندانی، به کمک نرم‌افزارهای سالی‌دورکز و آباکوس ارائه گردید و تأثیر دو نوع مختلف بارگذاری بر استخوان اطراف دندان با چهار کیفیت مختلف مورد بررسی قرار گرفت. از مقادیر توزیع تنش‌های بدست‌آمده در استخوان‌های فشرده و اسفنجی، تحت بارگذاری‌های عمودی و مایل می‌توان نتایج را به صورت زیر خلاصه نمود:
- بیشترین تنش اعمالی به استخوان‌های فشرده تحت بارگذاری مایل حاصل می‌شود.
  - توزیع تنش در استخوان اسفنجی در هر دو شرایط بارگذاری یکسان و تفاوت قابل ملاحظه‌ای مشاهده نگردید.
  - با افزایش بخش اسفنجی استخوان، تنش در استخوان فشرده افزایش می‌یابد.
  - موفقیت و ثبات ایمپلنت دندانی ارتباط مستقیمی با استخوان‌سازی و حفظ کیفیت استخوان در اطراف ایمپلنت دارد.
  - حجم کم استخوان فشرده در اطراف ایمپلنت دندانی می‌تواند خطرات جدی شامل از دست رفتگی استخوان و پدیده‌ی سپر تنش ایجاد نماید.

#### ۵- مراجع

- [1] A., S., Oral implantology: basic, ITI hollow cylinder system. New York: Thieme Medical Publishers; pp. 5-60 1996.
- [2] Branemark, P., Engstrand Ohmell, LO, Branemark Novum®: un nouveau concept de traitement pour la restauration de l'édentement mandibulaire. Résultats préliminaires d'une étude prospective de suivi clinique. Rev. Implant, 1(6): pp. 2000, 22-5.
- [3] Brånemark, P.-I., L.-O. Ohmell, and P. Engstrand, Implant 6. pp. 2000, 22-5.
- [4] Geng, J.-P., K.B. Tan, and G.-R. Liu, "Application of finite element analysis in implant dentistry: a review of the literature". The Journal of prosthetic dentistry, 6(85): pp. 2001, 598-585.
- [5] Geng, J., et al., "Finite element analysis of four thread-form configurations in a stepped screw implant". Journal of oral rehabilitation, 3(31): pp. 2004, 239-233.
- [6] Bozkaya, D. and S. Müftü, "Mechanics of the tapered interference fit in dental implants". Journal of Biomechanics, 11(36): pp. 2003, 1658-1649.
- [7] Holmgren, E.P., et al., "Evaluating Parameters of osseointegrated dental implants using finite element analysis a two-dimensional comparative study examining the effects of implant diameter, implant shape, and load direction". Journal of Oral Implantology, 2(24): pp. 1998, 88-80.
- [8] Merdji, A., Bachir Bouiadja, B., Ould Chikh, B., Moutanah, R., Aminallah, L., Serier, B., Muslih I.M., "Stress distribution in dental prosthesis under an occlusal combined dynamic loading", Materials & Design, 36, pp. 2012, 713-705.
- [9] Santiago, J.F., Verri, F.R., de Faria Almeida, D.A., de Souza Batista, V.E., Lemos, C.A., Pellizzer, E.P., "Finite element analysis on influence of implant surface treatments, connection and bone types", Materials Science and Engineering: C, 1(63), pp. 2016, 300-292.
- [10] Weinstein, A.M., et al., "Stress analysis of porous rooted dental implants". Journal of dental research, 5(55): pp. 1976, 777-772.
- [11] Cook, S., A. Weinstein, and J. Klawitter, "Materials Science: A Three-dimensional Finite Element Analysis of a Porous Rooted Co-Cr-Mo Alloy Dental Implant". Journal of Dental Research, 1(61): pp. 1982, 29-25.
- [12] Akpinar, I., et al., "A comparison of stress and strain distribution characteristics of two different rigid implant designs for distal-extension fixed prostheses". Quintessence Int., 1996, (1)27.
- [13] K oosh, S., & Mirhashemi, F.S., "An investigation of three types of tooth implant supported fixed prosthesis designs with 3D finite element analysis". Journal of Dentistry (Tehran, Iran), 2013, 51, (1)10.
- [14] Atmaram, G. and H. Mohammed, "Stress analysis of single-tooth implants. I. Effect of elastic parameters and geometry of implant". Implantologist, 1(3): p. 1983, 24.
- [15] Atmaram, G. and H. Mohammed, "Stress analysis of single-tooth implants. II. Effect of implant root-length variation and pseudo periodontal ligament incorporation". Implantologist, 1(3): p. 1983, 58.
- [16] Rieger, M., W. Adams, and G. Kinzel, "A finite element survey of eleven endosseous implants". The Journal of prosthetic dentistry, 4(63): pp. 1990, 465-457.
- [17] Chen, L.-j., et al., "Finite element analysis of stress at implant-bone interface of dental implants with different structures". Transactions of Nonferrous Metals Society of China, Vol. 7(21), pp. 2011, 1610-1602.
- [18] Valera-Jiménez, J.F., et al., "Finite element analysis of narrow dental implants". Dental Materials, 7(36), pp. 2020, 927-935.
- [19] محمد حسین زاده پوستی، حسن اسدی گیلاکجانی (بررسی اثر تغییر زاویه‌ی روزه‌های ایمپلنت بر میزان تنش و تراکم در نوسازی استخوان مندیبولار)، بیست و نهمین همایش بین‌المللی انجمن مهندسان مکانیک ایران، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران، ۴-۶ خرداد ۱۴۰۰.
- [20] Nitin, K. S., Padmanabhan, T., Kumar, V. A., Parthasarathi, N., Maheswari, M. U., & Kumar, S. M. "A three-dimensional finite element analysis to evaluate stress distribution tooth in tooth implant-supported prosthesis with variations in non-rigid connector design and location". Indian Journal of Dental Research, 5(29), p. 2018, 634.
- [21] B. Taharou, A. Merdji, R. Hillstrom, A. Benaissa, S. Roy, N. Della, A. Aid, O.M. Mukdadi, "Biomechanical Evaluation of Bone Quality Effect on Stresses at Bone-Implant Interface: A Finite Element Study", J. Appl. Comput. March., 3(7), pp. 2021, 1275-1266.



# بررسی اثر گرادیان ضخامت بر میزان جذب انرژی در یک ساختار آگزتیک

دکتر سعید رحمانیان<sup>۱</sup>، دکتر صالح پوراسمعیلی<sup>۲</sup>، علیرضا اسد<sup>۳</sup>

۱- دانشگاه جهرم - جهرم، بلوار خلیج فارس

s.rahmanian@jahromu.ac.ir

۲- دانشگاه شیفیلد - شیفیلد، بریتانیا

s.pouresmaeeli@sheffield.ac.uk

۳- دانشگاه جهرم - جهرم، بلوار خلیج فارس

alireza.assad19@gmail.com

## چکیده

ساختار آگزتیک ری اینترنت به عنوان یک ساختار جاذب انرژی جالب در دهه های اخیر توجه زیادی را به خود جلب کرده است. این ساختار با اعمال تغییراتی در پیکربندی قابلیت طراحی و کنترل بیشتری را در عملکرد مکانیکی آن فراهم می آورد. در این مقاله، خواص فشاری و جذب انرژی ساختار آگزتیک ری اینترنت با گرادیان مثبت ضخامت (PGAH) و ری اینترنت با گرادیان منفی ضخامت (NGAH) هر دو تحت سرعت فشرده سازی پایین مورد بررسی قرار گرفتند. در همین حال، اثرات نسبت پواسون منفی بر رفتارهای تغییر شکل و تنش های کراش PGAH و NGAH به طور سیستماتیک مورد مطالعه قرار گرفت. مشخص شد که یک مکانیسم تغییر شکل انقباض جدید در NGAH وجود دارد که با خواص فشاری دینامیکی PGAH و ری اینترنت همگن در مطالعات موجود متفاوت است. علاوه بر این، ویژگی های اتلاف انرژی هر دو PGAH و NGAH نیز مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که NGAH یک ساختار مناسب تر برای جذب انرژی است.

## واژگان کلیدی

آگزتیک، ری اینترنت، جذب انرژی، گرادیان ضخامت

## مقدمه

نسبت پواسون به عنوان نسبت منفی کرنش عرضی به کرنش طولی تحت کشش یا فشار تک محوری تعریف شد. مواد یا ساختارهای سلولی سنتی، به عنوان مثال، لانه زنبوری [۱] با نسبت پواسون مثبت در شرایط بارگذاری فشاری تمایل به انبساط داشتند. متفاوت از مواد سلولی سنتی، برخی مواد سلولی جدید یا ساختارهایی با نسبت پواسون منفی پیدا و ایجاد می شوند. به عنوان مثال، لانه زنبوری

حالت (II) مشاهده شده در روان و همکاران بود [۴] از دیری و همکاران [۱۲] خواص مکانیکی شبه استاتیک لانه زنبوری گرادیان را مورد مطالعه قرار داد و به طور مشابه، حالت (II) نیز توصیف شد. شیائو و همکاران [۱۳] آزمایش فشرده سازی شبه استاتیک لانه زنبوری درجه بندی شده آگزتیک ری اینترنت (GARH) را انجام داد، نتایج تجربی نشان داد که توزیع گرادیان تغییر شکل انقباض ساختار را تغییر می دهد.

تاکنون، اگرچه استراتژی درجه بندی شده می تواند کاندیدای مطلوبی برای بهبود عملکرد جذب انرژی ساختار محافظ در شرایط بارگذاری دینامیکی باشد، مطالعات محدودی برای بررسی رفتار فشاری دینامیکی لانه زنبوری درجه بندی شده آگزتیک ری اینترنت انجام شده است.

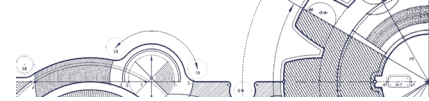
بنابراین، در این مقاله، ویژگی های فشاری دینامیکی و ویژگی های تغییر شکل دو لانه زنبوری با گرادیان آگزتیک، یعنی PGAH و NGAH، هر دو تحت سرعت فشرده سازی کم مورد مطالعه قرار گرفتند. اثرات نسبت پواسون منفی بر تنش های کراش و حالت های تغییر شکل PGAH و NGAH هر دو مورد بررسی قرار گرفت. سپس، بینش ها بر تغییر شکل انقباض جدید لانه زنبوری آگزتیک گرادیان متمرکز شد. در نهایت، تفاوت های اتلاف انرژی بین PGAH و NGAH نیز مورد بحث قرار گرفت.

شش ضلعی ری اینترنت را بررسی کردند، جایی که در مقایسه با نمونه معمولی، می توان جذب انرژی بالاتری را یافت. هو و همکاران [۷] شبیه سازی FE را برای بررسی اثر پیکربندی سلولی بر تغییر شکل انقباض لانه زنبوری آگزتیک انجام داد. دوک و همکاران [۸] پاسخ دینامیکی غیرخطی صفحات ساندویچی متشکل از لانه زنبوری آگزتیک را به صورت نظری تجزیه و تحلیل کردند. نتایج نشان داد که پارامترهای هندسی و خواص مواد بر پاسخ دینامیکی غیرخطی سازه تأثیر می گذارند.

با تقاضای بالاتر برای عملکرد مکانیکی مواد سلولی، استراتژی طراحی گرادیان پدیدار شد. مفهوم لانه زنبوری گرادیان توسط لیم و همکاران ارائه شد [۹]. تحقیقات موجود [۱۰] نشان داده اند که تغییرات در ضخامت دیواره لانه زنبوری گرادیان در مقایسه با لانه زنبوری یکنواخت معمولی تأثیر قابل توجهی بر خواص مکانیکی دارد. طراحی قابل تنظیم ضخامت دیوار می تواند عملکرد مکانیکی قابل تنظیم مورد نظر را به ارمان بیاورد. علی و همکاران [۱۱] فرآیندهای تغییر شکل لانه زنبوری گرادیان را در شرایط بارگذاری فشاری بررسی کردند. نتایج FE نشان داد که سلول لانه زنبوری با نازک ترین ضخامت ابتدا فرو ریخت و سپس دیوارهای دیگر با ضخامت بالاتر فرو ریخت. تغییر شکل تا زمانی که دیوار با حداکثر ضخامت فرو ریخت پیشرفت کرد، که مشابه

شش ضلعی ری اینترنت آگزتیک، به عنوان یکی از رایج ترین لانه زنبوری آگزتیک، به دلیل شکل خاص خود، که تغییر شکل انقباض را هنگام فشرده شدن نشان می دهد، توجه بیشتری را به خود جلب کرده است.

خواص مکانیکی، حالت های تغییر شکل و ویژگی های جذب انرژی لانه زنبوری آگزتیک از طریق شبیه سازی عددی، آزمایش تجربی و تحلیل نظری بررسی شده اند. بولدیرین و همکاران [۲] رفتار مکانیکی دینامیکی لانه زنبوری شش ضلعی درجه بندی شده را بررسی کردند و نتایج آنها نشان داد که جذب انرژی با پیکربندی توپولوژی درجه بندی شده خاص حساسیت های خاصی را به شکل هندسی لانه زنبوری ری اینترنت نشان می دهد. ژانگ و همکاران [۳] یک مدل المان محدود (FE) را ایجاد کرد تا تأثیر شکل هندسی را بر تنش اوج، تنش ثابت و فرآیند تغییر شکل لانه زنبوری ری اینترنت نشان دهد. نتایج عددی نشان داد که حالت های تغییر شکل لانه زنبوری ری اینترنت مشابه با حالت معمولی تحت فشرده سازی با سرعت کم است [۴]. هو و همکاران [۵] رفتار تغییر شکل شبه استاتیک لانه زنبوری را از طریق تحلیل نظری و شبیه سازی عددی مورد مطالعه قرار داد. در مطالعه آنها، حالت (VII) مشاهده شد، و تنش کراش بزرگتر در لانه زنبوری آگزتیک به دست آمد. لیو و همکاران [۶] ویژگی جذب انرژی لانه زنبوری



## روش شبیه سازی

در این بخش به منظور بررسی پاسخ فشاری لانه زنبوری آگزتیک با گرادیان، هر دو لانه زنبوری PGAH و NGAH و لانه زنبوری آگزتیک ری اینترنت همگن با ضخامت لایه ثابت ایجاد شدند. در اینجا، NGAH لانه زنبوری با گرادیان منفی شکل (الف) و PGAH لانه زنبوری با گرادیان مثبت شکل (ب) و لانه زنبوری همگن شکل (ج) است. شش لایه در جهت عمودی به طول ۴۸ میلی متر و پنج سلول در جهت عرضی به طول ۷۶ میلی متر تهیه شده است. در شکل (د) سلول واحد لانه زنبوری ری اینترنت آگزتیک با گرادیان نشان داده شده است و پارامترهای هندسی مستقل سلول واحد یعنی طول افقی  $L_1$ ، فاصله سلول  $2L_2$ ، و طول وتر  $L_3$ ، زاویه  $\theta$  و ضخامت دیواره  $t$  نیز ارائه شده است. مقادیر  $L_1$ ،  $2L_2$ ،  $L_3$  و  $\theta$  به ترتیب ۱۲ میلی متر، ۱۲ میلی متر، ۵۰/۶۶ میلی متر و  $\frac{\pi}{4}$  انتخاب شده اند. وقتی نوبت به توضیح گرادیان رسید دو لایه مجاور (یعنی لایه اول و لایه دوم، لایه سوم و چهارم، لایه پنجم و لایه ششم) ضخامت دیواره یکسانی در جهت عمودی داشتند، اما ضخامت های بین لایه های بین فاز متفاوت بود. ضخامت دیواره درجه بندی شده PGAH به ترتیب ۰/۶، ۰/۶، ۱ و ۱ میلی متر از لایه گرادیان ۱ تا لایه گرادیان ۳ بود در حالیکه ضخامت دیواره NGAH برعکس بود و ضخامت لایه آن ۱، ۰/۶، ۰/۳ و از لایه گرادیان ۱ تا لایه گرادیان ۳ بود. تمام پارامترهای هندسی در نظر گرفته شده در جدول فهرست شده اند. ابعاد و پارامترهای هندسی سلول واحد هم مشابه لانه زنبوری آگزتیک با گرادیان است با این تفاوت که ضخامت لایه های آن از لایه ۱ تا لایه ۶ ثابت است و برابر است با ۰/۶۳۵ میلی متر که باعث شده مساحت کل ۳ هندسه ما مساوی باشد.

نرم افزار FE تجاری ABAQUS/Explicit برای شبیه سازی تغییر شکل فشاری PGAH و NGAH استفاده شد. کراس هدهای فشرده سازی توسط صفحات سفت و سخت شبیه سازی شدند. تعداد کل المان های PGAH ۹۳۲۳۳ و تعداد کل المان های NGAH ۹۳۲۳۳ و تعداد کل المان های لانه زنبوری همگن ۸۱۴۶۶ بود. کراس هد پایینی ثابت شد، در حالی که قسمت بالایی برای اعمال بارگذاری خارجی به سمت پایین حرکت کرد. یک تماس عمومی بدون اصطکاک نیز برای شبیه سازی تعامل بین دیواره های لانه زنبوری تعریف شد. مدل سازنده دیواره سلولی به عنوان الاستیک - پلاستیک ایده آل و چگالی جرم آن ۲۷۰۰ کیلوگرم بر متر مکعب تنظیم شد، در حالی که مدول یانگ معادل ۴۰ GPa تنش تسلیم معادل ۲۰۰ MPa و سایر جزئیات با توجه به مدل FE را می توان به سیاه و همکارانش ارجاع داد [۱۳]. [۱۴]

برای اعتبارسنجی مدل اجزا محدود کنونی نتایج تحلیل تجربی یک ساختاری اینترنت با گرادیان مثبت [۱۳] با نتایج شبیه سازی فعلی مورد مقایسه قرار گرفت. مقایسه نتایج تغییر شکل این ساختار در جدول ۲ ارائه شده است که شباهت بسیار نزدیکی بین نتایج شبیه سازی و آزمایش تجربی را نشان می دهد. علاوه بر این نمودار نیرو جابجایی تست فشار شبه استاتیک در شکل ۲ نشان داده شده است که دقت مناسب مدل شبیه سازی را اثبات می کند.

## ارائه نتایج و بحث

پس از اعتبارسنجی مدل شبیه سازی ابتدا دو ساختاری اینترنت با گرادیان های مثبت و منفی مورد تحلیل قرار گرفت. حالت های تغییر شکل PGAH و NGAH با توجه به فرایندهای تغییر شکل فشاری در شکل ۳ ارائه شدند. علاوه بر این تغییرات هندسه های شبیه سازی شده در جابه جایی های مختلف برای PGAH و NGAH و ساختار همگن در جدول ۳ ارائه شده است. برای PGAH، هر دو حالت تغییر شکل به فرمت "X" و "I + V" با سرعت بارگذاری ۱۰ متر بر ثانیه قابل شناسایی است. هنگامی که کرنش فشاری ۰/۱ بود، لایه گرادیان ۱ به سمت مرکز لانه زنبوری منقبض شد، بنابراین حالت "X" را ارائه داد. هنگامی که کرنش فشاری به ۰/۴ رسید، لایه گرادیان ۱ متراکم شد، در حالی که حالت "V" در لایه گرادیان ۲ ظاهر شد. در این وضعیت، کل ساختار حالت "I + V" را نشان داد (شکل ۳-الف). علاوه بر این، با ادامه افزایش کرنش فشاری، تغییر شکل تا زمانی که کل ساختار PGAH متراکم شد گسترش می یابد. به طور مشابه، هر دو حالت "X" و "I + V" نیز در NGAH هنگامی که تحت سرعت فشرده سازی ۱۰ متر بر ثانیه قرار گرفت، مشاهده شدند. مشخصات تغییر شکل NGAH در شکل ۳-ب ارائه شده است. ابتدا لایه گرادیان ۳ کوچک شد و حالت "X" در کرنش فشاری ۰/۱ مشاهده شد. با افزایش بیشتر کرنش فشاری (به عنوان مثال کرنش فشاری ۰/۴)، لایه گرادیان ۳ متراکم شد، و لایه گرادیان ۲ مشخصه تغییر شکل "V" را تا زمان تراکم نشان داد.

در ادامه، تأثیر توزیع گرادیان بر تنش کراش مورد بحث قرار گرفت. کرنش اسمی  $\epsilon_{nominal}$  و تنش اسمی  $\sigma_{nominal}$  مواد سلولی را می توان به صورت (۱) و (۲) نوشت که  $\Delta y$  فاصله فشاری است و  $F_0$  نیروی خارجی فرورفتگی است.  $L_0$  و  $S_0$  به ترتیب ارتفاع اولیه و سطح مقطع اولیه لانه زنبوری را نشان می دهند.

$$\epsilon_{nominal} = \frac{\Delta y}{L_0} \quad (1)$$

$$\sigma_{nominal} = \frac{F_0}{S_0} \quad (2)$$

شکل ۴ منحنی های تنش - کرنش کراش دینامیک PGAH و NGAH را نشان می دهد برای تغییر شکل آشکار ابتدا در لایه گرادیان ۱ و به دنبال آن لایه گرادیان ۲ و لایه گرادیان ۳ پدیدار شد در منحنی تنش - کرنش کراش NGAH می توان مشاهده کرد که تنش کراش ابتدا افزایش یافته و سپس قبل از کرنش فشاری ۰/۲ کاهش یافته است؛ بنابراین می توان نتیجه گرفته که توزیع گرادیان تأثیر قابل توجهی بر تنش کراش لانه زنبوری دارد. هنگامی که کرنش فشار بین ۰/۲ و ۰/۵ است، تنش کراش NGAH کمتر از PGAH است. از منظر طراحی در مواد محافظ و جاذب انرژی، یک پیک تنش کراش اولیه بزرگ ممکن است آسیب بالقوه ای به افراد، سازه ها یا دستگاه های محافظت شده وارد کند. با این حال، وقتی نوبت به جذب انرژی شد، تنش کراش اولیه بیشتر به معنای توانایی بهتر در اتلاف انرژی ناشی از تحریکات خارجی و کاهش انرژی جنبشی بود. در نتیجه، طراحی لانه زنبوری با گرادیان منفی برای

سازه های محافظ باید با توجه به مشکلات عملی به دقت مورد توجه قرار گیرد. تاکنون، اکثر محققان نسبت پواسون منفی لانه زنبوری ری اینترنت را به پیکربندی خاص و پارامترهای هندسی نسبت می دهند. با این حال، با توجه به نتایج ارائه شده مقدار نسبت پواسون منفی نیز با توزیع گرادیان مرتبط بود بنابراین، مکانیزم جدیدی برای آشکار کردن فرایند تغییر شکل خاص مورد نیاز بود: لایه ای با تغییر شکل انقباض نسبی کوچک تر یک ممان خمشی روی لایه با تغییر شکل انقباض نسبی بزرگ تر ایجاد می کند و اثر نسبت پواسون منفی را بیشتر می کند. علاوه بر این، ممان خمشی مربوط به عدم تطابق در کرنش انقباض در بین لایه های مختلف بود. برای روشن شدن مکانیسم جدید ذکر شده در بالا، توجه باید بر روی کرنش انقباض لایه های مختلف متمرکز شود. در اینجا، برخی از نقاط مرجع معرف (یعنی A1 تا B1، A7 تا B7) به ترتیب در هر دو مرز ساختارهای PGAH و NGAH ایجاد شده اند و در شکل ۵ نشان داده شده اند. کرنش افقی  $\epsilon_{xi}$  و کرنش طولی  $\epsilon_{yi}$  را می توان توسط (۳) و (۴) نوشت که در آن  $A_0B_0$  طول اولیه را در جهت عرضی نشان می دهد و  $A_iB_i$  طول پس از تغییر شکل است.

$$\epsilon_{xi} = \frac{(A_0B_0 - A_iB_i)}{A_0B_0} \quad (3)$$

$$\epsilon_{yi} = \epsilon_{nominal} \quad (4)$$

سیس قدر مطلق کرنش افقی در یک لایه (یعنی لایه ۱ تا لایه ۶) به عنوان میانگین کرنش افقی بالایی در نقطه مرجع و پایینی تعریف شد (۵) که بر اساس این فرمول کرنش های افقی در لایه های مختلف PGAH و NGAH به دست آمد.

$$\epsilon_i = \frac{1}{2} (\epsilon_{xi} + \epsilon_{xi+1}) \quad i=1,2,3,4,5,6 \quad (5)$$

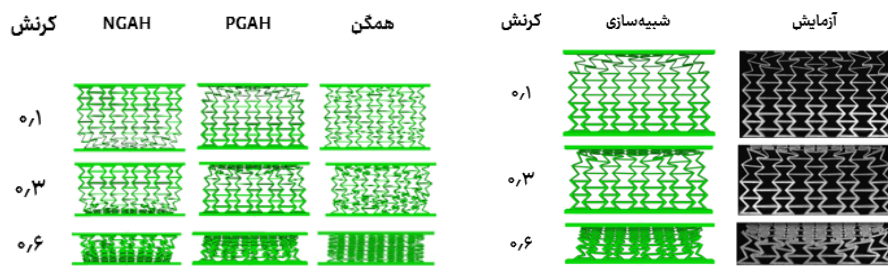
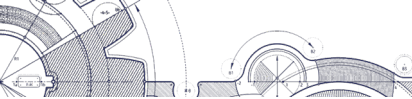
حداکثر کرنش انقباض در پایین NGAH وجود داشت، در حالی که یک کرنش کمتر در سایر مناطق تحت فشارهای سرعت کم و متوسط بود؛ بنابراین، نواحی بالایی یک لنگر خمشی در بخش های پایین ایجاد می کنند. ممان خمشی می تواند انقباض تغییر شکل را به سمت مرکز لانه زنبوری افزایش دهد. در اینجا، فرمول ایجاد شده در [۱۵] برای مشخص کردن ممان خمشی  $M_1$  انتهای پایینی به کار گرفته شد و می توان آن را به صورت (۶) نوشت که در آن حداکثر کرنش افقی مطلق است.

$$M_1 = \frac{F_0}{S_0} \times \left( \frac{1}{2} \epsilon_x \times S_0 \right) \times \frac{1}{2} (1 - \epsilon_x) \times L_0 \quad (6)$$

$$= \frac{1}{4} \sigma_{nominal} \times S_0 \times L_0 \times \epsilon_x \times (1 - \epsilon_x)$$

ممان های خمشی افزایش یافته در NGAH همیشه کمتر از ممان های خمشی در PGAH است که نشان دهنده توانایی نسبی ضعیف تر در NGAH در ارتقا تغییر شکل انقباض است. در شکل ۶ مقایسه اتلاف انرژی PGAH و NGAH در طول فرایند فشرده سازی ترسیم شده است که در سرعت فشرده سازی ۱۰ متر بر ثانیه تفاوت آشکاری بین آنها مشاهده نمی شود ولی اگر سرعت فشرده سازی بالا برود اتلاف انرژی NGAH بیشتر از PGAH می شود و آشکار می شود.



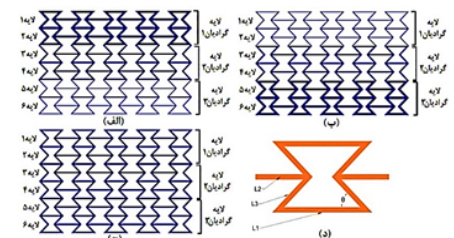
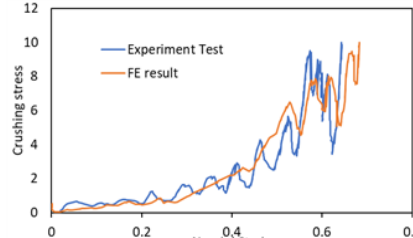
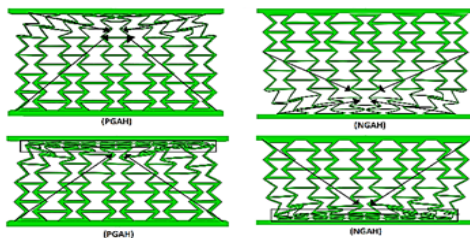


|      | t (mm) | L <sub>1</sub> (mm) | 2L <sub>2</sub> (mm) | L <sub>3</sub> (mm) | θ               |
|------|--------|---------------------|----------------------|---------------------|-----------------|
| PGAH | 0.3    | 12                  | 12                   | 5.66                | $\frac{\pi}{4}$ |
|      | 0.6    |                     |                      |                     |                 |
|      | 1      |                     |                      |                     |                 |
| NGAH | 0.3    | 12                  | 12                   | 5.66                | $\frac{\pi}{4}$ |
|      | 0.6    |                     |                      |                     |                 |
|      | 0.3    |                     |                      |                     |                 |
| همگن | 0.635  | 12                  | 12                   | 5.66                | $\frac{\pi}{4}$ |

جدول ۳- تغییر شکل هندسه در حین اعمال بار

جدول ۲- مقایسه تغییر شکل شبه سازی این مقاله و آزمایش [۱۳]

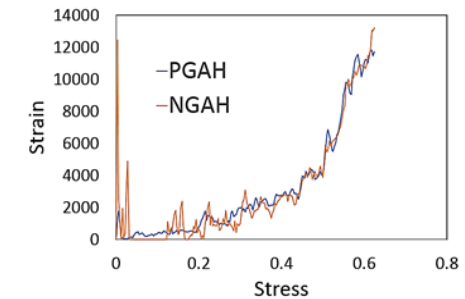
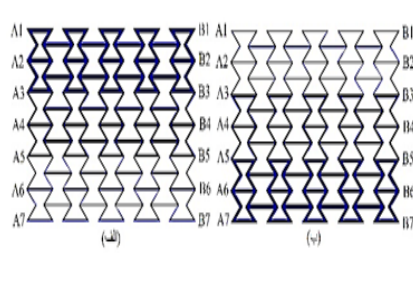
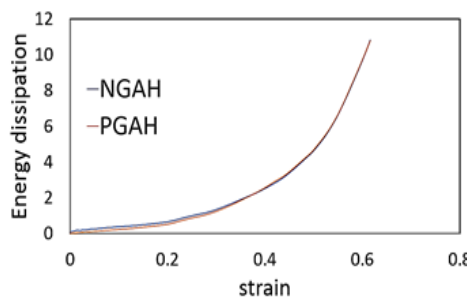
جدول ۱- پارامترهای هندسی سلول واحد لانه زنبوری



شکل ۳- حالت های تغییر شکل (الف) PGAH، (ب) NGAH

شکل ۲- نمودار نیرو جابه جایی تست فشار شبه استاتیک

شکل ۱- شماتیک (الف) لانه زنبوری با گرادین منفی (NGAH)، (ب) لانه زنبوری با گرادین مثبت (PGAH)، (ج) لانه زنبوری همگن (ضخامت ثابت)، (د) سلول واحد



شکل ۶- اتلاف انرژی مقایسه PGAH و NGAH

شکل ۵- شماتیک نقاط مرجع (الف) PGAH و (ب) NGAH

شکل ۴- نمودار تنش - کرنش مقایسه PGAH و NGAH

and Materials," 2014, doi: 1099636214554180/10.1177.

[4] D. Ruan, G. Lu, B. Wang, and T. X. Yu, "In-plane dynamic crushing of honeycombs - a finite element study," vol. 28, pp. 2003, 182-161.

[5] X. Hou, Z. Deng, and K. Zhang, "Dynamic Crushing Strength Analysis of Auxetic," Acta Mech. Solida Sin., vol. 29, no. 5, pp. 2016, 501-490, doi: 10.1016/S-0894 1-30267(16)9166.

[6] W. Liu, N. Wang, T. Luo, and Z. Qiong, "NU SC," JMADE, 2016, doi: 10.1016/j.matdes.2016.03.086.

[7] L. Hu, F. You, and T. Yu, "Effect of cell-wall angle on the in-plane crushing behaviour of hexagonal honeycombs," Mater. Des., vol. 46, pp. 2013, 523-511, doi: 10.1016/j.matdes.2012.10.050.

[8] N. D. Duc and P. H. Cong, "Nonlinear dynamic response and vibration of sandwich composite plates with negative Poisson's ratio in auxetic honeycombs," no. Cic, pp. 2016, 26-1, doi: 1099636216674729/10.1177.

[9] T. C. Lim, "Functionally graded beam for attaining Poisson-curving," pp. -1899 2002, 1901.

[10] X. Liu, X. Tian, T. Jian, D. Zhou, and B. Liang, "Blast resistance of sandwich-walled hollow cylinders with graded metallic foam cores," Compos. Struct., vol. 94, no. 8, pp. 2012, 2493-2485, doi: 10.1016/j.compstruct.2012.02.029.

[11] M. Ali, "Theoretical and finite element study of a compact energy absorber," vol. 39, pp. 2008, 106-95, doi: 10.1016/j.advengsoft.2006.12.006.

[12] A. Ajdari, P. Canavan, H. Naye-hashemi, and G. Warner, "Mechanical properties of functionally graded -2D cellular structures: A finite element simulation," vol. 499, pp. 2009, 439-434, doi: 10.1016/j.msea.2008.08.040.

[13] D. Xiao, Z. Dong, Y. Li, W. Wu, and D. Fang, "Compression behavior of the graded metallic auxetic reentrant honeycomb: Experiment and finite element analysis," Mater. Sci. Eng. A, 2019, doi: 10.1016/j.msea.2019.04.116.

[14] Z. Dong, Y. Li, T. Zhao, W. Wu, D. Xiao, and J. Liang, "Experimental and numerical studies on the compressive mechanical properties of the metallic auxetic reentrant honeycomb," Mater. Des., vol. 182, p. 2019, 108036, doi: 10.1016/j.matdes.2019.108036.

[15] D. Xiao et al., "Insight into the negative Poisson's ratio effect of metallic auxetic reentrant honeycomb under dynamic compression," Mater. Sci. Eng. A, vol. 763, no. May, p. 2019, 138151, doi: 10.1016/j.msea.2019.138151.

## نتیجه گیری

در این مقاله، رفتارهای فشار دینامیکی PGAH و NGAH هر دو تحت سرعت فشرده سازی ۱۰ متر بر ثانیه مورد بررسی قرار گرفتند. اثرات توزیع گرادین بر تنش کرش، کرنش انقباض و اتلاف انرژی مورد بحث قرار گرفت. نتیجه گیری اصلی به شرح زیر است:

۱. برای PGAH، مناطق انقباض و تراکم همیشه ابتدا در لایه های با نازک ترین ضخامت دیواره رخ می دهد. در حالی که نواحی انقباض و تراکم NGAH به ویژگی های هندسی مرتبط بود. تنش کرش PGAH با افزایش کرنش فشاری افزایش یافت. با این حال، برای NGAH، تنش کرش به شدت در کرنش فشاری کم افزایش یافته و سپس کاهش یافته است. هنگامی که کرنش فشاری بین ۰.۲ و ۰.۵ بود، تنش کرش NGAH همیشه کمتر از PGAH بود. مقدار ممان خمشی NGAH کوچک تر از PGAH بود که منجر به این شد که حداکثر کرنش افقی NGAH کوچک تر از PGAH بود. همچنین نشان داده شد که تأثیر توزیع گرادین مثبت بیشتر از توزیع گرادین منفی بر تغییر شکل انقباض است.

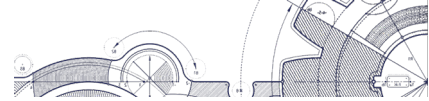
۳. PGAH و NGAH دارای توانایی قابل مقایسه در جذب انرژی تحت فشرده سازی با سرعت پایین هستند. با این حال، تحت سرعت های فشرده سازی بالاتر، NGAH جذب انرژی برتر بیشتری را نشان می دهد؛ بنابراین، NGAH می تواند یک نامزد بالقوه برای سازه های حفاظتی باشد.

## مراجع منتخب

- [1] L. J. Gibson and G. Editor, "Gibson - 2003 - Cellular Solids," no. APRIL, pp. -270 2003, 274.
- [2] T. C. Lim, R. Rajasekaran, and S. Patsias, "Dynamic behaviour of auxetic gradient composite hexagonal honeycombs," Compos. Struct., 2016, doi: 10.1016/j.compstruct.2016.03.044.
- [3] X. Zhang, L. An, H. Ding, X. Zhu, and M. El-rich, "Journal of Sandwich Structures







فاز غالتحصیل دکتری مکانیک از دانشگاه صنعتی شریف

مصاحبه با دکتر حسین پاکزاد

## کارهای عملی در مهندسی مکانیک

آرش نوربخش سعداباد، دانشجوی دکتری دانشگاه تبریز

- آقای دکتر پاکزاد، خودتونو به صورت مختصر معرفی کنین و کارایی که در حوزه‌ی سیالات انجام دادید به خصوص اکسپریمنتال را توضیح مختصر بدین.

+ حسین پاکزاد دانش آموخته مقطع دکتری از دانشگاه صنعتی شریف. کارایی که در زمینه‌ی تجربی انجام دادیم، بیشتر در زمینه انتقال حرارت و سیالات بوده و حالا شامل دو سری کارهاست. یکی شامل فعالیت‌هایی که در زمینه‌ی کاهش درگ توسط سطوح فرا آب گریز و سطوح آغشته به مایع هست که این سطوح با تغییر خیس شونده‌ی سطحی بوجود آمده اند. و مورد دوم در زمینه انتقال حرارت برای بهبود فرایند کندانس فعالیت کردیم. در کندانسهای معمولی چون سطح فلزات خاصیت اب دوستی دارن معمولا روی اینا یک لایه فیلم از سیال کندانس شده تشکیل میشه که باعث میشه این سطح تشکیل شده مانند یک عایق عمل کند و نرخ کندانس را میاره پایین. کاری که انجام دادیم اینکه این کندانس را از حالت فیلمی به قطره ای تغییر دادیم که باعث میشه سطح فلز همیشه در معرض بخار قرار بگیره و نرخ کندانس بالا بره.

- روش تجربیتو برای نیروهای درگ را میتونید توضیح بدین؟ از چه ابزارهایی استفاده کردین و از چه مدل آزمایشگاه و چه وسایلی استفاده کردین؟

+ اول سطح را با یک سری مواد مختلف به روش های خاص زیری روشن ایجاد میکنیم. باید کاری کنیم این قطرات پایدار روی سطح بمونن. برای همین از موادی با انرژی پایین استفاده می کنیم که باعث میشه روغن یا هوا پایدار بمونه و اب جاش رو نگیره.

برای اندازه گیری درگ این پوشش گفته شده یکبار داخل لوله اعمال میشه و استفاده از ۲ مانومتر در ابتدا و انتهای لوله برای اندازه گیری افت فشار. - اندازه گیری ها دستی بوده؟

+ در مورد مانومتر بله. برای سطح خارجی اومدیم سطح را که یک استخر در آزمایشگاه داریم که برای آزمایشگاه دریا هست. سطح را قرار داریم و با سرعت های ثابت میکشیدیم و برای ما نتایج را خود دستگاه میداد.

- استخراج داده ها چطور بود؟

+ نیروی وارد به دینامومتر در سیستم ذخیره میشد و از اپراتور گرفته میشد و از نرم افزار متلب بسته به اندازه سطح که داخل اب بود؛ تنش حساب میشد و از روابط بین سیالات ضریب اصطکاک سطحی محاسبه میشد.

- نحوه استفاده از متلب چطور بود؟

+ کدنویسی انجام میگرفت. تعداد داده ها زیاد بود. نویز گیری میشد و اوناییکی مشکل داشت حذف میشد و میانگیری می شد و تنش و ضریب اصطکاک محاسبه میشد.

- چه شرایطی میبود آزمایش بهتر میشد؟

+ دستگاه فقط با سرعت ۱ متر بر ثانیه می گرفت و بالای اون نویز شدید داشت. اگه دستگاهی می بود که نویز گیر خوب داشت بهتر میشد.

- روش کندانس را هم میگین برامون؟

+ یه محفظه مکعبی با ضلع ۳۰ سانتی متر ساخته شد. بخار ۹۶ درجه میومد داخل و سطح در محفظه قرار داشت و وصل شده بود به مبدل که سیال خنک کار در حرکت بود. میزان انتقال حرارت منتقل شده از سطح را اندازه گیری میکردیم. سپس از روابط انتقال حرارت مقدار ضریب انتقال حرارت بدست میومد. مهم ترین بخش دقت اندازه گیری دما بود. ترموکوپل ها داخل باید میرفتن و دقت اونایی که ما استفاده میکردیم کم بود.

- داده ها با چه نرم افزاری تحلیل میشد؟

+ ترموکوپل ها وصل بود به اردوینو و داده ها گرفته میشد و از متلب استفاده میشد.

- مزایای متلب چیه استفاده میکنید؟

+ متغیرهای اماده داره و نیاز نیست که دوباره تعریف کنیم و دقت اوکی کنیم. خروجی هارم خودش میده. رابط کاربری راحتتری داره. و سریع نمودار هارو میده.

- این مراحل همشون در یک پکیج کامل بود بهتر نمیشد؟

+ اگر تعداد دفعات زیاد بود خوب بود ولی چون کم بود نیاز ندیدم که نرم افزاری واسط قرار بدیم تا همه را یکجا انجام بده.

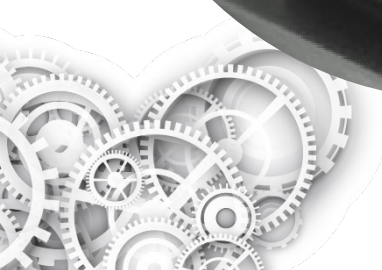
- ایا کسی معرفی میکنی باهاش در این زمینه صحبت کنیم؟

+ از دانشگاه خودمون سرعت سنجی باذرات PIV را آقای شفیع

خوب کار میکنند.

- با تشکر از شما

+ ممنون





# ریزپرنده

علی نورمحمدی، دانشگاه سبزوار



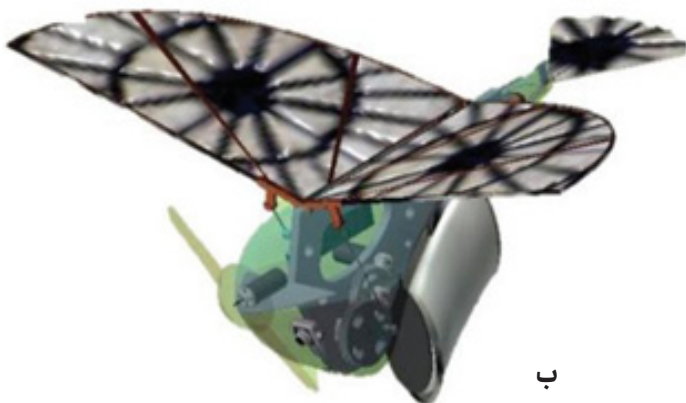
## چکیده

با پیشرفت تکنولوژی بشر قادر شد پرنده‌گانی بسازد که طول و جرم بسیار کمی داشته باشند. این نوع پرنده‌گان را ریزپرنده (MAV) می‌نامند. این پرنده‌ها نسل جدیدی از هواپیماهای بدون سرنشین (UAV) هستند با این تفاوت که به دلیل اندازه کوچک و مانور بالا در فضای محدود و دسترسی سخت استفاده می‌شوند. MAV معمولاً در مأموریت‌های نظامی همچون نظارت، جاسوسی، پیدا کردن و نجات مورد استفاده قرار می‌گیرد. دانشمندان توانستند MAV با الهام گرفتن از طبیعت و نوع آیرودینامیکی بال‌ها بال این ریزپرنده‌ها را به صورت بال‌زن (ornihopter) که با استفاده از مدارهای الکترونیکی و سیستم‌های ارتباطی یکپارچه کنترل می‌شوند. نوعی دیگر از این ریزپرنده‌ها به صورت حشرات (insect) هستند بال‌زدن حشرات مانند پایه‌ای قدرتمند و کارآمد و بسیار مانورپذیر برای یک MAV است.

## مقدمه

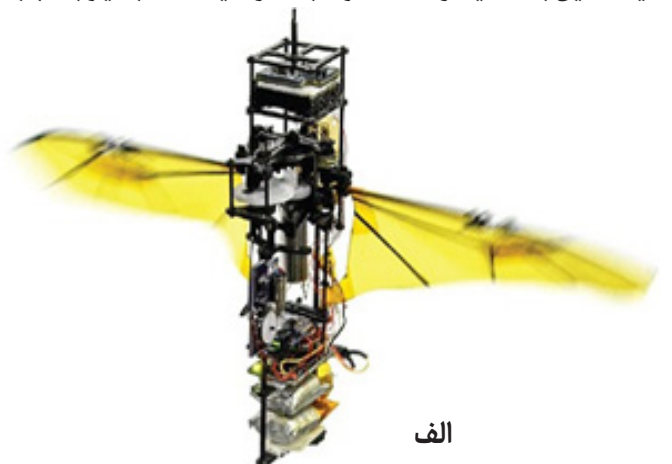
پهپادها وسیله هوایی بدون سرنشین (UAV) هستند که پرواز را به طور مستقل توسط رایانه‌های موجود در پهپاد یا تحت کنترل از راه دور توسط یک خلبان روی زمین کنترل می‌کند. ریزپرنده‌ها (MAV) به عنوان وسیله نقلیه‌ای به ابعاد ۱۵۰ میلی‌متر یا کمتر قابل مقایسه با پرنده‌گان کوچک، و سرعت پرواز بین ۱۰ تا ۲۰ متر بر ثانیه و جرمی کمتر از ۵۰۰ گرم مشخص می‌شوند. دانشمندان با الهام گرفتن از ساختار آیرودینامیکی بال پرنده‌گان و حشرات توانستند دوگانه جدیدی از ریزپرنده‌ها را طراحی کنند. (شکل ۱) «پرنده کوپتر» (FWMAV). این نوع ریزپرنده نیروی لیفت خود را به کمک بال‌زدن ((ornihopter ایجاد می‌کنند [۱]. v. پرنده کوپترها معمولاً وزنی بسیار سبک دارند با تجهیزات الکترونیکی فشرده نظارت هستند تجهیزات داخلی آن‌ها در مقایسه با پروازهای ثابت یا چرخشی صدای بسیار کمتری تولید می‌کند اندازه کوچک آنها باعث شده که تشخیص آنها را دشوارتر کند و استقرار آنها را آسان‌تر می‌کند و ویژگی‌های بالقوه از جمله جستجو و نجات در ساختمان‌های فرو ریخته، تشخیص نشت‌های شیمیایی در صنعت، تشخیص تششعات در نیروگاه‌های هسته‌ای و همچنین جاسوسی

کاربرد دارند. اجزای آنها معمولاً از منبع تغذیه (باتری‌های لیتیومی، سلول‌های سوختی، یا موتورهای احتراق داخلی مینیاتوری)، اکتواتورها (سروموتور، پیزوالکتریک)، کنترلرها (سنسورهای پردازش گر، الگوریتم‌ها، نرم افزارهای کنترل) تشکیل شده است. نوع دوم ریزپرنده‌ها تقلید از حشرات هستند، پرواز حشرات در قرن بیستم بسیار مورد توجه قرار گرفته به طوری که دانشمندان بر روی حرکت و پرواز حشرات و بال‌های آنها تحقیق‌های بسزایی انجام داده‌اند. متمایزترین ویژگی حشرات سینماتیک بال آنها است. این نوع حرکت در سایر موجودات پرنده یافت نمی‌شود (بجز مرغ مگس خوار) حشرات با توجه به اندازه کوچک شان تفاوت اساسی با پرنده‌گان دارند زیرا تمام فعالیت در ریشه بال انجام می‌شود. در مقابل، پرنده‌گان دارای اسکلت داخلی هستند که ماهیچه‌ها به آن‌ها متصل می‌شود، که امکان تحریک موضعی‌تر در امتداد بال فراهم می‌کند ساختار بال حشرات بسیار سبک است و به طور کلی ۱٪ از کل وزن حشره را تشکیل می‌دهد این باعث می‌شود که حشرات به عنوان یک مدل بسیار جذاب باشند.



ب

(ب) طراحی ریزپرنده با الهام گیری از شاهین (Falcon MAV)



الف

شکل ۱: الف) طراحی ریزپرنده با الهام گیری از حشرات (KUBeele-S) ب) طراحی ریزپرنده با الهام گیری از شاهین (Falcon MAV)

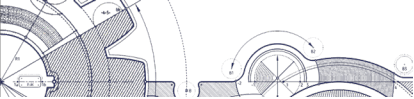
## اجزای ریزپرنده‌ها

ریزپرنده‌ها برای هر مأموریت یا فعالیت خاصی ساختار متفاوتی دارند؛ اما اجزای اصلی آنها مانند (بدنه، فنرخطی، کوپلر، کاهنده، موتور DC) یکسان هستند.

## فنرخطی:

فنر خطی به دلیل وزن سبک و انعطاف پذیری بالا به عنوان عنصر اصلی در ساختار بال‌ها و بدنه مورد استفاده قرار می‌گیرد. این فنرها به عنوان یک سیستم تحریک پذیر، به وسیله سیستم‌های کنترلی، برای استفاده در ریزپرنده‌ها تغییر بال‌ها و شکل بال‌ها همچنین کنترل حرکت پرواز می‌شود. با تغییر طول فنر، می‌توان جهت و سرعت حرکت و جهت دهی را تغییر داد.





## مکانیزم طبیعی بال زدن

«قابلیت ذخیره و آزادسازی انرژی یکی از ویژگی‌های مهم اکثر حیوانات است [۲]». بال پرندگان شامل ساختار استونه‌ای از استخوان‌ها، عضلات، پوست، پرها هستند با همکاری این موارد پرنده را قادر می‌سازد از انرژی ذخیره شده در بال استفاده کند. پرندگان برای پرواز از انرژی پتانسیل و جنبشی استفاده می‌کنند. زمانی که پرنده برای پرواز آماده می‌شود، با کشیدن عضلات بال‌ها به سمت پایین بال‌ها به سمت پایین حرکت می‌کنند و انرژی پتانسیل در بال‌ها ذخیره می‌شود. سپس با باز کردن بال‌ها و فشار دادن به هوا، انرژی پتانسیل به انرژی جنبشی تبدیل می‌شود و پرنده به بالا پرواز می‌کند. در زمان حرکت پرنده به سمت پایین، پرنده دوباره بال‌ها را بسته و انرژی پتانسیل در بال‌ها را دوباره بدست می‌آورد. در کل پرندگان با تغییراتی در زاویه بال و افزایش یا کاهش سرعت پرواز، پرنده می‌تواند در هوا پرواز کند و از انرژی ذخیره شده در بال بهره ببرد. مکانیزم بال پرندگان با حشرات متفاوت است. بال حشرات شامل ساختار پوستی کیتین (یک پلیمر طبیعی که در ساختار پوست و سازه‌های خارجی بسیاری از حشرات، خزندگان و کرم‌ها قرار دارد) عضلات و اعصاب است که با همکاری این موارد حرکت بال‌ها را تحت کنترل دارد [۳]. بال حشرات دو بخش اصلی دارد: بخش اصلی بال که به عنوان بال طبیعی شناخته می‌شود و بخش کوچکی به نام هالتران، که در قسمت میانی بال قرار دارد. هالتران حاوی یک سری عضلات کوچکی است که با کنترل عصبی به بال حشره کمک می‌کنند که در زوایای مختلف بچرخد و به سمت‌های مختلف منحرف بشود. انرژی ذخیره شده در بال حشرات نسبت به انرژی ذخیره شده در بال پرندگان کمتر است به دلیل وزن سبک‌تر بدن حشرات و نیز ساختار ساده تر بال‌های آن‌ها انرژی کمتری برای پرواز نیاز است.

### مکانیزم طراحی بال‌ها

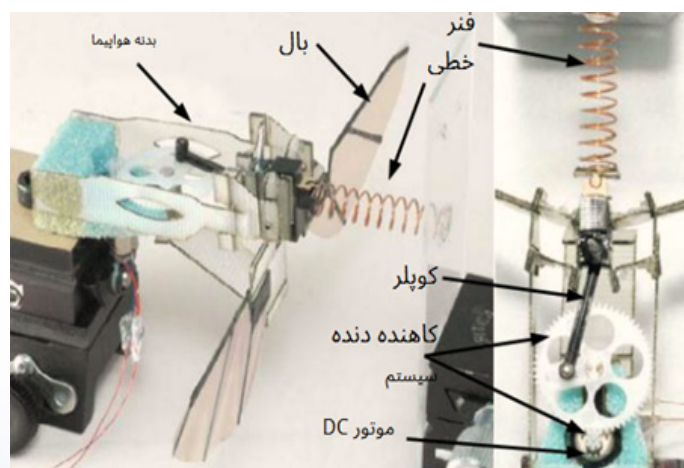
طراحی بال یک نقش بسیار مهم حیاتی را ایفا می‌کند به دلیل ابعاد کوچک و وزن کم ریز پرنده‌ها طراحی بال‌ها باید بهینه و دقیق باشد تا بتواند تا بتواند نیازهای ما را در پرواز فراهم کند. برخی از این نیازها به شرح زیر است.

- (۱) بال‌ها باید به گونه‌ای باشند که نیروی لازم برای بالابردن و غلبه بر گرانش و مقاومت هوا تولید کند.
- (۲) بال‌ها باید به گونه‌ای باشند که استقرار و تعادل خود را در هوا حفظ کند و بتوانند مرکز تراز ریز پرنده را در موقعیت مناسبی قرار دهد و از سقوط و حرکات غیرمطلوب جلوگیری کند.
- (۳) بال‌ها باید به گونه‌ای باشند که امکان تغییر جهت و سرعت به ریز پرنده بدهد و کنترل دقیقی روی حرکت آن داشته باشند.

کوپلر: کوپلر یک اتصال کننده مکانیکی است که برای اتصال اجزای مختلف ریز پرنده‌ها استفاده می‌شود. کوپلرها به عنوان واسطه‌ای بین سیستم کنترل و سیستم‌های مختلف مانند باتری، میکروفون، دوربین و سایر سنسورها عمل می‌کند. بنابراین کوپلرها در کنترل و مدیریت ریز پرنده‌ها بسیار اساسی هستند.

کاهنده: کاهنده عموماً به عنوان یک جفت دنده برای کاهش سرعت و افزایش گشتاور در محور پروانه‌های ریز پرنده استفاده می‌شود. کاهنده‌ها معمولاً درون موتور قرار دارند و به کمک دنده‌هایی که به آن متصل هستند، سرعت موتور را به سرعت مورد نیاز پرنده کاهش می‌دهد، به طور کلی کاهنده یکی از اجزای اساسی سیستم پیشراننده ریز پرنده‌ها شناخته می‌شود.

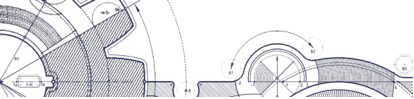
موتور DC: به عنوان منبع اصلی پیشراننده استفاده می‌شوند. این موتورها با استفاده از جفت قطبی مغناطیسی و جریان الکتریکی، گشتاور تولید می‌کنند و به ریز پرنده‌ها کمک می‌کنند تا بتواند پرواز کند. در ریز پرنده‌ها موتورهای DC به دلیل وزن سبک، اندازه کوچک، کارایی بالا و کنترل آسان، بسیار مورد استفاده قرار می‌گیرند. این موتورها به صورت مستقیم یا با استفاده از کاهنده‌های دنده‌دار، پروانه‌های ریز پرنده را به حرکت در می‌آورند و باعث حرکت و پرواز می‌شوند. همچنین این موتورها به عنوان منبع اصلی تغذیه برای سیستم‌های دیگر ریز پرنده مانند سیستم کنترل و سنسورها نیز استفاده می‌شود (شکل ۲)



شکل ۲: اجزای ریز پرنده







انجام دهند و در محیط‌های مختلف مؤثر باشند.  
(۲) قدرت و کارایی بیشتر: با داشتن دو کرنک و دو روکر، مکانیسم کرنک دوتایی - روکر دوتایی قدرت و کارایی بیشتری را به پرنده می‌بخشد. این مکانیسم قادر است نیروهای بیشتری را تولید کند و بتواند در شرایط مختلف بهتر عمل کند.

(۳) کنترل حرکت دقیق: با استفاده از دو کرنک و دو روکر، پرنده می‌تواند حرکت و استقرار خود را به‌صورت دقیق‌تر کنترل کند. این به آن کمک می‌کند تا در فضاها محدود و پراز موانع به‌خوبی عمل کند.

#### معایب

(۱) پیچیدگی: به دلیل داشتن دو کرنک و دو روکر، مکانیسم کرنک دوتایی - روکر دوتایی پیچیدگی بیشتری در طراحی و ساخت دارد. این می‌تواند منجر به افزایش هزینه و زمان توسعه و تولید شود.

(۲) وزن ابعاد بیشتر: به دلیل داشتن دو کرنک و دو روکر، وزن و ابعاد کلی سیستم نسبت به مکانیسم کرنک تکی - روکر دوتایی بیشتر است. این ممکن است موجب محدودیت‌هایی در استفاده از سیستم در پرنده‌های کوچک شود.

#### مکانیزم (single-crank double rocker mechanism)

در این مکانیزم یک کرنک تکی و دو روکر موجود است. کرنک با یک مفصل به بدنه پرنده متصل شده و با چرخش، حرکتی چرخان به روکرها اعمال می‌کند. روکرها نیز با مفصل به بدنه پرنده متصل شده و با تغییر طول خود، حرکتی خطی را ایجاد می‌کنند. این مکانیسم به‌وسیله کرنک تکی، توانایی تولید حرکت چرخان و خطی را در پرنده‌های کوچک فراهم می‌کند (شکل ۴-ب).

#### مکانیزم (four-barspatial linkage mechanism)

این مکانیزم از چهار عضو پیوسته به یکدیگر تشکیل شده است که به‌صورت غیرمستقیم به هم متصل شده‌اند. هر چهار عضو شامل دو کرنک و دو روکر است که با یکدیگر از طریق مفصل‌ها متصل می‌شوند (شکل ۴-ج).

#### مزایا

(۱) حرکت چرخان و خطی: قادر است به دو صورت حرکت چرخان و خطی را تولید کند. این امکان به پرنده‌های کوچک کمک می‌کند تا حرکت‌های متنوع و پیچیده‌تری را انجام دهند.

(۲) قدرت و کارایی: قدرت و کارایی بیشتری را به پرنده می‌بخشد. این مکانیزم قادر است نیروهای بیشتری تولید کند و در شرایط مختلف بهتر عمل کند.

(۳) کنترل حرکت دقیق: پرنده می‌تواند حرکت و استقرار خود را به‌صورت دقیق‌تر کنترل کند. این به آن کمک می‌کند تا در فضاها محدود و پراز موانع به‌خوبی عمل کند.

#### معایب

(۱) پیچیدگی: به دلیل داشتن چهار عضو پیوسته، پیچیدگی بیشتری در طراحی و ساخت دارد. این می‌تواند منجر به افزایش هزینه و زمان توسعه و تولید شود.

(۲) وزن ابعاد بیشتر: به دلیل داشتن چهار عضو پیوسته، وزن و ابعاد مکانیزم نسبت به مکانیسم‌های ساده‌تر بیشتر است. این ممکن است موجب محدودیت‌هایی در استفاده از سیستم در پرنده‌های کوچک شود.

#### مکانیزم (slide-crank mechanism)

این مکانیزم از یک کرنک و یک شانه تشکیل شده است. در این مکانیزم، حرکت دورانی کرنک به حرکت خطی یک شانه تبدیل می‌شود که باعث حرکت بال یا رانش پرنده می‌شود. مکانیزم Slide-crank به دلیل سادگی ساختار و کارایی بالایی که در حرکت بال و رانش پرنده فراهم می‌کند، در پرنده‌های هواپیمایی کوچک بسیار مورد استفاده قرار می‌گیرد. این مکانیزم با استفاده از ساختار ساده‌ای که دارد، به پرنده هواپیمایی کوچک اجازه می‌دهد که حرکتی دقیق و پویا داشته باشد (شکل ۴-د).

#### در این بخش به مکانیزم طراحی بال برخی از پرندگان و حشرات می‌پردازیم.

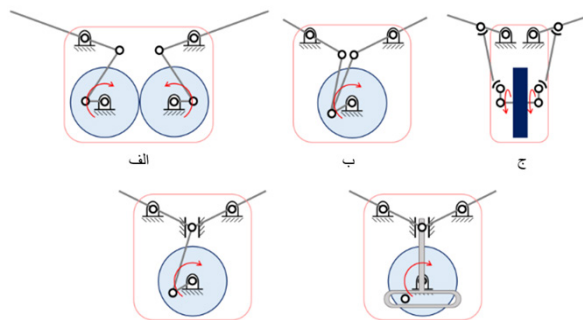
خفاش‌ها همانند پرندگان دیگر با کمک عضلات بال پرواز می‌کنند؛ اما در بال‌های آنها تفاوت‌هایی وجود دارد. بال‌های پرنده از پرهای همپوشانی تشکیل شده است، درحالی‌که بال‌های خفاش از غشاء تشکیل شده است. پرندگان در پرواز معمولاً بال‌های خود را خم می‌کنند و خفاش‌ها عمدتاً بال‌های خود را بالا می‌زنند تا کارایی آیرودینامیکی را افزایش دهند [۴] (شکل ۳). بیشتر پرندگان می‌توانند در سرعت‌های پروازی مختلف، پرواز پایدار داشته باشند، در حالی‌که مرغ مگس خوار و خفاش‌ها می‌توانند «مانورهایی با سرعت کم» انجام بدهند. خفاش‌ها همچنین یک استراتژی برای بدست آوردن مزایای آیرودینامیکی با کاهش مساحت و طول بال‌های خود اتخاذ می‌کنند، باین‌حال در مقایسه با پرندگان تغییر در ناحیه با آنها محدود است. برای پرندگان کاهش بال آسان است؛ زیرا پرها به‌طور جداگانه روی هم قرار گرفته‌اند؛ ولی بال خفاش‌ها از غشاء تشکیل شده است. کاهش مساحت بال باعث افزایش سرعت پرواز و کاهش مقاومت هوا می‌شود که در طراحی MAV نقش به‌سزایی دارد. خفاش‌ها می‌توانند بال‌های خود را به‌سرعت پرواز تنظیم کنند، بنابراین می‌توانند به‌طور مؤثرتری در زوایای حمله بالا نیروی لیفت بیشتری تولید کنند. دانشمندان توانستند مکانیزم‌های مصنوعی برای بال پرندگان و خفاش‌ها ارائه دهند.



شکل ۳: نحوه پرواز خفاش و پرندگان

#### مکانیزم صلب

مکانیزم‌های صلب یک مکانیزم معمولی است که قادر به حرکت یک محور است. این مکانیزم شامل یک مکانیزم پیوند چهار میله و صفحه‌ای بر اساس مکانیزم کرنک-روکر و مفصل گردشی و مفصل کروی است. قطعات مکانیزم صلب معمولاً از جنس فلز و پلاستیک هستند. این مکانیزم دارای ۵ نوع است [۵] (شکل ۴).



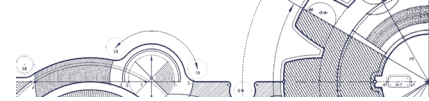
شکل ۴: مکانیزم‌های صلب بال پرندگان

#### مکانیزم ((double-crank double rocker mechanism

در این مکانیزم دو کرنک و دو روکر موجود است. هر کرنک با یک مفصل به بدنه پرنده متصل شده و با چرخش، حرکتی چرخان به روکرها اعمال می‌کند. روکرها نیز با مفصل به بدنه ریز پرنده متصل شده و با تغییر طول خود حرکت خطی ایجاد می‌کنند، این مکانیزم به‌وسیله کرنک‌ها، توانایی حرکت تولید چرخان و خطی را در پرنده فراهم می‌سازد (شکل ۴-الف).

#### مزایا

(۱) تولید حرکت چرخان و خطی: با استفاده از دو کرنک و دو روکر، این مکانیسم قادر است به‌صورت هم‌زمان حرکت چرخان و خطی را تولید کند. این قابلیت به پرنده‌های کوچک کمک می‌کند تا حرکت‌های متنوعی را



## مزایا

(۱) سادگی: ساختار ساده این مکانیزم باعث شده است که بسیاری از تولیدکنندگان پرنده‌های هواپیمایی کوچک بتوانند از آن استفاده کنند.  
(۲) حرکت خطی: این به پرنده‌های کوچک کمک می‌کند تا حرکت‌های متنوع و دقیق‌تری را انجام دهند.  
(۳) وزن کم: به دلیل ساختار ساده و کم‌وزن این مکانیزم، وزن پرنده کاهش می‌یابد.

(۴) عمر طولانی: این مکانیزم دارای عمر طولانی است و نیاز به تعویض و تعمیر کمتری دارد.

(۵) کنترل حرکت دقیق: امکان کنترل دقیق حرکت را فراهم می‌کند. این به پرنده‌های کوچک کمک می‌کند تا در فضاها محدود و پراز موانع به خوبی عمل کنند.

## معایب

(۱) محدودیت در نوع حرکت: تنها حرکت خطی را تولید می‌کند و قادر به تولید حرکت چرخان نیست. این ممکن است در برخی از کاربردها محدودیت‌هایی را ایجاد کند.

(۲) قدرت کمتر: نسبت به برخی مکانیسم‌های دیگر کمتر است. این ممکن است در برخی از کاربردها محدودیت‌هایی را ایجاد کند.

## مکانیزم (scotch-yoke mechanism)

این مکانیزم از یک کرنک و یک شانه تشکیل شده است در این مکانیزم، حرکت دورانی کرنک به حرکت خطی یک شانه تبدیل می‌شود که باعث حرکت بال یا رانش پرنده می‌شود (شکل ۴-۵).

## مزایا

(۱) سادگی: به دلیل سادگی ساختار و کارایی بالایی که در حرکت بال و رانش پرنده فراهم می‌کند، در پرنده‌های هواپیمایی کوچک بسیار مورد استفاده قرار می‌گیرد. این مکانیزم با استفاده از ساختار ساده‌ای که دارد، به پرنده هواپیمایی کوچک اجازه می‌دهد که حرکتی دقیق و پویا داشته باشد.

(۲) حرکت خطی: حرکت خطی امکان پذیر می‌شود. این به پرنده‌های کوچک کمک می‌کند تا حرکت‌های متنوع و دقیق‌تری را انجام دهند.

(۳) قدرت کارایی: قدرت و کارایی بالاتری را به پرنده می‌بخشد. این مکانیزم قادر است نیروهای بیشتری تولید کند و در شرایط مختلف بهتر عمل کند.

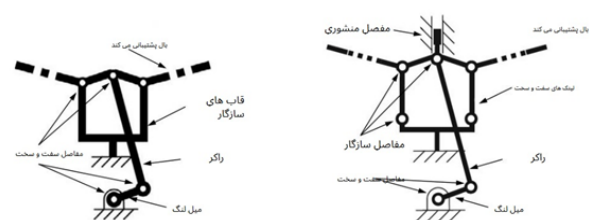
## معایب

(۱) محدودیت در نوع حرکت: تنها حرکت خطی را تولید می‌کند و قادر به تولید حرکت چرخان نیست. این ممکن است در برخی از کاربردها محدودیت‌هایی را ایجاد کند.

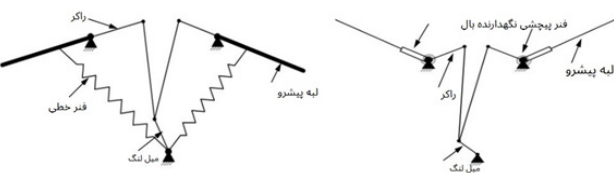
(۲) ضربه‌های مکانیکی: ممکن است ضربه‌های مکانیکی قوی‌تری تولید کند که می‌تواند منجر به لرزش‌ها و وزش‌های ناخواسته در سیستم شود.

## مکانیزم سازگار (Compliant mechanisms)

مکانیزم‌های سازگار برخلاف مکانیزم‌های صلب که از پیوند و اتصالات صلب تشکیل شده است. یک مکانیزم سازگار از مواد منعطف تشکیل شده است که می‌تواند تغییر شکل دهد. مکانیزم‌های سازگار عمدتاً برای حشرات استفاده شده‌اند، زیرا اصطکاک کمتری دارد [۵]، می‌توانند در اندازه کوچک تولید شوند و بسیار از مکانیزم‌های صلب سبک‌تر هستند. مکانیزم‌های سازگار به قاب‌های منعطف پذیر و اتصالات منعطف پذیر طبقه‌بندی می‌شود (شکل ۵). مادانگوپال و همکاران یک مفهوم طراحی از مکانیزم بال زدن را پیشنهاد کرد که فنرها را با اتصالات مکانیزم ترکیب می‌کند. انرژی جنبشی بال به شکل انرژی الاستیک ذخیره می‌شود و سپس دوباره به عنوان انرژی جنبشی آزاد می‌شود (شکل ۶).



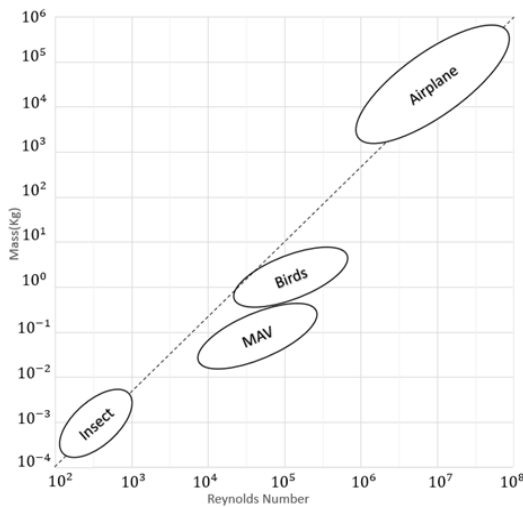
شکل ۵: مکانیزم منعطف پذیر سازگار



شکل ۵: مکانیزم منعطف پذیر سازگار

## تحلیل آیرودینامیکی

اندازه کوچک ریز پرنده‌ها باعث ایجاد چالش‌های متعددی در طراحی می‌شود. از نظر آیرودینامیکی ریز پرنده‌ها از چند جهت با هواپیماهای معمولی تفاوت دارند، اول از همه آنها در عدد رینولدز کمی پرواز می‌کنند. عدد رینولدز نسبت نیروهای اینرسی و نیروی لزجت در یک سیال است. هواپیماهای سرنشین‌دار معمولاً با عدد رینولدز میلیونی پرواز می‌کنند در حالی که ریز پرنده‌ها باید با عدد رینولدز کمتر از ۱۰۰,۰۰۰ پرواز کنند (شکل ۷).



شکل ۷: عدد رینولدز برای حشرات تا هواپیماهای بزرگ

عدد رینولدز برای بال هواپیماها و ریز پرنده‌ها به صورت معادله زیر تعریف می‌شود:

$$Re = \frac{\rho v c}{\mu}$$

که در آن  $\rho$  و  $M$  به ترتیب چگالی و لزجت دینامیکی هوا،  $v$  سرعت هوا،  $c$  وتر بال هواپیما هستند.

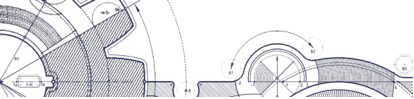
در عدد رینولدز پایین، اثرات چسبناک غالب می‌شود که می‌تواند منجر به مشکلات مربوط به لایه مرزی شود. جریان روی بال با عدد رینولدز کم باعث ایجاد حباب‌های جداسازی می‌شود که تأثیر مخربی بر روی عملکرد سطح بال می‌گذارد. محدوده ۱۰<sup>۴</sup> تا ۱۰<sup>۵</sup> برای هواپیماهای مدل معمول است و ایرفویل‌های نسبتاً کارآمدی ساخته شده است. در محدوده حدود ۷۰,۰۰۰ منطقه مشکل سازتری آغاز می‌شود که در آن حباب‌های جداسازی به مقدار قابل توجهی نیروی درگ را افزایش می‌دهند. یکی دیگر از چالش‌های آیرودینامیکی MAV ها لایه مرزی جولا ABL است (شکل ۸). ناحیه‌ای از هوا است که تحت تأثیر اصطکاک بین سطح زمین و باد قرار می‌گیرد. این منجر به ایجاد یک میدان باد گردان می‌شود که در آن جریان هوا پیچیده و متلاطم است [۶]. ریز پرنده‌ها معمولاً در پایین‌ترین منطقه ABL که به عنوان منطقه ناهمواری نامیده می‌شود کار می‌کنند. در نتیجه در معرض تلاطم جوی با شدت بیشتری نسبت به هواپیماهای سرنشین‌دار که در ارتفاعات بالاتر حرکت می‌کنند قرار می‌گیرند. این امر بر آیرودینامیک ریز پرنده‌ها و همچنین استحکام آنها تأثیر مخربی می‌گذارد. محققان راهکارهایی برای جلوگیری از این تلاطم باد ارائه دادند.

جو آزاد



شکل ۸: لایه مرزی اتمسفر که یک لایه مرزی ناهمگن است

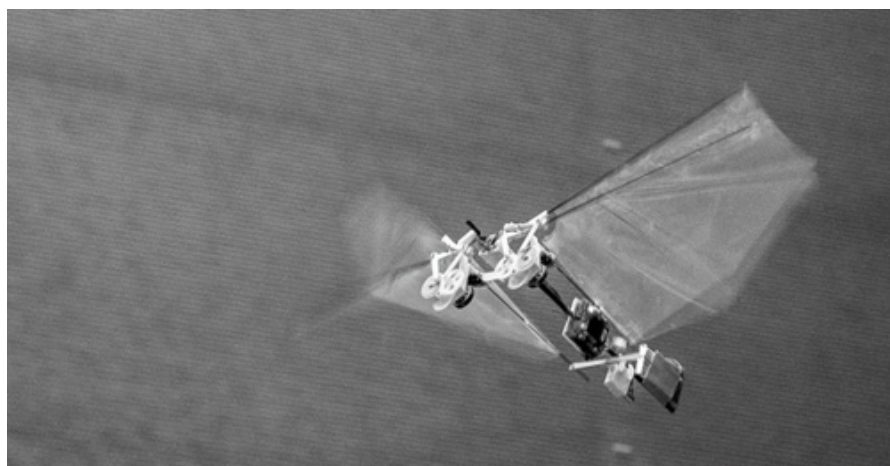




(۱) باتوجه به نسبت جناح، زاویه حمله، جریان هوا و مقاومت هوایی، بال‌هایی با نسبت جناح بالا و زاویه حمله کمتر می‌توانند سطح بیشتری را به صورت عمود بر جریان هوای مستقیم ارائه دهند و در نتیجه باعث کاهش نیروی برشی باد شده و از تلاطم باد جلوگیری می‌کند.

(۲) طراحی بدون دم (tailless) باعث کاهش درگ در MAV می‌شود. در یک ساختار با دم، فضای بین بخش دم و بخش بال و بدنه هواپیما، معمولاً منجر به تشدید مقاومت هوایی می‌شود با از بین بردن بخش دم نیروی درگ کمتر می‌شود و جرم MAV کاهش می‌یابد که باعث افزایش عملکرد پرواز در تلاطم باد می‌شود (شکل ۹).

(۳) اثر واگنر مشخصه اصلی چرخه بال‌زدن حشرات است، شتاب‌دهی (شروع)، کاهش سرعت (توقف) و معکوس شدن (بازگشت) بال است. این رفتار (شروع - ایست - بازگشت) آیرودینامیکی است که پرواز را ممکن می‌سازد [۷]. با افزایش زاویه حمله به بیش از زاویه تابش، بر روی بال یک ناحیه به نام منطقه واگنر شکل می‌گیرد که در آن فشار ایجاد می‌شود. در این منطقه، جریان هوا به سمت بال بیشتر می‌شود و منجر به افزایش بیشتر بار بر روی بال می‌شود. این پدیده می‌تواند باعث افزایش قدرت پرواز و تحمل بار بال شود. از طرف دیگر، وقتی زاویه حمل بال به زاویه حریق آن می‌رسد، جریان هوا در منطقه واگنر جهت عقب می‌گردد و باعث ایجاد فشار منفی بر روی بال می‌شود. این پدیده می‌تواند باعث کاهش قدرت پرواز و حتی رانش بال به پایین شود. به طور کلی، اثر واگنر یکی از پدیده‌های مهمی است که در طراحی بال حشرات (شکل ۱۰) و میکروپرنده‌ها باید مد نظر قرار گیرد. در طراحی بال، باید به گونه‌ای زاویه حمل بال را تنظیم کرد که بال توانایی تولید بالا بار و نیروی پرواز کافی را داشته باشد و در عین حال از پدیده‌های غیرخطی مانند جریان‌های واگنر جلوگیری شود.



شکل ۱۰- delfly explored ریزپرنده طراحی شده به کمک اثر واگنر



شکل ۹- Black Window اولین ریزپرنده طراحی شده توسط DARPA

## نتیجه‌گیری

استفاده از ریز پرنده‌ها در بسیاری از صنایع صنعتی، نظامی به شدت افزایش یافته، ریز پرنده‌های شبیه به حشرات یک راه حل مؤثر برای حرکت در محیط‌های کوچک و پراز دحام است، روش‌های مصنوعی برای طراحی مکانیزم انتقال بال‌ها و ساختار بال‌ها استفاده شده است. همچنین، عضلات مصنوعی به عنوان درایو بسیار مهم در این وسایل نقلیه هوایی استفاده می‌شوند. در این نوع وسایل نقلیه هوایی، مدل سازی آیرودینامیکی و مکانیزم کنترل پرواز نیز از اهمیت بسیاری برخوردارند. با کمک مکانیزم‌های صلب و سازگار وزن ریز پرنده به شدت کاهش پیدا کرده است و از کارایی و مانورپذیری بالایی برخوردار هستند. یکی از اهداف اصلی طراحی آیرودینامیکی ریز پرنده‌ها و بهبود کارایی است با کمک CFD و شبیه سازی مکانیک سیالات، با کاهش نیروی درگ بر روی ریز پرنده‌ها توانستند مدت زمان پرواز ریز پرنده‌ها را افزایش دهند. اما هنوز به حد مطلوب نرسیده است و یکی از مشکلات مهم ریز پرنده‌ها عمر باتری است هنوز راهکارهای مناسب تری برای افزایش زمان پرواز ارائه نشده است. همچنین هنوز کنترل دقیق این پرنده‌ها با چالش‌هایی مواجه است. این مشکل با استفاده از سیستم‌های هوشمند کنترل و هدایت ریز پرنده‌ها قابل حل است، اما هنوز راهکارهایی برای بهبود کنترل و هدایت دقیق ریز پرنده‌ها در شرایط مختلف وجود ندارد.

۳. Wang, L., et al., Review on ultra-lightweight flapping-wing nano air vehicles: Artificial muscles, flight control mechanism, and biomimetic wings. Chinese Journal of Aeronautics, ۱۶(۲۰۲۳): p. ۹۱-۱۱۳.

۴. Joshi, V., R.K. Jaiman, and C. Ollivier-Gooch, A variational flexible multibody formulation for partitioned fluid-structure interaction: Application to bat-inspired drones and unmanned air-vehicles. Computers & Mathematics with Applications, ۱۲۸(۲۰۲۰): p. ۲۷۳۷-۲۷۷۷.

۵. Han, J.-H., et al. A Review of Flapping Mechanisms for Avian-Inspired Flapping-Wing Air Vehicles. Aerospace, ۱۰.۲۰۲۳, DOI: ۱۰.۳۳۹۰/aerospace۱۰.۲۰۵۵۴.

۶. Watkins, S., et al., On Low Altitude Flight through the Atmospheric Boundary Layer. International Journal of Micro Air Vehicles, ۲(۲۰۱۰): p. ۶۸-۵۵.

۷. Ansari, S.A., R. Żbikowski, and K. Knowles, Aerodynamic modelling of insect-like flapping flight for micro air vehicles. Progress in Aerospace Sciences, ۲(۲۰۱۶): p. ۱۷۲-۱۷۹.

[https://www.youtube.com/watch?v=\\_۵YkQ9w۳PJ۴](https://www.youtube.com/watch?v=_۵YkQ9w۳PJ۴)

[https://oa.upm.es/۱/۴۴۳۱۹/CHAO\\_ZHANG.pdf](https://oa.upm.es/۱/۴۴۳۱۹/CHAO_ZHANG.pdf)

<https://doi.org/۱۰.۱۰۱۶/j.cja.۲۰۱۶.۰۸.۰۰۳>

<https://doi.org/۱۰.۱۰۱۶/j.cja.۲۰۲۲.۰۶.۰۰۹>

<https://doi.org/۱۰.۱۰۱۶/j.cja.۲۰۲۳.۰۳.۰۳۱>

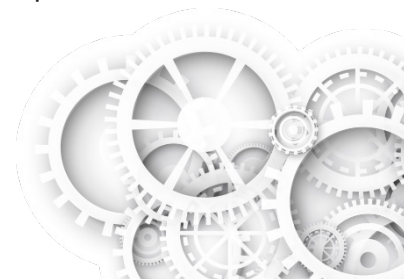
<http://book.zuff.info/>

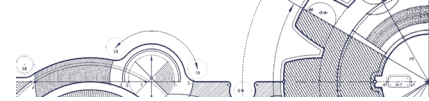
## برای مطالعات بیشتر

## مراجع

۱. Mishra, S., et al., Design and Development of a Bio-Inspired Flapping Wing Type Micro Air Vehicle. Procedia Materials Science, ۱۰.۲۰۱۵: p. ۵۲۶-۵۱۹.

۲. Wu, J., et al., Unsteady aerodynamics of a micro flapping rotary wing in forward flight. Aerospace Science and Technology, ۱۱۱.۲۰۲۱: p. ۱۰۵۳۰.





## معرفی چند مدل در دینامیک روتورها

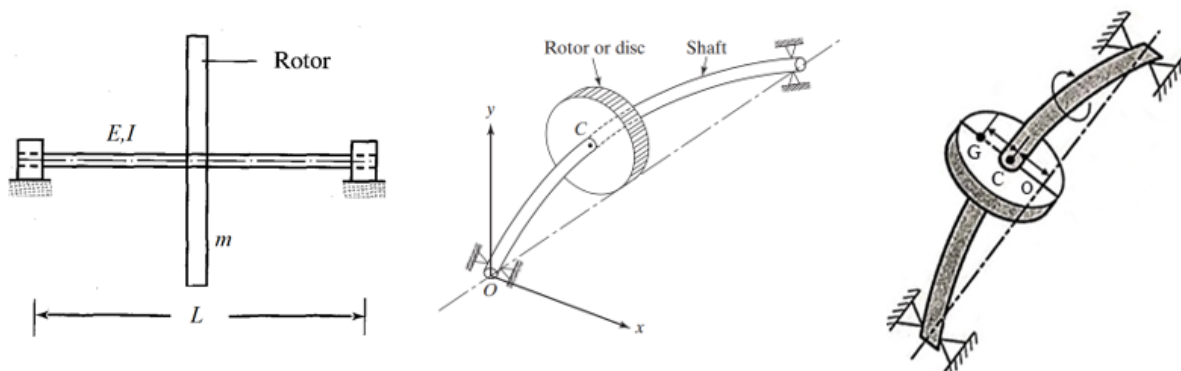
میر محمد رضا امت محمدی،  
دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک،  
گرایش طراحی کاربردی، دانشگاه تبریز

### مقدمه:

در بسیاری از ماشین آلات چرخان نظیر توربین ها، کمپرسورها، موتورهای الکتریکی و پمپ ها، بخش دوار سیستم (روتور) که دارای جرم قابل توجهی نیز است، بر روی یک شفت سبک سوار شده است. حرکت این شفت در تکیه گاه ها توسط یاتاقان هایی محدود می شود که باعث به وجود آمدن انعطاف پذیری و در نتیجه سفتی در سیستم می شود. به دلیل خطاها و عیب هایی که در فرایند ساخت و تولید وجود دارد، روتورها مقداری نابالانسی دارند که این امر باعث به وجود آمدن نیروی گریز از مرکز حین دوران می شود. این نیرو در کنار عواملی مثل اثرات هیدرودینامیکی یاتاقان ها، انعطاف پذیری ذاتی شفت، اثرات ژيروسکوپی و... دینامیک خاصی بر سیستم تحمیل می کند که در ادبیات فن از آن به عنوان پدیده لنگ زنی یاد می شود. مطالعه دینامیک لنگ زنی به منظور تحلیل پایداری سیستم های دوار نامیزان، پایش وضعیت سلامتی آن ها و هم چنین پیش گیری از اثرات مخرب ناشی وضعیت تشدید امری ضروری است.

### مدل دودرجه آزادی روتور جفکات:

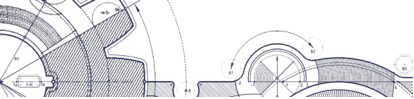
در سال ۱۹۱۹، یک دینامیک دان انگلیسی به نام جفکات مدلی برای دینامیک روتور معرفی کرد که قادر بود ارتعاشات عرضی سیستم های دوار نامیزان را تحلیل کند. برای شروع تحلیل روتور جفکات، مدلی مطابق شکل (۱) در نظر گرفته می شود. دیسکی در نقش روتور با جرم کل  $m$  بر روی شفتی به طول  $L$  سوار شده است. این شفت توسط یاتاقان های ساده و صلب در دو طرف مهار شده است. مدول خمشی شفت نیز برابر  $EI$  است. مرکز جرم دیسک نقطه  $G$ ، مرکز هندسی دیسک نقطه  $C$  و خط المکزین یاتاقان ها، محوری است که شفت حول آن دوران خواهد کرد. اگر دیسک کاملاً بالانس باشد، در حالت تعادل استاتیکی هر سه نقطه بر هم منطبق خواهند بود. در غیر این صورت، با آغاز چرخش، نقطه  $C$  از نقطه  $O$  فاصله خواهد گرفت. فاصله  $CG$  میزان نامیزانی دیسک یا همان خروج از مرکزیت دیسک است که اغلب با  $e$  نشان داده می شود.



شکل ۱- مدلی از روتور در نماهای مختلف. در شکل سمت چپ، سیستم در تعادل استاتیکی و بدون نامیزانی است. اگر دیسک دارای نابالانسی باشد، محور دوران دیسک و شفت از هم فاصله خواهند گرفت.

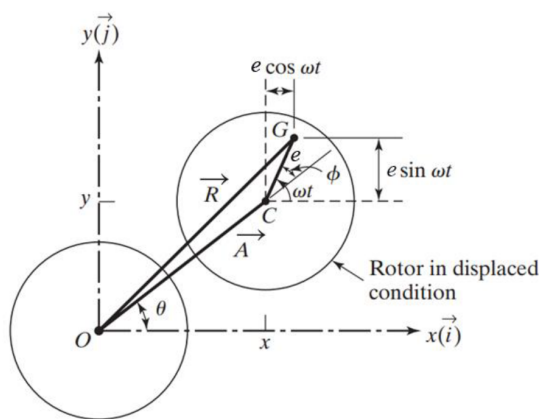






شکل (۲) نمایی دیگر از حرکت روتور را نشان می‌دهد. دستگاه مختصات ثابت  $xoy$  مفروض است. با شروع چرخش نقطه  $C$  از مبدأ  $O$  فاصله می‌گیرد. این جابجایی لزوماً در راستای  $OG$  نبوده و باعث پدیدار شدن زاویه  $\phi$  می‌شود. بردار مکان مرکز هندسی دیسک را با  $\vec{A}$  و بردار مکان مرکز جرم دیسک را با  $\vec{R}$  نمایش می‌دهیم. در حالت پایا<sup>۱</sup> و پس از رسیدن سیستم به دور کاری  $\omega$  مورد نظر، بردار موقعیت  $\vec{A}$  تغییر اندازه نخواهد داد. سرعت چرخش این بردار، برابر آهنگ تغییرات زاویه  $\theta$  بوده و این سرعت، سرعت لنگ‌زنی نامیده می‌شود. سرعت دوران شفت، سرعت چرخش پاره خط  $CG$  (حول محور شفت) و سرعت دوران دیسک، سرعت چرخش پاره خط  $OC$  (حول خط مرکزی یا تاقان‌ها) است. در حالت کلی، این دو سرعت لزوماً با هم برابر نیستند. دورانی که در آن، هر دو این سرعت‌ها یکسان باشند، اصطلاحاً دوران سنکرون<sup>۲</sup> نامیده می‌شود. ضمناً، با توجه به قابل توجه بودن جرم دیسک، از جرم شفت در مقابل دیسک صرف نظر می‌شود. شرایط تکیه‌گاهی به‌گونه‌ای است که شفت، یک سفتی معادل با تیر دو سر مفصل از خود نشان خواهد داد. اگر دیسک در وسط نصب شده باشد:

$$k = \frac{48 EI}{L^3} \quad (۱)$$



شکل ۲ - توصیف مختصاتی روتور نامیزان

طبق قانون دوم نیوتون، برآیند نیروهای وارد بر دیسک، برابر حاصل ضرب جرم دیسک در شتاب مرکز جرم آن است. شتاب مرکز جرم دیسک برابر است با:

$$\vec{a}_G = \frac{d^2 \vec{R}}{dt^2} = \vec{a}_C + \vec{a}_{G/C} = (\ddot{x} - e\omega^2 \cos \omega t) \vec{i} + (\ddot{y} - e\omega^2 \sin \omega t) \vec{j} \quad (۲)$$

که  $e$  معرف میزان نامیزانی و  $\omega$  بیانگر سرعت زاویه‌ای چرخش شفت در حالت پایا است. هم چنین می‌دانیم در اثر خاصیت الاستیک ناشی از خیز برداشتن مرکز هندسی دیسک، نیروی بازگرداننده  $\vec{F}_e$  به سیستم وارد می‌شود:

$$\vec{F}_e = -k(x \vec{i} + y \vec{j}) \quad (۳)$$

دو نوع میرایی در پدیده لنگ‌زنی قابل مشاهده است که بر رفتار حرکتی سیستم می‌توانند تأثیر بگذارند: میرایی داخلی و میرایی خارجی. منظور از میرایی داخلی، همان میرایی ذاتی<sup>۳</sup> نشأت‌گرفته از کرنش‌های الاستیک روتور است که گاهی از آن به عنوان میرایی سازه‌ای<sup>۴</sup> (هیستریزیس) نیز یاد می‌شود. مقدار نیرو در این میراگر، متناسب با سرعت مطلق حرکت روتور است و عواملی نظیر اصطکاک سیال در یاتاقان‌ها آن را پدید می‌آورند. درحالی‌که میرایی خارجی چنین نیست و عامل اتلاف انرژی خارج از سیستم روتور قرار دارد. نیروی مقاومت هوا و مقاومت ناشی از تماس روتور با قاب (محفظه حاوی روتور) نمونه‌هایی از تلفات خارجی به‌شمار می‌روند. نیرو در این میراگرها را می‌توان در این مطالعه، به‌صورت زیر تقریب زد:

$$\vec{F}_{din} = -c_{in} [(\dot{x} + y\omega) \vec{i} + (\dot{y} + x\omega) \vec{j}] \quad (۴)$$

$$\vec{F}_{dex} = -c_{ex} [\dot{x} \vec{i} + \dot{y} \vec{j}] \quad (۵)$$

قانون دوم نیوتون، ما را به دو معادله دیفرانسیل زیر در راستاهای  $i$  و  $j$  می‌رساند:

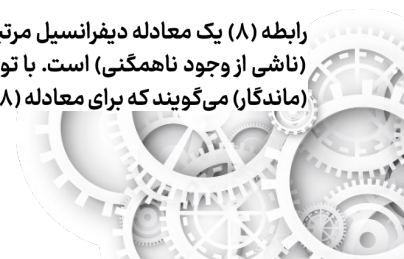
$$m\ddot{x} + (c_{in} + c_{ex})\dot{x} + kx - c_{in}y\omega = me\omega^2 \cos \omega t \quad (۶)$$

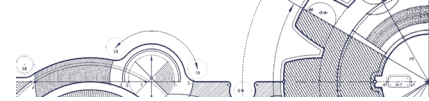
$$m\ddot{y} + (c_{in} + c_{ex})\dot{y} + ky - c_{in}x\omega = me\omega^2 \sin \omega t \quad (۷)$$

این معادلات به واسطه میرایی داخلی جفت‌شده<sup>۵</sup> بوده و توصیف‌کننده ارتعاشات جانبی روتور<sup>۱</sup> (حرکت دو درجه آزادی نقطه  $C$ ) هستند. با صرف نظر کردن از اثرات میرایی داخلی در سیستم و تعریف متغیر مختلط  $z = x + iy$  خواهیم داشت:

$$m\ddot{z} + c_{ex} \dot{z} + kz = me\omega^2 e^{i\omega t} \quad (۸)$$

رابطه (۸) یک معادله دیفرانسیل مرتبه دوم خطی ناهمگن با ضرایب ثابت است. جواب این معادله شامل دو بخش پاسخ همگن (ناشی از شرایط اولیه) و پاسخ خصوصی (ناشی از وجود ناهمگنی) است. با توجه به اینکه پاسخ همگن یک پاسخ گذرا بوده و نهایتاً به دلیل وجود میرایی به صفر میل می‌کند، پاسخ خصوصی را پاسخ حالت پایا (ماندگار) می‌گویند که برای معادله (۸) به‌صورت زیر خواهد بود:





$$z_p(t) = Ze^{I(\omega t - \psi)} \quad (9)$$

$$Z = \frac{me\omega^2}{\sqrt{[(k - m\omega^2)^2 + (c_{ex}\omega)^2]}} = \frac{er^2}{\sqrt{[(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2]}} \quad (10)$$

$$\psi = \tan^{-1} \left( \frac{2\xi r}{1 - r^2} \right) \quad (11)$$

که در آن‌ها:

$$\xi = \frac{c_{ex}}{2\sqrt{km}} \quad \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (12)$$

از طرفی، با توجه به شکل (۲) می‌توان نوشت:

$$x = \overline{OC} \cos \theta = A \cos(\omega t - \phi) \quad (13)$$

$$y = \overline{OC} \sin \theta = A \sin(\omega t - \phi) \quad (14)$$

$$\overline{OC} = \sqrt{x^2 + y^2} = |z| = Z \quad (15)$$

$$\tan \theta = \tan(\omega t - \phi) = \frac{y}{x} = \tan(\text{Arg}(z)) = \tan(\omega t - \psi) \quad (16)$$

بنابراین می‌توان گفت:

$$A = \frac{er^2}{\sqrt{[(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2]}} \quad (17)$$

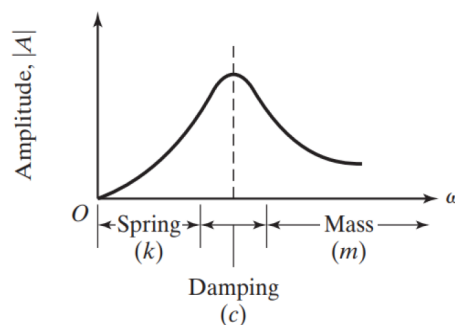
$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{2\xi r}{1 - r^2} \right) = \psi \quad (18)$$

نتیجه‌گیری‌های زیر را می‌توان از معادلات نوشته شده انجام داد:

- ۱- در حالت پایا، نقطه C روی یک مسیر دایره‌ای به مرکز O و شعاع A حرکت می‌کند.
- ۲- اگر سیستم دارای میرایی نباشد ( $\phi = 0$ )، نقطه C در امتداد خط واصل نقاط O و G قرار می‌گیرد.
- ۳- نیروهای عکس‌العمل<sup>۷</sup> در یاتاقان‌ها، باید برابندی<sup>۸</sup> معادل با نیروی گریز از مرکز  $mR\omega^2$  داشته باشند. برای محاسبه R می‌توان از قضیه کسینوس‌ها در مثلث OGC استفاده کرد:

$$R^2 = A^2 + e^2 + 2eR \cos \phi \quad (19)$$

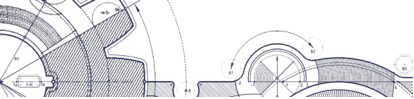
۴- در سرعت‌های پایین، دامنه لنگ‌زنی بیشترین حساسیت<sup>۹</sup> را نسبت به سفتی نشان می‌دهد؛ درحالی‌که در سرعت‌های بالا، اینرسی بیشترین تأثیر را در مقدار دامنه دارد. در حوالی منطقه رزونانس نیز، میرایی مهم‌ترین پارامتر در بزرگی دامنه است.



شکل ۳ - تغییرات دامنه لنگ‌زنی با تحریک هارمونیک برحسب فرکانس چرخش







معادلات ارتعاشات روتور جفکات در دستگاه قطبی به صورت زیر هستند:

$$\ddot{u} + \frac{c}{m}\dot{u} + \left(\frac{k}{m} - \dot{\theta}^2\right)u = e\omega^2 \cos(\omega t - \theta) = e\omega^2 \cos \phi \quad (20)$$

$$u\ddot{\theta} + \left(\frac{c}{m}u + 2\dot{u}\right)\dot{\theta} = e\omega^2 \sin(\omega t - \theta) = e\omega^2 \sin \phi \quad (21)$$

که منظور از  $u$ ، فاصله شعاعی مرکز هندسی دیسک است. این سیستم نیز دارای دو درجه آزادی  $u$  و  $\theta$  است. اگر دوران به صورت سنکرونی فرض شود ( $\omega = \dot{\theta}$ )، در حالت پایا معادلات زیر را خواهیم داشت و درجات آزادی سیستم به  $\bar{u}$  (دامنه حالت پایا لنگ زنی) کاهش پیدا می کند که از رابطه (۱۷) قابل محاسبه است:

$$\left(\frac{k}{m} - \omega^2\right)\bar{u} = e\omega^2 \cos \phi \quad (22)$$

$$\frac{c}{m}\bar{u}\dot{\theta} = e\omega^2 \sin \phi \quad (23)$$

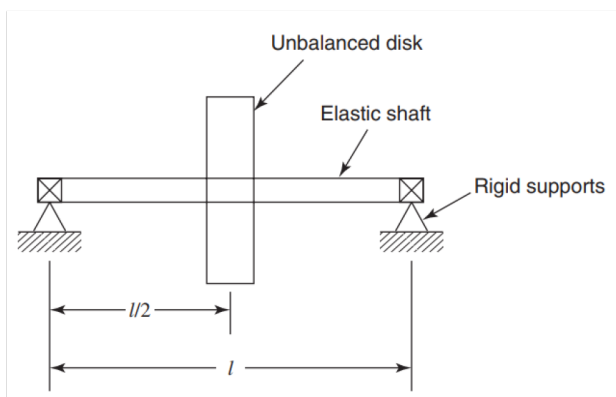
اگر به جای معلوم فرض کردن سرعت زاویه ای چرخش ( $\omega$ )، گشتاور پیچشی ورودی سیستم در نظر گرفته شود، در آن صورت یک مدل سه درجه آزادی از حرکت روتور در صفحه خواهیم داشت که دینامیک آن از معادلات زیر تبعیت خواهد کرد:

$$m\ddot{x} + c_{ex}\dot{x} + kx = me(\dot{\theta}^2 \cos \theta + \ddot{\theta} \sin \theta) \quad (24)$$

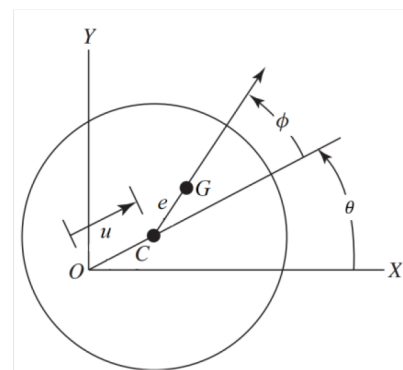
$$m\ddot{y} + c_{ey}\dot{y} + ky = me(\dot{\theta}^2 \sin \theta - \ddot{\theta} \cos \theta) \quad (25)$$

$$J\ddot{\theta} + e(c_{ex}\dot{x} + kx) \sin \theta - e(c_{ey}\dot{y} + ky) \cos \theta = T(t) \quad (26)$$

منظور از گشتاور  $T(t)$  برآیند گشتاورهای پیچشی اعمال شده (گشتاور خالص خارجی) بوده و  $J$  نیز ممان اینرسی جرمی قطبی دیسک می باشد. این معادلات غیرخطی و جفت شده هستند.



شکل ۵ - روتور جفکات (Jeffcott's rotor)



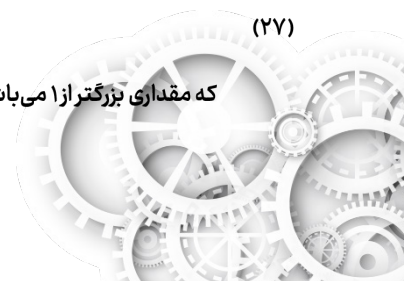
شکل ۴ - نمایش قطبی روتور نامیزان

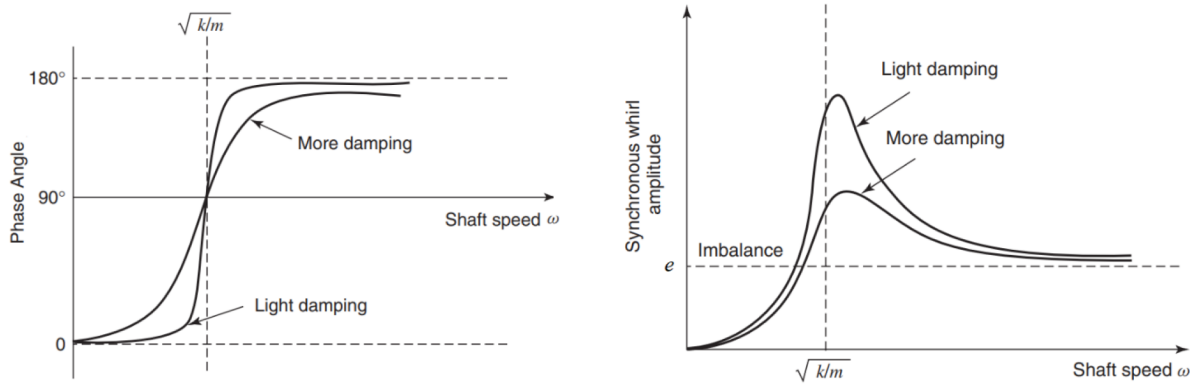
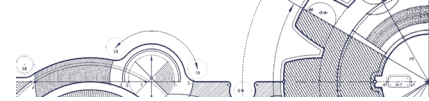
شکل ۶، تغییرات  $\bar{u}$  و  $\phi$  را نسبت به سرعت دورانی شفت نشان می دهد. از این نمودارها می توان نکات مهمی را استخراج کرد. دامنه لنگ زنی در سرعت های پایین کم است؛ با افزایش سرعت چرخش تا حد معینی، دامنه نیز افزایش پیدا می کند و پس از آن کاهش یافته و نهایتاً به مقدار نامیزانی دیسک میل می کند. برای دورهای کاری بالا، می توان با افزایش دقت تولید و یا بالانس کردن دیسک، دامنه لنگ زنی را کاهش داد. در حوالی رزونانس، میرایی نقش چشم گیری در کنترل دامنه دارد. نقطه جالب توجه در این است که حداکثر مقدار دامنه، در سرعتی اندکی بیشتر از فرکانس طبیعی زاویه ای رخ می دهد. این سرعت را در دینامیک روتور اصطلاحاً سرعت بحرانی<sup>۱</sup> می نامند. اغلب سعی می شود دور کاری سیستم در منطقه ای خارج از حوالی سرعت بحرانی باشد و این کار عموماً با تنظیم و تغییر میزان سفتی سیستم صورت می پذیرد. درباره نمودار فاز هم به ازای سرعت های پایین، مرکز جرم در خارج از دایره لنگ زنی قرار می گیرد. در سرعت های بالا، اختلاف فاز ۱۸۰ درجه باعث می شود موقعیت مرکز جرم بین مرکز دوران و مرکز هندسی باشد.

برای محاسبه سرعت بحرانی، کافی است از رابطه (۱۰) نسبت به متغیر  $r$  مشتق گیری کنیم و نسبت فرکانسی متناظر را به دست آوریم. با انجام عملیات ریاضی خواهیم داشت:

$$r_{cr} = \frac{\omega_{cr}}{\omega_n} = \frac{1}{\sqrt{1 - 2\xi^2}} \quad (27)$$

که مقداری بزرگتر از ۱ می باشد و با نمودار (۸) سازگاری دارد؛ چرا که پیک منحنی در سمت راست فرکانس طبیعی قرار دارد.



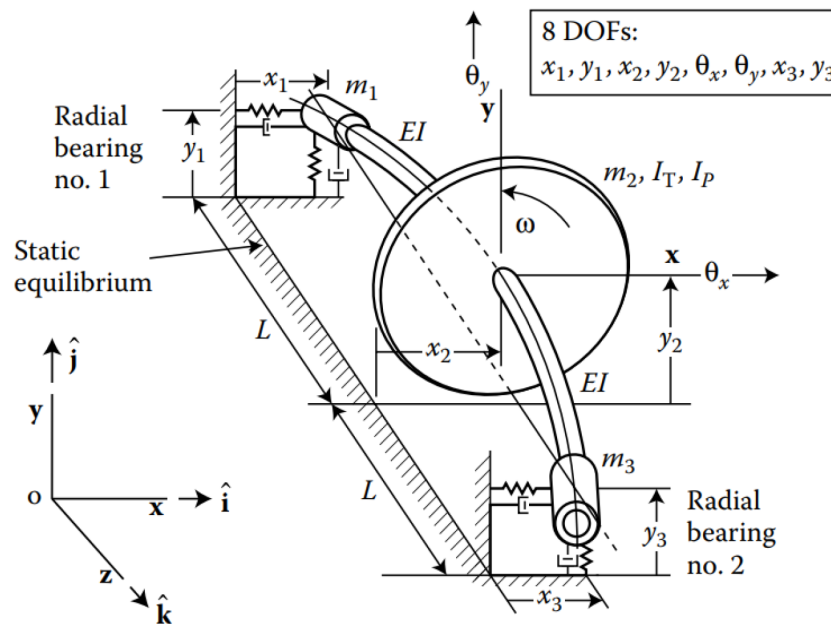


شکل ۶ - دیاگرام‌های تغییرات دامنه و فاز لنگ زنی حالت پایا در مقابل سرعت چرخش شفت به ازای دو مقدار مختلف میرایی

### مدل هشت درجه آزادی روتور:

در این قسمت، معادلات حرکت یک مدل ۸ درجه آزادی برای ارتعاشات عرضی یک روتور تشریح می‌شود. این مدل دارای فرضیات زیر است:

- الف) اثرات خمشی شفت در دو صفحه عرضی متعامد لحاظ می‌شود.
- ب) اثرات باتاقان‌ها بر رفتار دینامیکی سیستم، به صورت خطی است.
- پ) جرم‌های متمرکز به یک شفت انعطاف‌پذیر (بدون جرم) متصل هستند.
- ت) حرکت دیسک، شامل چهار درجه آزادی (دو جابجایی و دو دوران) می‌باشد. جرم‌های انتهایی نیز هر یک دارای دو حرکت انتقالی هستند.



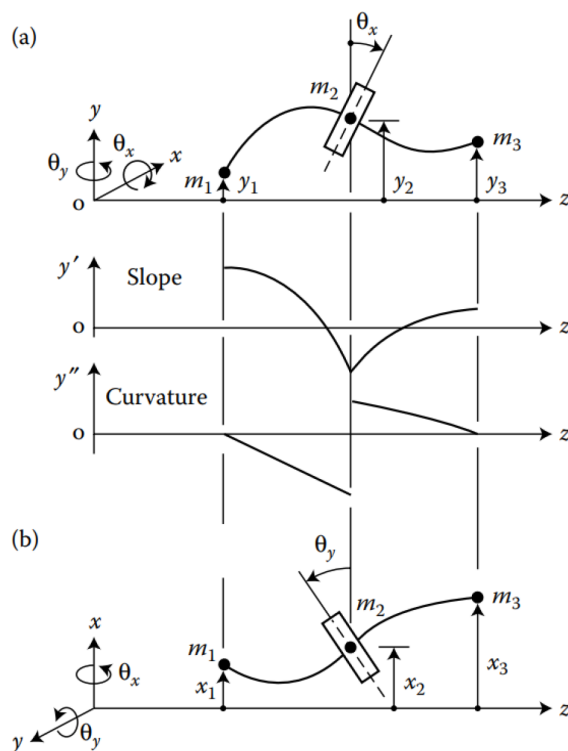
شکل ۷ - یک مدل هشت درجه آزادی ساده برای ارتعاشات عرضی روتور

برای استخراج معادلات حرکت، روش لاگرانژ مورد استفاده قرار خواهد گرفت. بنابراین در گام اول، لازم است تا انرژی‌های پتانسیل و جنبشی سیستم محاسبه شوند. با توجه به رفتار خمشی شفت در دو راستا و معادلات مربوط به مقاومت مصالح، می‌توان انرژی پتانسیل شفت را چنین نوشت:

$$V = \int_0^{2L} \frac{M_{xz}^2 + M_{yz}^2}{2EI} dz = \int_0^{2L} EI \frac{(X'')^2 + (Y'')^2}{2} dz \quad (28)$$

که در آن  $X(z)$  و  $Y(z)$  منحنی خیز شفت هستند. شکل شماتیک تغییر شکل سیستم در زیر نشان داده شده است.





شکل ۸- تغییر شکل مجموعه شفت و روتور در دو صفحه. دیاگرام‌های مربوط به شیب و انحنا نیز نمایش داده شده‌اند که در هر دو صفحه مشابه می‌باشد. چرخش روتور باعث به وجود آمدن ناپیوستگی در نمودار شیب و انحنا می‌شود.

به دلیل وجود ناپیوستگی، بازه انتگرال‌گیری باید تقسیم‌بندی شود:

$$V = \frac{EI}{2} \left[ \int_0^L [(X_1'')^2 + (Y_1'')^2] dz + \int_L^{2L} [(X_2'')^2 + (Y_2'')^2] dz \right] \quad (29)$$

منحنی‌های خیز با استفاده از یک چندجمله‌ای حداقل از درجه سوم باید تقریب زده شوند؛ چراکه سه درجه آزادی برای هر بازه وجود دارد. تعداد شرایط مرزی ایجاب می‌کند تنها سه ضریب مجهول در ضابطه وجود داشته باشد. جملات ضریب ثابت و مرتبه اول، به منظور مدل‌سازی حرکت‌های صلب (انتقال + دوران) می‌بایست حضور داشته باشند. بنابراین ضریب جمله مرتبه دوم برابر صفر فرض می‌شود. شرایط مرزی در دو انتها، شرط پیوستگی در نقطه میانی و ضابطه تغییر شکل را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:

$$X_1 = az^3 + bz + c \quad (30)$$

$$X_1(0) = x_1 = c$$

$$X_1(L) = x_2 = aL^3 + bL + c \quad (31)$$

$$X_1'(L) = \theta_y = 3aL^2 + b$$

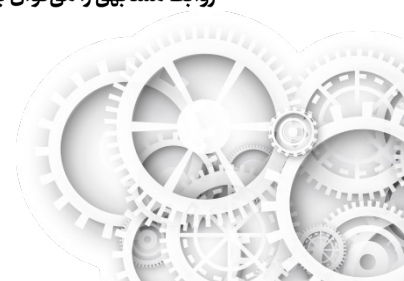
$$X_2 = A(2L - z)^3 + B(2L - z) + C \quad (32)$$

$$X_2(2L) = x_3 = C$$

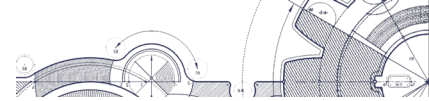
$$X_2(L) = x_2 = AL^3 + BL + C \quad (33)$$

$$X_2'(L) = \theta_y = -3AL^2 - B$$

روابط مشابهی را می‌توان برای  $Y_1(z)$  و  $Y_2(z)$  نوشت. با محاسبه ضرایب مجهول، انرژی پتانسیل از رابطه (۳۹) برابر می‌شود با:







$$V = \frac{3EI}{2L^3} [x_1^2 + 2x_2^2 + x_3^2 - 2x_1x_2 - 2x_2x_3 + 2x_1L\theta_y - 2x_3L\theta_y + 2L^2\theta_y^2 + y_1^2 + 2y_2^2 + y_3^2 - 2y_1y_2 - 2y_2y_3 - 2y_1L\theta_x + 2y_3L\theta_x + 2L^2\theta_x^2] \quad (34)$$

برای محاسبه انرژی جنبشی سیستم، ابتدا دستگاه مختصات‌هایی متصل به جسم<sup>۱۱</sup> در نظر می‌گیریم تا بتوانیم بردار سرعت زاویه‌ای را به درستی بیان کرده باشیم؛ به عبارت دیگر می‌خواهیم از توصیف بر مبنای زوایای اولیه برای جهت‌گیری‌های مختصاتی استفاده کنیم. برای شروع، دستگاه مختصات  $(I, J, K)$  را در نظر می‌گیریم. طی یک دورانی به اندازه  $\theta_y$  حول محور  $I$ ، به دستگاه مختصات جدیدی می‌رسیم که آن را  $(i', j', k')$  می‌نامیم. چون چرخش حول محور  $I$  صورت گرفته است داریم:  $j' = J$ . دورانی بعدی، نسبت به دستگاه پریم‌دار، به اندازه  $\theta_x$  حول محور  $i'$  صورت می‌پذیرد و دستگاه مختصات  $(i'', j'', k'')$  به دست می‌آید و داریم:  $i'' = i'$ . نهایتاً با چرخش به اندازه  $\varphi$  حول محور  $k''$ ، دستگاه مختصات نهایی  $(i, j, k)$  حاصل می‌شود که خواهیم داشت:  $k'' = k$ . بردار سرعت زاویه‌ای مطلق دیسک برابر خواهد شد با:

$$\vec{\omega} = (\dot{\theta}_y)J + (\dot{\theta}_x)i' + (\omega)k, \quad \omega = \dot{\varphi} \quad (35)$$

به منظور استفاده راحت‌تر از تانسور اینرسی، دستگاه نهایی  $(i, j, k)$  را در نظر گرفته و سایر بردارهای یک‌ه را بر مبنای بردارهای یک‌ه این دستگاه می‌نویسیم. زیرا این دستگاه، یک دستگاه اصلی<sup>۱۲</sup> متصل به دیسک است و درایه‌های تانسور اینرسی با گذشت زمان در این دستگاه دچار تغییر نمی‌شوند:

$$Inertia = \begin{bmatrix} \frac{mR^2}{4} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{mR^2}{4} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{mR^2}{2} \end{bmatrix} \quad (36)$$

ارتباط بین بردارهای یک‌ه دستگاه‌های مختلف نیز با استفاده از تعاریف مربوط به ماتریس‌های دوران پایه، به صورت زیر خواهد بود:

$$\begin{Bmatrix} i \\ j \\ k \end{Bmatrix} = [R_\varphi][R_{\theta_x}][R_{\theta_y}] \begin{Bmatrix} I \\ J \\ K \end{Bmatrix} = [R] \begin{Bmatrix} I \\ J \\ K \end{Bmatrix} \quad (37)$$

$$\begin{Bmatrix} i' \\ j' \\ k' \end{Bmatrix} = [R_{\theta_y}] \begin{Bmatrix} I \\ J \\ K \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_y & 0 & -\sin \theta_y \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta_y & 0 & \cos \theta_y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} I \\ J \\ K \end{Bmatrix} \quad (38)$$

$$\begin{Bmatrix} i'' \\ j'' \\ k'' \end{Bmatrix} = [R_{\theta_x}] \begin{Bmatrix} i' \\ j' \\ k' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_x & \sin \theta_x \\ 0 & -\sin \theta_x & \cos \theta_x \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} i' \\ j' \\ k' \end{Bmatrix} \quad (39)$$

$$\begin{Bmatrix} i \\ j \\ k \end{Bmatrix} = [R_\varphi] \begin{Bmatrix} i'' \\ j'' \\ k'' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi & 0 \\ -\sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} i'' \\ j'' \\ k'' \end{Bmatrix} \quad (40)$$

با انجام عملیات ضرب و ساده‌سازی، رابطه (۳۵) به صورت زیر درمی‌آید:

$$\vec{\omega} = (\dot{\theta}_y \sin \varphi \cos \theta_x + \dot{\theta}_x \cos \varphi) \mathbf{i} + (\dot{\theta}_y \cos \varphi \sin \theta_x - \dot{\theta}_x \sin \varphi) \mathbf{j} - (\dot{\theta}_y \sin \theta_x + \omega) \mathbf{k} \quad (41)$$

از طرفی می‌دانیم انرژی جنبشی سیستم ناشی از دوران دیسک برابر است با:

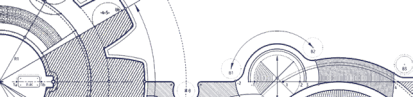
$$T_{rot} = \frac{1}{2} \{\omega\}^T [Inertia] \{\omega\} = \frac{1}{2} \left[ \frac{mR^2}{4} (\omega_x^2 + \omega_y^2) + \frac{mR^2}{2} (\omega_z^2) \right] \quad (42)$$

و انرژی جنبشی ناشی از انتقال سیستم برابر است با:

$$T_{tr} = \frac{1}{2} [m_1(\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + m_2(\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) + m_3(\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2)] \quad (43)$$

با در نظر گرفتن تقریب‌های  $\cos \theta_x \cong 1$ ,  $\sin \theta_x \cong \theta_x$ ,  $\sin^2 \theta_x \cong \sin \theta_x$  رابطه انرژی جنبشی سیستم به صورت زیر درمی‌آید:





$$T = T_{tr} + T_{rot} = \frac{1}{2} [m_1(\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + m_2(\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) + m_3(\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2) + \frac{mR^2}{4}(\dot{\theta}_x^2 + \dot{\theta}_y^2) + \frac{mR^2}{2}(\omega^2 - 2\omega\dot{\theta}_y\theta_x)] \quad (44)$$

با در نظر گرفتن این فرض که درجات آزادی نسبت به وضعیت تعادل استاتیکی سنجیده شده‌اند، می‌توان از اثرات ناشی از نیروی وزن چشم‌پوشی کرد؛ چراکه این اثرات صرف تغییر طول استاتیکی فنرهای مجموعه شده است. اثرات تغییر طول‌های دینامیکی فنرها و میراگرها در محل یاتاقان‌ها نیز به شکل نیروی خارجی در اینجا در نظر گرفته می‌شوند:

$$f_x^{(n)} = -k_{xx}^{(n)}x - k_{xy}^{(n)}y - c_{xx}^{(n)}\dot{x} - c_{xy}^{(n)}\dot{y}$$

$$f_y^{(n)} = -k_{yx}^{(n)}x - k_{yy}^{(n)}y - c_{yx}^{(n)}\dot{x} - c_{yy}^{(n)}\dot{y} \quad (45)$$

در روابط فوق، منظور از  $n$  شماره یاتاقان (یک یا دو) است. یاتاقان‌ها در هر دو راستا، اثر فنریت و میرایی دارند. نیرو در فنرها متناسب با جابجایی و نیرو در میراگرها متناسب با سرعت می‌باشد. ضریب این تناسب بستگی به درجه آزادی و راستای فنر (میراگر) دارد؛ به این مفهوم که اندیس اول متناظر با درجه آزادی اعمال شده  $(x_1, x_3, y_1, y_3)$  و اندیس دوم متناظر با راستای قرارگیری فنر (میراگر) می‌باشد. حال می‌توان با استفاده از معادله لاگرانژ، معادلات حرکت را استخراج کرد:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} = Q_j \quad j=1,2,\dots,8 \quad (46)$$

در این رابطه،  $T$  انرژی جنبشی،  $V$  انرژی پتانسیل،  $Q$  نیروهای تعمیم یافته و  $q$  مختصات تعمیم یافته را نشان می‌دهد. نظر به وجود ۸ درجه آزادی در مدل معرفی شده، ۸ معادله دیفرانسیل برای سیستم به دست می‌آید که در فرم ماتریسی می‌توان آن‌ها را به صورت زیر نوشت:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \quad (47)$$

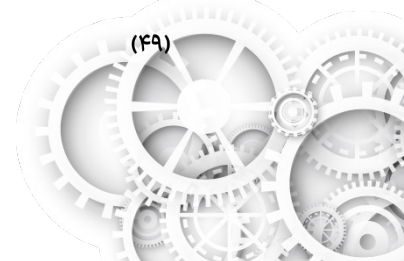
$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{mR^2}{4} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{mR^2}{4} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \quad [C] = \begin{bmatrix} c_{xx}^{(1)} & c_{xy}^{(1)} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ c_{yx}^{(1)} & c_{yy}^{(1)} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{m\omega R^2}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-m\omega R^2}{2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{xx}^{(2)} & c_{xy}^{(2)} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{yx}^{(2)} & c_{yy}^{(2)} \end{bmatrix}$$

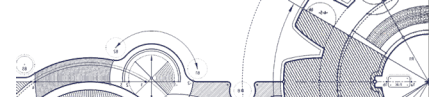
$$[K] = \begin{bmatrix} \frac{3EI}{L^3} + k_{xx}^{(1)} & k_{xy}^{(1)} & -\frac{3EI}{L^3} & 0 & 0 & \frac{3EI}{L^2} & 0 & 0 \\ k_{yx}^{(1)} & \frac{3EI}{L^3} + k_{yy}^{(1)} & 0 & -\frac{3EI}{L^3} & -\frac{3EI}{L^2} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{3EI}{L^3} & 0 & \frac{6EI}{L^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{3EI}{L^3} & 0 \\ 0 & -\frac{3EI}{L^3} & 0 & \frac{6EI}{L^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{3EI}{L^3} \\ 0 & -\frac{3EI}{L^2} & 0 & 0 & \frac{6EI}{L} & 0 & 0 & \frac{3EI}{L^2} \\ \frac{3EI}{L^2} & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{6EI}{L} & -\frac{3EI}{L^2} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{3EI}{L^3} & 0 & 0 & -\frac{3EI}{L^2} & \frac{3EI}{L^3} + k_{xx}^{(2)} & k_{xy}^{(2)} \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{3EI}{L^3} & \frac{3EI}{L^2} & 0 & k_{yx}^{(2)} & \frac{3EI}{L^3} + k_{yy}^{(2)} \end{bmatrix}$$

$$\{q\} = \{x_1, y_1, x_2, y_2, \theta_x, \theta_y, x_3, y_3\}^T \quad (48)$$

منظور از بردار ستونی  $F$ ، نیروهای خارجی ناپایستاری است که ممکن است بر سیستم وارد شود. به منظور توجیه درایه‌های غیرمیرای ماتریس  $C$ ، گریزی به معادلات روش برداری می‌زنیم. می‌دانیم برابند گشتاورهای وارد بر دیسک چرخان حول مرکز جرم، برابر مشتق مطلق<sup>۱۳</sup> (مادی) مومنتوم زاویه‌ای حول مرکز جرم  $H_C$  می‌باشد:

$$\sum \vec{M}_G = \frac{D\vec{H}_G}{Dt} = \left(\frac{\partial \vec{H}_G}{\partial t}\right) + \vec{\Omega} \times \vec{H}_G \quad (49)$$





$$\vec{\Omega} = \dot{\theta}_x i + \dot{\theta}_y j$$

$$\vec{H}_G = [Inertia] \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \\ \omega \end{Bmatrix} = \frac{mR^2}{4} (\dot{\theta}_x i + \dot{\theta}_y j) + \frac{mR^2}{2} \omega k$$

$$\frac{\partial \vec{H}_G}{\partial t} = [Inertia] \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_x \\ \ddot{\theta}_y \\ 0 \end{Bmatrix} = \frac{mR^2}{4} (\ddot{\theta}_x i + \ddot{\theta}_y j)$$

با ساده سازی رابطه (۴۹) خواهیم داشت:

$$M_x = \frac{mR^2}{4} \ddot{\theta}_x + \frac{mR^2}{2} \dot{\theta}_y \omega$$

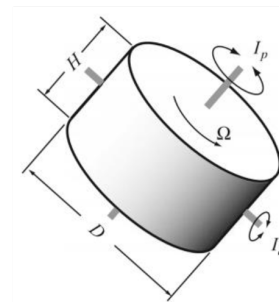
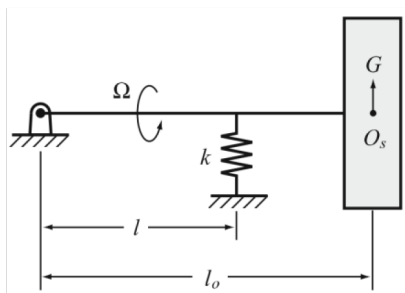
(۵۰)

$$M_y = \frac{mR^2}{4} \ddot{\theta}_y - \frac{mR^2}{2} \dot{\theta}_x \omega$$

بنابراین درایه های غیرمیرای ماتریس  $C$ ، درواقع همان اثرات ژيروسکوپی هستند.

### فاکتور ژيروسکوپ:

در این بخش، به منظور معرفی مفهومی به نام فاکتور ژيروسکوپ<sup>۱۴</sup>، یک مدل دیگری از روتور مورد بررسی قرار می گیرد. در این مدل، روتور به نقطه انتهایی یک شفت صلب بدون جرم متصل است. تکیه گاه سمت چپ، یک تکیه گاه صلب ساده است درحالی که تکیه گاه میانی، خاصیت انعطاف پذیری دارد. این مدل، به نام روتور آویخته<sup>۱۵</sup> معروف است. در این مدل، جرم روتور را با  $m$ ، ممان اینرسی جرمی قطبی را با  $I_p$  و ممان اینرسی جرمی عرضی را با  $I_d$  نشان خواهیم داد. هم چنین  $D$  معرف قطر و  $H$  نیز معرف ارتفاع روتور بوده و سرعت چرخش مجموعه شفت و روتور  $\Omega$  می باشد.



شکل ۹ - روتور آویخته استوانه ای با مرکز جرم  $G$  و مرکز هندسی  $O_s$

چرخش دیسک حول دو محور عرضی  $x$  و  $y$  مورد نظر است. معادلات چرخش در رابطه (۵۰) به دست آمده اند. ممان اینرسی جرمی حول نقطه تکیه گاهی سمت چپ را با  $I_1$  نمایش می دهیم. خواهیم داشت:

$$m = \rho V = \rho A H = \frac{\pi}{4} \rho H D^2 \quad (51)$$

$$I_p = \frac{m}{8} D^2 \quad (52)$$

$$I_d = \frac{m}{12} \left( \frac{3}{4} D^2 + H^2 \right) \quad (53)$$

$$I_1 = I_d + m l_o^2 \quad (54)$$

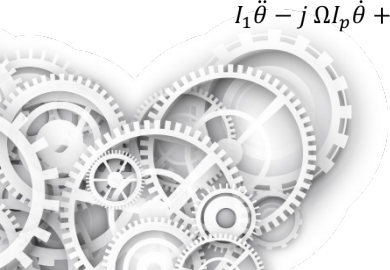
متغیر مختلط  $\theta$  را به صورت زیر تعریف می کنیم:

$$\theta = \theta_x + j \theta_y \quad (55)$$

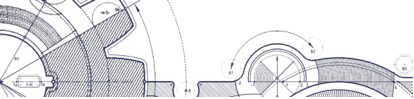
در این صورت می توان معادلات چرخش رابطه (۵۰) را ادغام کرده و برای ارتعاشات آزاد در قالب یک معادله به صورت زیر نوشت:

$$I_1 \ddot{\theta} - j \Omega I_p \dot{\theta} + k l^2 \theta = 0 \quad (56)$$

چرخش  $\theta$  را می توان به حرکت انتقالی دیسک  $z = l_o \theta$  مرتبط کرد:







$$\ddot{z} - j \Omega \gamma \dot{z} + \omega_n^2 z = 0 \quad (57)$$

$$\omega_n^2 = \frac{k l^2}{I_1} \quad (58)$$

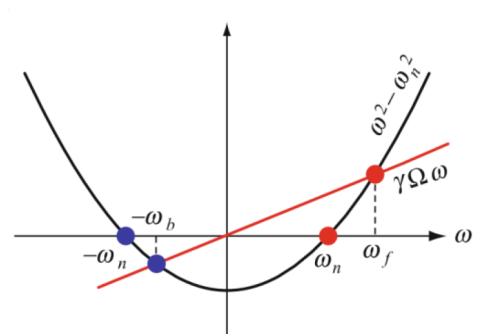
$$\gamma = \frac{I_p}{I_1} = \frac{2I_d}{I_d + m l_o^2} \quad (59)$$

رابطه (۵۸)، فرکانس طبیعی ارتعاشات پیچشی روتور را بدون حضور اثرات ژيروسکوپی (حالت استراحت) نشان می‌دهد. ضریب  $\gamma$  که در رابطه (۵۹) تعریف شده است، فاکتور ژيروسکوپ نامیده می‌شود. این ضریب برای هندسه‌های مختلف (کوتاهی یا بلندی شفت واصل)، در بازه  $0 < \gamma < 2$  متغیر است. پاسخ ارتعاشات آزاد معادله (۵۷)، فرکانس طبیعی ارتعاشات لنگ‌زنی  $\omega$  را تعیین می‌کند:

$$z = \bar{z} e^{j\omega t} \quad (60)$$

با جای‌گذاری رابطه (۶۰) در رابطه (۵۸)، داریم:

$$\omega^2 - \omega_n^2 = \gamma \Omega \omega \quad (61)$$

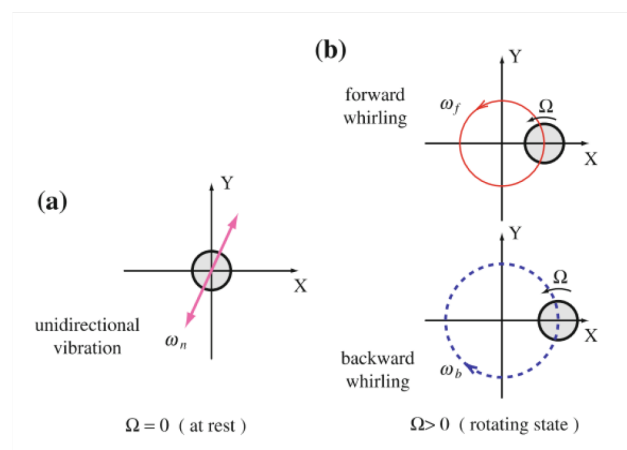


شکل ۱۰ - تعبیر هندسی معادله (۶۱). فرکانس‌های طبیعی پیش‌رو و پس‌رو را می‌توان از تقاطع سهمی و خط به‌دست آورد.

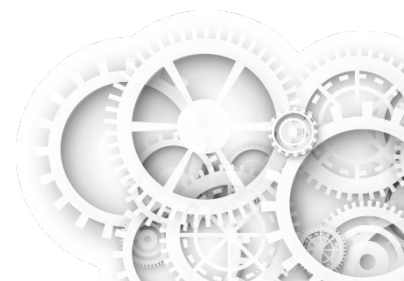
این معادله درجه دوم، دارای دو ریشه حقیقی است. با در نظر گرفتن علامت ضرایب (ضرب ریشه‌ها منفی و جمع ریشه‌ها مثبت) می‌توان متوجه شد یکی از ریشه‌ها مثبت و دیگری منفی است و قدرمطلق ریشه مثبت بزرگتر از قدرمطلق ریشه منفی است. ریشه مثبت، حالت لنگ‌زنی پیش‌رو  $\omega_f$  و ریشه منفی، حالت لنگ‌زنی پس‌رو  $\omega_b$  نامیده می‌شود:

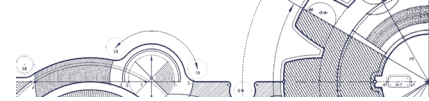
$$\frac{\omega_f}{\omega_n} = \sqrt{1 + \left(\frac{\gamma \Omega}{2\omega_n}\right)^2} + \frac{\gamma \Omega}{2\omega_n} \quad (62)$$

$$\frac{\omega_b}{\omega_n} = \sqrt{1 + \left(\frac{\gamma \Omega}{2\omega_n}\right)^2} - \frac{\gamma \Omega}{2\omega_n}$$

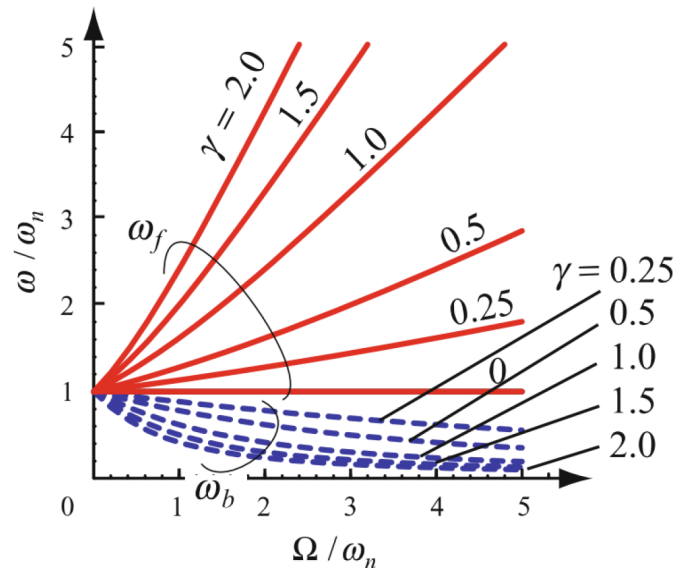


شکل ۱۱ - نمایش گرافیکی انواع فرکانس‌های طبیعی استراحت، پیش‌رو و پس‌رو





- شکل (۱۹)، تأثیر فاکتور ژيروسکوپ بر فرکانس طبیعی ارتعاشات پیش‌رو و پس‌رو را نشان می‌دهد. از این نمودار می‌توان نکات جالبی برداشت کرد:
- ۱- در دورهای بسیار پایین، به‌ازای جميع مقادیر فاکتور ژيروسکوپ، فرکانس پیش‌رو و فرکانس پس‌رو با هم مساوی و برابر مقدار فرکانس حالت استراحت هستند.
  - ۲- مقدار فرکانس پس‌رو نمی‌تواند از مقدار فرکانس استراحت بیشتر شود.
  - ۳- در دورهای بسیار بالا، مقدار فرکانس پس‌رو به سمت صفر میل می‌کند.
  - ۴- در یک دور معین، با افزایش فاکتور ژيروسکوپ، مقدار فرکانس پس‌رو کاهش و مقدار فرکانس پیش‌رو افزایش می‌یابد.
  - ۵- مقدار فرکانس پیش‌رو از مقدار فرکانس استراحت نمی‌تواند کمتر شود.



شکل ۱۲- تغییرات نسبت فرکانسی به‌ازای تغییرات نسبت دور کاری شفت به فرکانس استراحت در فاکتورهای ژيروسکوپ مختلف

## منابع و مراجع:

**Mechanical Vibrations, S. Rao, 6<sup>th</sup> Edition, Chapter 9.5**  
**Machinery vibration and rotor dynamics, John Vance, Chapter 3**  
**Dynamics of Rotors and Foundations, Erwin Kramer, Pg. 20-34.**  
**Rotating Machinery Vibration, Maurice L. Adams, 2<sup>nd</sup> Edition, Chapter 2.2.3**  
**Vibrations of Rotating Machinery, Osami Matsushita, Volume 1, Chapter 6.3**

- <sup>1</sup> steady-state
- <sup>2</sup> synchronized rotation
- <sup>3</sup> inherent damping
- <sup>4</sup> structural damping (hysteresis damping)
- <sup>5</sup> coupled
- <sup>6</sup> rotor's lateral vibration
- <sup>7</sup> reaction forces
- <sup>8</sup> resultant
- <sup>9</sup> sensitivity
- <sup>10</sup> critical speed
- <sup>11</sup> body-fixed coordinate system
- <sup>12</sup> principle
- <sup>13</sup> material derivative (particle derivative)
- <sup>14</sup> gyroscopic factor
- <sup>15</sup> overhang rotor model
- <sup>16</sup> forward whirling
- <sup>17</sup> backward whirling



# تحلیل اجزای محدود تأثیر طول کاری در توزیع تنش تثبیت با روش پلاک در شکستگی دیافیز استخوان تیبیا

محدثه رجائی ۱، آریسان رفیعی ۲، محمد حسین زاده پوستی ۳، حسن اسدی گیلاکجانی ۴، محمد خورسندی ۵\*

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه تهران، تهران

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

۳- کارشناس ارشد، دانشگاه گیلان، رشت

۴- استادیار، دانشگاه گیلان، رشت

۵- دانشجوی دکتری، دانشگاه گیلان، رشت

## چکیده

شکستگی استخوان‌های بلند یک امر شایع خصوصاً در میان جوانان و نوجوانان است. در صورتی که این شکستگی بخوبی درمان نشود در آینده می‌تواند منجر به آسیب‌هایی همچون ابتلا به آرتروز گردد. یکی از عوامل کلیدی در بهبود شکستگی، استفاده از روش تثبیت بهینه است. تثبیت روش‌های گوناگونی دارد که در این پژوهش به بررسی تثبیت با استفاده از پیچ و پلاک پرداخته شده است. امروزه جراحان ارتوپدی با اتکا به تجربه‌ی شخصی، الگوهای متفاوتی را برای بستن پیچ‌ها به کار می‌برند. به همین منظور، در این پژوهش با فرض این که فرد در حالت ایستاده قرار دارد، به بررسی ۳ الگوی متفاوت بستن پیچ در شکستگی عرضی استخوان تیبیا و تأثیر طول کاری بر توزیع تنش در پلاک پرداخته شده است. تحلیل المان محدود بر مدل ایجاد شده انجام گرفته است که نشان می‌دهد افزایش طول کاری اثری عکس بر کیفیت توزیع تنش تثبیت دارد و در ۳ الگوی تعریف شده آنچه تفاوت چشمگیری بین الگوها ایجاد کرده همان طول کاری است که بین دو الگوی دیگری که طول کاری یکسانی داشتند تفاوت محسوسی مشاهده نشده است. همچنین، نتایج با پژوهش‌های دیگران تطبیق داده شد و اختلاف قابل قبولی رؤیت گردید.

## واژه‌های کلیدی

تثبیت شکستگی، تحلیل المان محدود، طول کاری، تیبیا، پلاک

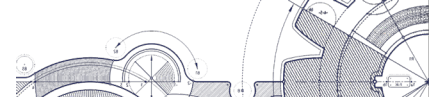
## مقدمه

شایع‌ترین نوع شکستگی در میان به‌طور میانگین هرساله از هر ۱۰۰۰۰ این شکستگی‌ها مربوط به آقایان نگرند امکان ایجاد بدشکلی و در نگرند موقعیت آناتومیکی خود جا نوع شکستگی‌ها با هدف مقاومت استئوسینتیک ؛ چه از طریق

شکستگی دیافیز استخوان تیبیا ، شکستگی استخوان‌های بلند است؛ به نحوی که نفر، ۲۰ نفر به این عارضه مبتلا می‌شوند [۱]. همچنین، اغلب نوجوان می‌باشد [۱]. در صورتی که، شکستگی استخوانی به درستی ترمیم نتیجه، ابتلا به آرتروز وجود دارد [۲]. بنابراین برای درمان شکستگی، ابتدا استخوان انداخته و سپس آن را تا زمان ترمیم در آن موقعیت تثبیت می‌کنند [۳]. تثبیتی که برای این در برابر نیروها و کرنش وارده بر استخوان تحت بارگذاری فیزیولوژیکی به کار می‌رود تنها از طریق بازسازی میخ‌های درون کانالی و چه از طریق پلاک، قابل تحقق است [۴].

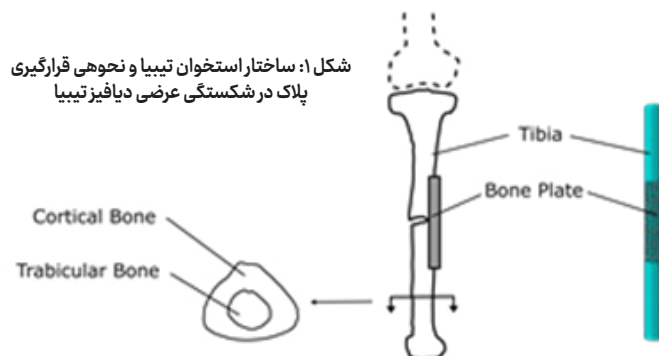
امروزه پلاک‌ها در سایزها و طرح‌های مختلفی تولید و روانه بازار می‌شوند؛ اما همواره پلاک‌های رایج و سنتی به عنوان استاندارد در نظر گرفته شده‌اند [۵ و ۶]. با وجود پیشرفت تکنولوژی و طراحی‌های گوناگون در حوزه تثبیت با پیچ و پلاک، گزارشات حاکی از آن هستند که حدود ۱۸ درصد از انواع درمان‌ها با پیچ و پلاک دچار شکست می‌شوند که این شکست‌ها می‌توانند مربوط به انتخاب نادرست روش تثبیت، تکنیک جراح و... باشند. [۷-۱۰] پلاک‌ها در مدهای متفاوتی به کار گرفته می‌شوند که در این میان، مد فشاری برای ایجاد فشار در ناحیه شکستگی تا زمان بهبود استخوان است [۳]. مسئله‌ای که در این میان به عنوان یک نکته کلیدی حائز اهمیت است، استفاده از پلاکی است که سختی لازم برای مقاومت در برابر بارگذاری فیزیولوژیکی و حین سیکل راه رفتن را داشته باشد. استحکام ساختار پیچ و پلاک متناسب با تعداد پیچ‌های استفاده شده افزایش می‌یابد، علاوه بر این، فاصله بین پیچ‌های نزدیک به شکستگی در دو طرف (طول کاری) نیز در استحکام ساختار موثرند [۳]. پژوهش‌های گوناگونی در سراسر دنیا به بررسی سختی ساختار پیچ و پلاک پرداخته‌اند. به طور مثال فیلد و همکاران [۱۱] در پژوهشی دریافتند که کاهش تعداد پیچ‌ها تأثیر نسبتاً کمی بر سختی ساختار پلاک و تنش وارده بر سطح استخوان دارد. سختی محوری و پیچشی، به طور عمده تحت تأثیر طول کاری پلاک است [۱۲]. روش تحلیل اجزای محدود روشی است که امروزه در محاسبات بیومکانیکی بسیار رایج و مورد استفاده است و پژوهشگران بسیاری از این روش برای بررسی شکست در ساختار پیچ و پلاک بهره برده‌اند. نوربسا و همکاران [۱۳] با روش اجزای محدود به بررسی تأثیر تعداد و موقعیت پیچ‌ها در کرنش درون قطعه‌ای، در شکستگی میانه‌ی دیافیز استخوان فمور که با پلاک خود قفل شوی فشاری تثبیت شده بود، پرداختند. در پژوهش دیگری که با فرض تقویت عمر پلاک با انتخاب طول کاری مناسب صورت گرفته بود، مشاهده شد که در پلاک‌های فولادی (فولاد ضد زنگ)، طول کاری کوتاه یا متوسط تفاوت چندانی ندارند و در طول کاری بلند، به میزان ۱۰ درصد سختی پلاک کاهش یافته بود. همچنین مشاهده شد که در پلاک‌های تیتانیومی نیز اگرچه ارتباط عکس بین طول کاری و استحکام ساختار مشاهده شده اما منجر به معادله یا رابطه مشخصی نمی‌شود [۱۴]. امروزه جراحان طبق تجربه شخصی خودشان طول کاری و موقعیت پیچ‌ها را تنظیم می‌کنند این در حالی است که هنوز هیچ پژوهشی به بررسی جنبه بیومکانیکی این موضوع نپرداخته است. بنابراین در این پژوهش قصد داریم ۳ الگوی بستن پیچ در پلاک استاندارد که در شکستگی استخوان تیبیا به کار می‌رود را با روش المان محدود تحلیل کرده و بهترین و ایمن‌ترین روش را برای تنظیم طول کاری بسنجیم.



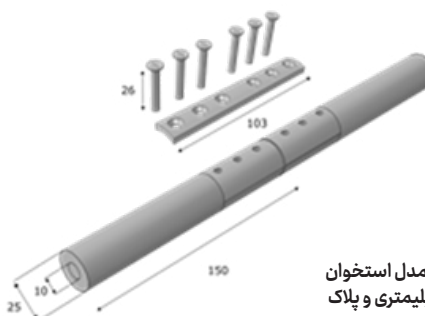


## مدل سازی

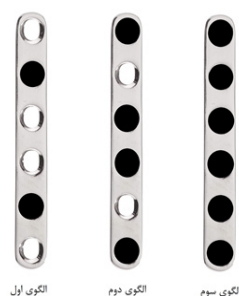
استخوان تیبیا یکی از اصلی ترین استخوان های تحمل کننده ی وزن در بدن انسان است که وظیفه ی انتقال نیرو بین کف پا و ران را حین ایستادن یا راه رفتن، بر عهده دارد. همانند سایر استخوان های بلند قسمت بیرونی استخوان از بخش چگال و محکم تری به نام بافت استخوانی کورتیکال تشکیل شده است که عمده ی بار از طریق این بافت تحمل می شود. قسمت داخلی استخوان از بافتی اسفنجی و متخلخل به نام استخوان تراپکولار تشکیل شده است که نسبت به لایه ی خارجی وزن کمتری دارد. در این پژوهش، استخوان تیبیا ی پای راست آقا با وزن ۷۰ کیلوگرم، مورد بررسی قرار گرفته است. از فرض های اولیه این پژوهش، بالغ بودن فرد مورد بررسی است که بر رفتار استخوان ها تأثیر گذار است. فرض دیگر این است که فرد در فاز ایستایش دوطبقه ی سیکل راه رفتن است. در شکل ۱، نحوه ی قرارگیری پلاک در شکستگی عرضی استخوان تیبیا نشان داده شده است.



برای ایجاد یک مدل سه بعدی از قسمت دیافیز استخوان تیبیا و با استفاده از نرم افزار کتیا، دو استوانه ی هم مرکز و تودرتو ایجاد گردید که ابعاد آن در شکل ۲ نشان داده شده است. ابعاد استخوان و هندسه ی پلاک با توجه به پژوهش های پیشین در نظر گرفته شد [۱۶ و ۱۵]. برای شبیه سازی پلاک با توجه به مدل های تجاری موجود پلاکی ساده سازی شده که در کاربردهای تثبیت مطلق و نسبی در پژوهش های متعددی [۱۷ و ۱۸] بررسی شده بود ترسیم گردید. شکستگی مدل سازی شده در این پژوهش از نوع عرضی بوده و فاصله ی بین تکه های ۱۰ میلیمتر در نظر گرفته شد.



پس از ایجاد مدل ها، در محیط نرم افزار آباکوس، یک جفت استخوان تیبیا ی شکسته شده به همراه پلاک و پیچ ها که با ۳ الگوی نشان داده شده در شکل ۳ بسته شدند، مونتاژ گردیدند. برای شبکه بندی و تحلیل المان محدود مدل ایجاد شده، المان های C3D8R (المان مکعبی خطی) و C3D10 (المان هرمی درجه ۲) استفاده شدند. در مدل الگوی اول، ۲۷۷۰۳ المان و ۴۴۸۸۴ گره، مدل الگوی دوم ۳۷۵۲۹ المان و ۵۳۱۸۴ گره و در مدل الگوی سوم، ۵۵۱۸۹ المان و ۷۲۷۹۰ گره ایجاد شدند.



شکل ۳: الگوهای بستن پیچ استفاده شده در پژوهش

## خواص مواد

تمام مواد به صورت همگن، ایزوتروپیک و الاستیک خطی در نظر گرفته شده اند. مقادیر اختصاص داده شده در جدول ۱ آورده شده است.

| ضریب پواسون | مدول الاستیسیته (MPa) | چگالی (kg / m <sup>3</sup> ) | ماده سازنده         |
|-------------|-----------------------|------------------------------|---------------------|
| ۰٫۳         | ۱۷۵۰۰                 | ۲۰۰۰                         | استخوان کورتیکال    |
| ۰٫۳         | ۴۴۵                   | ۱۱۰۰                         | استخوان تراپکولار   |
| ۰٫۳         | ۲۰۰۰۰۰                | ۷۵۰۰                         | پلاک (فولاد ضد زنگ) |

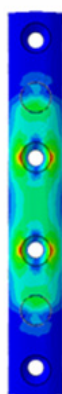
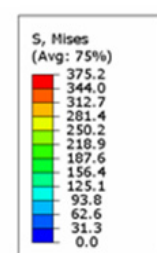
## بارگذاری و شرایط مرزی

همانطور که پیش تر نیز گفته شد، فرد در فاز ایستایش دوطبقه قرار دارد، بنابراین هر پا نیمی از وزن فرد را تحمل می کند؛ یعنی ۳۵۰ نیوتن که به پاشنه پا وارد می شود و از آن جایی که نیرو در راستای عمودی وارد می گردد، گشتاوری ایجاد نشده و در نتیجه، در شبیه سازی نیز بار ۳۵۰ نیوتن به یک انتهای استخوان وارد گردید. انتهای فوقانی استخوان نیز ثابت در نظر گرفته شد و در تمام جهات مقید گردید. شکستگی در حالت آناتومیک جا انداخته شده و توسط پیچ و پلاک تثبیت شده بود. پیچ و پلاک در حالت خود قفل شو در نظر گرفته شدند بنابراین؛ پیچ ها نسبت به پلاک حرکتی نداشته و کاملاً مقید بودند. همچنین پلاک و استخوان نیز با فید گر نسبت بهم در حالت ثابت قرار گرفتند. فاصله ای که حین درمان در ناحیه شکستگی برای ایجاد پینه تا جوش خوردن و درمان کامل استخوان ایجاد می شود به اندازه ۱ میلیمتر در نظر گرفته شد.



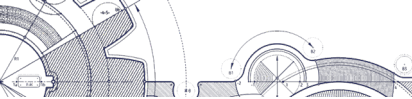
## نتایج

با استفاده از حلگر استاندارد آباکوس، نمودار توزیع تنش وون مایز در پلاک های قرار داده شده در هر سه الگو به دست آمد. همانطور که در شکل ۵ و ۶ نیز مشخص است، بیشترین تنش وون مایز در الگوی اول مشاهده شد و پس از آن الگوی دوم و سوم با اختلاف کمی از یکدیگر قرار گرفتند. همچنین مقدار بیشینه تنش در الگوی اول ۷۴ درصد بیشتر از دو الگوی دیگر است و تمرکز تنش چشمگیری در محور افقی پیچ های نزدیک به محل شکستگی مشاهده می شود که اهمیت در نظر گرفتن طول کاری در طراحی و استفاده از پلاک ارتوپدی را نشان می دهد.

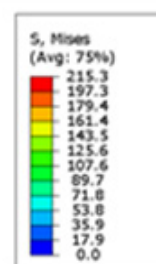
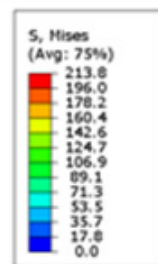


شکل ۵: توزیع تنش وون مایز در پلاک بسته شده با الگوی اول

در ضمن مشاهده شد که اختلاف بیشینه تنش در الگوی دوم و سوم برابر ۰٫۰۰۷ درصد بوده که قابل چشم پوشی است. بنابراین بهینه کردن طول کاری مقدم بر تعداد پیچ های بسته شده است. همچنین، نتایج بدست آمده با پژوهش های پیشین [۲۲] مقایسه گردید و تطابق خوبی حاصل شد.



شکل ۷: توزیع تنش در محور تقارن عمودی پلاک در الگوی اول، دوم و سوم



الگوی دوم

الگوی سوم

شکل ۶: توزیع تنش وون مایزر در پلاک بسته شده با الگوی دوم و سوم

بنابر نتایج مشاهده شده، طول کاری بلند می‌تواند منجر به توزیع بار به صورت غیریکنواخت در محور طولی پلاک شود، همچنین، با ایجاد تمرکز تنش در محل پیچ‌های نزدیک به محل شکستگی، خطر شکستن پلاک در طول زمان نیز افزایش می‌یابد. میزان بیشینه کرنش و در نتیجه، بیشینه تغییر شکل در الگوی اول ۲٫۲۵ برابر بیشتر از بیشینه کرنش در دو الگوی دیگر بود. بنابراین آنچه مشاهده شد اهمیت طول کاری در بهینه بودن تثبیت است.

علاوه بر این در نمودار شکل ۷، توزیع تنش در محور تقارن عمودی پلاک در هر سه الگو با یکدیگر مقایسه شده است می‌بینیم که الگوی دوم، در محور تقارن عمودی، توزیع تنش نسبتاً یکنواخت‌تری را نسبت به دو الگوی دیگر تجربه می‌کند و مطابق انتظار غیر یکنواخت‌ترین نمودار توزیع تنش در محور تقارن در الگوی اول مشاهده می‌شود.

همچنین در خصوص تغییر شکل، مشاهده می‌شود که بیشینه کرنش در الگوی اول برابر ۰٫۰۰۱۹۶ و در الگوی دوم و سوم به ترتیب برابر ۰٫۰۰۰۸۷ و ۰٫۰۰۰۸۶ است.

## نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

اهمیت و تأثیر طول کاری بر توزیع تنش و در نتیجه، کیفیت تثبیت با پلاک امری واضح است. امروزه جراحان با توجه به تجربه‌ی شخصی الگوهای متفاوتی برای بستن پیچ‌ها در تثبیت با پلاک به کار می‌برند که در شرایط خاصی مانند پوکی استخوان می‌تواند یک انتخاب حساس باشد؛ اما پرسشی که به عنوان یک چالش باقی می‌ماند، این است که نحوه‌ی بسته شدن پیچ‌ها در تثبیت شکستگی‌های دیافیز استخوانی و طول کاری چه تأثیری بر کیفیت تثبیت خواهد گذاشت؟ آنچه در این پژوهش مشاهده گردید، این است که پلاکی که طول کاری بیشتری داشت، به میزان ۷۴ درصد تنش بیشتری را متحمل می‌شد. همچنین مشاهده شد که اختلاف چشمگیری بین الگوی دوم و سوم وجود ندارد (۰٫۰۰۷ درصد). میزان تغییر شکل الگوی اول نیز ۲٫۲۵ برابر بیشتر از تغییر شکل در الگوی دوم و سوم بود. به علاوه تمرکز تنش در پیچ‌های نزدیک به محل شکستگی در الگوی اول به میزان چشمگیری مشاهده شد که در کنار تغییر شکل مشاهده شده می‌تواند در طول زمان درمان، خطر شکست پلاک را به دنبال داشته باشد. بنابر این می‌توان گفت تأثیری که طول کاری مناسب در بهینه سازی تثبیت دارد، نسبت به بسته شدن پیچ‌های بیشتر بسیار مهم‌تر بوده و باید این عامل در طراحی و استفاده از پلاک‌های ارتوپدی مدنظر قرار گیرد.

## مراجع و منابع

- [1] Rüedi, T.P., Buckley, R.I.C.H.A.R.D. and Moran, C.G., 2009. AO principles of fracture management. Ann R Coll Surg Engl, 5(91), pp.9-448.
- [2] Paley, D., 2002. Principles of deformity correction. Springer Science & Business Media.
- [3] Malik, S.S. and Malik, S.S., 2015. Orthopaedic biomechanics made easy. Cambridge University Press.
- [4] Ehlinger, M., Ducrot, G., Adam, P. and Bonnet, F., 2013. Distal femur fractures. Surgical techniques and a review of the literature". Orthopaedics and Traumatology: Surgery & Research, 3(99), pp.360-353.
- [5] Claes, L., Biomechanical principles and mechanobiologic aspects of flexible and locked plating. J Orthop Trauma, 25 .2011 Suppl 1: p. S7-4.
- [6] Dobe, S., et al., DLS -5.0 the biomechanical effects of dynamic locking screws. PLoS One, 4(9 .2014): p. e91933.
- [7] P. Cronier, G. Pietu, C. Dujardin, N. Bigorre, F. Ducellier, and R. Gerard, 2010. "Concept of locking plates," Orthopaedics & Traumatology: Surgery & Research, 4(96), pp. 36-17.
- [8] M. Nassiri, B. Macdonald, and J. M. O'Byrne, "Computational modelling of long bone fractures fixed with locking plates— how can the risk of implant failure be reduced?," Journal of Orthopaedics, vol. 10, no. 1, pp. 2013 ,37-29.
- [9] M. Nassiri, B. MacDonald, and J. M. O'Byrne, "Locking compression plate breakage and fracture non-union: a finite element study of three patient-specific cases," European Journal of Orthopaedic Surgery & Traumatology, vol. 22, no. 4, pp. 2012 ,281-275.
- [10] S. L. E. Tan and Z. J. Balogh, "Indications and limitations of locked plating," Injury, vol. 40, no. 7, pp. 2009 ,691-683.
- [11] J. R. Field, H. T. omkvist, T. C. Hearn, G. Sumner-Smith, and T. D. Woodside, "e Influence of screw omission on construction stiffness and bone surface strain in the application of bone plates to cadaveric bone," Injury, vol. 30, no. 9, pp. 1999 ,598-591.
- [12] Stoffel, K., Dieter, U., Stachowiak, G., Gächter, A. and Kuster, M.S., 2003. Biomechanical testing of the LCP—how can stability in locked internal fixators be controlled. Injury, 34, pp.89-11.
- [13] J. Nouria, A. Baseri, L. Sudak, and G. Rouhi, "e effects of bone screw configurations on the interfragmentary movement in a long bone fixed by a limited contact locking compression plate," Journal of Biomedical Science and Engineering, vol. 8, no. 9, pp. 2015 ,600-590.
- [14] Hoffmeier, K.L., Hofmann, G.O. and Mückley, T., 2011. Choosing a proper working length can improve the lifespan of locked plates: a biomechanical study. Clinical Biomechanics, 4(26), pp.409-405.
- [15] Erden, S. and Yildiz, H., 2001. An Advanced Structural Design for Bone Plate.
- [16] Kim, S.H., Chang, S.H. and Jung, H.J., 2010. The finite element analysis of a fractured tibia applied by composite bone plates considering contact conditions and time-varying properties of curing tissues. Composite Structures, 9(92), pp.2118-2109.
- [17] Fujihara, K., Huang, Z.M., Ramakrishna, S., Satknanantham, K. and Hamada, H., 2003. Performance study of braided carbon/PEEK composite compression bone plates. Biomaterials, 15(24), pp.2667-2661.
- [18] Veerabagu, S., Fujihara, K., Dasari, G.R. and Ramakrishna, S., 2003. Strain distribution analysis of braided composite bone plates. Composites Science and Technology, 4-3(63), pp.435-427.
- [19] Burstein, A.H., Reilly, D.T. and Martens, M., 1976. Aging of bone tissue: mechanical properties. The Journal of bone and joint surgery. American volume, 1(58), pp.86-82.
- [20] Linde, F., Hvid, I. and Pongsoipetch, B., 1989. Energy absorptive properties of human trabecular bone specimens during axial compression. Journal of Orthopaedic Research, 3(7), pp.439-432.
- [21] Izzawati, B., Daud, R., Afendi, M., Majid, M.A., Zain, N.A.M. and Bajuri, Y., 2017, October. Stress analysis of implant-bone fixation at different fracture angle. In Journal of Physics: Conference.
- [22] Wee, H., Reid, J.S., Chinchilli, V.M. and Lewis, G.S., 2017. Finite element-derived surrogate models of locked plate fracture fixation biomechanics. Annals of biomedical engineering, 3(45), pp.680-668.



## فولکس واگن؛ ارمغان یک دیکتاتور علیرضا یزدانی، دانشگاه فردوسی مشهد

بسیاری از ما با شنیدن نام فولکس واگن، به یاد ماشین‌های نوستالژیک و خاطره انگیز قورباغه‌ای این کمپانی می‌افتیم؛ ماشین‌هایی که برای سالیان متمادی بخش شگرفی از بازار جهانی را به خود اختصاص داده بودند و این شرکت را یک تنه به عنوان ارزشمندترین برند خودرو دنیا معرفی کرده بودند. اما تاریخ این برند و مسیر حیات این شرکت موضوعی ست که برای بسیاری از ما ناآشنا و غریب بنظر می‌رسد. در این مقاله ما قصد داریم تا با بررسی سیر و تحول فولکس واگن نگاهی متفاوت به این شرکت داشته باشیم. شرکتی از قعر خاکستر به عرش آسمان رسید!



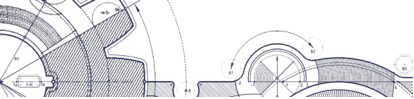
### پروژه خودرو مردمی

حدود ۱۴ سال از خاطرات کابوس وار مردم آلمان از شرایط بسیار وخیم اقتصادی این کشور گذشته بود و به لطف درایت‌های جمهوری وایمار و بعدتر حزب ناسیونال سوسیالیسم آلمان نازی، ابرتورم یک میلیون درصدی آلمان کنترل شده بود و کشور در مسیری با پیشرفتی چشم‌گیر به سوی قله‌های ترقی حرکت می‌کرد. دولت هیتلر توانسته بود با ریشه‌کن کردن فساد سیستماتیک در نهادهای حکومت و شایسته‌سالاری نسبی، کشور را از منجلاب فقر و گرانی نجات دهد و حیطة اختیار بیشتری در عملی کردن آرمان‌های حزبی خود داشته باشد. یکی از مهمترین پایه‌های ایدئولوژی نازیسم، برقراری امکانات و شرایط یکسان برای تمامی احاد مردم و فراهم ساختن زندگی استاندارد و شایسته‌ای برای کلیه اقشار جامعه بود.

در آن زمان خودرو به عنوان کالایی لوکس و اشرافی در سرتاسر دنیا محسوب می‌شد و عملاً تهیه آن توسط توده مردم، امری محال و ناممکن بود؛ تا حدی که یک فرد متوسط در جامعه آلمان به زحمت می‌توانست برای خود خودرو خریداری کند. در همین راستا، اقدامات گسترده‌ای از سوی خودرو سازان مستقل در آلمان صورت گرفت تا بلکه خودرو از لوکس بودن خود خارج شود و در اختیار طبقات اجتماعی مختلف جامعه قرار بگیرد. اما با وجود تلاش‌های بسیار و موفقیت آمیز بودن بعضی از پروژه‌های خودرو سازان آلمانی (مانند مرسدس بنز مدل ۱۷۰H)، خیلی زود مشخص شد که عملاً برنامه همگان‌سازی خودرو، موضوعی از پیش شکست خورده و ناشدنی است. در همین رابطه، هیتلر دخالت مستقیم کرد و اسپانسرینگ پروژه «خودروی مردم» را در دست گرفت و حتی شخصاً طراحی ماشین‌های قورباغه‌ای را انجام داد! خودرویی که مسئولیت ساخت آن به مهندس مورد اعتماد پیشوا، یعنی «فردیناند پورشه» موسس هولدینگ خودروسازی پورشه، سپرده شد. پیشوا تأکید کرده بود که خودرو حتماً بایستی، ظرفیت یک خانواده پنج نفره را داشته باشد و هم چنین قیمت آن از ۹۹۰ رایش مارک آلمان (معادل ۳۹۶ دلار ایالات متحده آمریکا) گریز نکند تا بلکه اکثر مردم توانایی خرید آن را داشته باشند.

در همین راستا نخستین محصول تولیدی شرکت «خودروی مردم» (فولکس واگن) با طراحی آدولف هیتلر و مهندسی ساخت فردیناند پورشه معرفی شد و انقلابی بزرگ در دنیای خودروسازی و صنعت دنیا به پا کرد. خودرو معرفی شده که با نام فولکس قورباغه‌ای (فولکس واگن بیتل) به بازار عرضه شده بود، قیمت بسیار پایینی داشت و تقریباً ارزشی برابر با یک موتور سیکلت داشت؛ این در حالی‌ست که ارزانترین خودروی غیر آلمانی جهان، خودرو هانوماگ آمریکایی بود که دو برابر فولکس واگن قیمت داشت و ظرفیت آن تنها ۲ نفر بود. قیمت این محصول به قدری مناسب بود که مردم می‌توانستند با پرداخت ماهانه تنها ۳۲ رایش مارک آلمان، خودرو را خریداری کنند.





اما بایستی توجه داشته باشیم که این قیمت پایین خودرو موجب نشده بود تا از استانداردهای مورد نیاز آن صرف نظر بشود. خودروی تولیدی قادر به حمل دو بزرگسال و سه کودک بود و کاپوت جلو خودرو برای آیرودینامیک بهتر، کاملاً گرد شده بود و با بهره‌گیری از یک موتور چهار سیلندر خطی می‌توانست با سرعتی نزدیک به ۶۲ مایل بر ساعت (۱۰۰ کیلومتر بر ساعت) حرکت کند. سیستم خنک‌کننده خودرو به درخواست آدولف هیتلر، با هوا انجام می‌شد تا بلکه در هوای سرد آلمان، آب درون رادیاتور یخ نزنند؛ که این مورد در نوع خود یک ضعف بزرگ محسوب می‌شود، چرا که در گرمای تابستان و نبود هوا سرد در محیط، ماشین به راحتی در معرض جوش آوردن قرار می‌گیرد. با تمامی تفاسیر گفته شده، تا قبل از آغاز جنگ جهانی دوم در سپتامبر ۱۹۳۹ حدود ۳۳۶ هزار نفر موفق به نام‌نویسی در ثبت نام خودرو شدند که با قرار گرفتن آلمان در شرایط جنگ همه جانبه، تنها تعداد اندکی خودرو به مرحله تولید رسید.

### فولکس واگن: ارا به جنگ

با آغاز جنگ جهانی دوم، کارخانه فولکس واگن همانند دیگر شرکت‌های آلمانی در اختیار حزب نازی قرار گرفت و تولید ادوات جنگی سنگینی اعم از ماشین سطلی پورشه مدل ۸۲ (Type ۸۲ Kubelwagen) و ماشین شناگر دویست schwimmwagen بر عهده این شرکت قرار گرفت. سرانجام با پیشروی نیروی‌های متفقین به درون مرز آلمان، کارخانه فولکس واگن به دلیل تولید موشک پرنده V۱ به دست نیروهای متفقین بمباران شد. فولکس واگن در دادگاهی در سال ۱۹۹۸ اعتراف کرد که در طی جنگ جهانی دوم، از ۱۵ هزار اسیر اردوگاه‌های کار اجباری در آلمان استفاده کرده است که عمده این اسرا از اردوگاه آربیتسدوف تامین می‌شد. مورخان آلمانی تخمین می‌زنند که حدود ۸۰ درصد نیروی کار شرکت از این اسرا تامین می‌شده و نقش بسیار چشم‌گیری در تولید ماشین آلات جنگی نازی در جنگ داشتند. در نهایت این شرکت به پرداخت غرامتی سنگین به اسرای کارگرفته شده در جریان جنگ محکوم شد. تا پایان سال ۲۰۱۱، بیش از ۲۵۰ نفر از ۲۶ کشور مختلف، موفق به دریافت غرامت از شرکت فولکس واگن شدند.

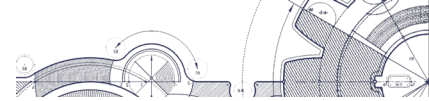


### تلاش برای بقا

پس از پایان جنگ جهانی دوم در ژوئن سال ۱۹۴۵، شرکت فولکس واگن توسط قوای مسلح ایالات متحده آمریکا تسخیر و بعدتر به ارتش بریتانیا سپرده شد. با تصمیم انگلیسی‌ها، مدیریت این کارخانه به دست سرگرد ایوان هرست از اعضای غیر نظامی ارتش بریتانیا افتاد. هرست که به عنوان مهندس مکانیک و برق به عضویت ارتش بریتانیا درآمده بود، مأموریت داشت تا کارخانه فولکس واگن را دوباره سرپا کند تا بلکه پروژه بازسازی و تعمیر وسایل نقلیه ارتش بریتانیا با سرعت و جدیت بیشتری دنبال شود. هرست تمام تلاش خود را برای زنده نگه داشتن کارخانه انجام داد، اما شرایط کارخانه به قدری وخیم بود که امید زیادی برای برپایی مجدد شرکت وجود نداشت.







با این حال هرست ناامید نشد و با کمک نبوغ مثال زدنی همکار آلمانی خود یعنی «هاینریش نوردوف» دست به اصلاحات اساسی در شرکت زد. در طی بمباران کارخانه توسط قوای متفقین، امکانات و دستگاه‌های تولیدی تا حد زیادی نابود شده بودند و بازسازی این تجهیزات یکی از بزرگترین چالش‌های هرست و نوردوف بود. اما این مشکل تنها چالش بازسازی نبود و کمبود شدید قطعات مهمی مانند کاربراتور و هم چنین وجود خیل عظیم پناهجویان در اطراف کارخانه، مسیر تولید را مختل کرده بود. برای حل این مشکلات، هرست دست به دامان ارتش بریتانیا (جهت امنیت و پراکنده کردن پناهجویان) و مهندسان زبده آلمانی شد تا چرخ تولید را به گردش درآورد؛ که در کمال تعجب این اتفاق هم رخ داد و شرکت فولکس واگن بار دیگر از دل خاکستر، پا به عرصه وجود گذاشت. هرست موفق شد ارتش بریتانیا را برای یک سفارش فوری تولید ۲۰ هزار خودرو مجاب کند، اما با وجود راه افتادن چرخ تولید کارخانه، قوانین و مقررات اتخاذ شده از سوی متفقین برای صنعت آلمان موجب شده بود تا سنگ بزرگی جلوی تولید فولکس واگن باشد. طبق این قانون، کارخانه تنها می‌توانست ماهانه ۱۰۰۰ خودرو بسازد که همین تعداد هم برای فولکس واگن امری محال بود، چرا که خسارات عمرانی شرکت در طول بمباران همچنان حل نشده بود و تولید در زمان باران بایستی متوقف می‌شد. تا پایان سال ۱۹۴۸، شرکت شرایط رو به رشدی را تجربه می‌کرد و توانسته بود تولید ماهانه هزار خودرو را تثبیت کند. با پایان دوره خدمت هرست در ارتش بریتانیا، فولکس واگن به آلمان غربی واگذار و نوردوف به عنوان مدیر جدید شرکت منصوب شد.

## پرواز قورباغه

هاینریش نوردوف ۴۹ ساله که به عنوان مدیر جدید فولکس واگن انتخاب شده بود، یکی از بهترین مهندسان آلمان غربی در آن زمان شناخته می‌شد. وی قبل از اینکه با هرست برای احیاء فولکس واگن همکاری کند، سابقه مدیریتی در شرکت خودروسازی اپال و بی‌ام‌دبیلو داشت و تأثیر بسزایی در تولد شرکت مذکور از خود بر جای گذاشت. نوردوف اطلاعات خوبی در خصوص خودرو آمریکایی و تولید انبوه در اختیار داشت و قصد داشت تولید کارخانه را افزایش دهد. اما افزون بر این موضوع کارخانه برای ادامه حیات خود به اسپانسر و سرمایه گذار نیاز داشت، اما هیچ کدام از شرکت‌های خارجی حاضر به قبول این مسئولیت نشدند. حتی فولکس واگن به صورت رایگان به هنری فورد که در آن زمان رئیس شرکت فورد بود و بزرگترین کارخانه خودرو سازی دنیا را در اختیار داشت، پیشنهاد شد که این موضوع با مخالفت اکید فورد مواجه شد. فورد معتقد بود که فولکس واگن، عملاً هیچ شانسی برای بازسازی خود ندارد و نتیجه سرمایه گذاری به روی این برند، چیزی جز هدر دادن پول و فرصت نیست.



بار دیگر فولکس واگن به در بسته خورده بود و شرایط سختی را تجربه می‌کرد، از طرفی شرکت برای تهیه مواد اولیه خود مانند فولاد به مشکل برخورده بود و از طرف دیگر منابع مالی محدودی در اختیار نوردوف قرار داشت. نوردوف موفق شد تا اولین فروش خارجی فولکس واگن را رقم بزند و ۲۵ درصد محصولات شرکت را به آمریکا صادر کند. این فروش موجب شد تا شرکت درآمد خوبی کسب کند و با چند میلیون دلار حاصله، تا حد خوبی مشکلات مالی خود را ترمیم بخشد. در این زمان بار دیگر فردیناند پورشه به فولکس واگن برگشت و به کمک نوردوف موفق شدند موتور فولکس واگن بیتل را بهبود بخشند و با تولید موتوری به حجم ۱۱۹۲ سی‌سی، کارایی این خودرو را بالا ببرند. حضور پورشه و اصلاحات صورت گرفته در نظام تولیدی و سیاست گذاری شرکت موجب شد تا صادرات فولکس واگن افزایش یابد و در دهه ۵۰ میلادی موفق شد، نیمی از محصولات خود را به آمریکا صادر کند.

در این زمان تنها خودرویی که فولکس واگن به صورت انبوه تولید می‌کرد، فولکس واگن بیتل بود که علارغم کارایی بالا، از لحاظ تجاری جایی در میان



بازار کشورهای غربی نداشت. در همین راستا، مدیران فولکس واگن تصمیم گرفتند تا با کمک «ویلهلم کارمن» خودرو ساز آلمانی، نخستین خودرو اسپورت این شرکت را با نام «فولکس واگن کارمن گیا» معرفی کنند. خودرویی لوکس که در دو نسخه کوپه و کانورتیبل به بازار عرضه شد و موفق شد در طی ۱۹ سال تولید خود، بیش‌تر از ۴۰۰ هزار خودرو به فروش برساند. با رونق یافتن صنعت در اروپا و آمریکا، تولیدات فولکس واگن هم افزایش یافت و ۷ مدل خودرو دیگر هم معرفی کرد تا بلکه بتواند سهم خود را از بازار جهانی خودرو افزایش بخشد. مدل‌های به روز فولکس واگن، و هم چنین کیفیت ساخت بی‌همتا این خودرو موجب شد تا در سال دهه ۵۰ میلادی، فروش خود را تا کانادا و بریتانیا و فرانسه گسترش دهد و درآمد زایی کلانی را حاصل کند؛ سلسله مراتب این اتفاقات موجب شد تا فولکس واگن در سال ۱۹۵۵، مجموع تولید مدل فولکس واگن بیتل را به یک میلیون نسخه برساند. با افزایش تقاضا جهانی برای خرید فولکس واگن، این شرکت مجبور شد تا مجموعه‌های تولیدی خود را تا آمریکای جنوبی توسعه دهد و کارخانه‌های جدید خود را در بزریل و مکزیک تأسیس کند. تبلیغات فولکس واگن در بازارهای جهانی به طرز عجیبی افزایش یافته بود، در هر کشوری که سفر می‌کردی تبلیغات این شرکت به چشم می‌خورد. دیگر فولکس واگن آن شرکت ورشکسته نابود شده نبود، بلکه در همه جای دنیا و در هر خیابان و رویدادی که نگاه می‌کردید رگه‌ای از حضور فولکس واگن به چشم می‌خورد؛ خودروهای ارزان و کم مصرف بیتل را دیگر همه می‌شناختند.





## گهی پشت به زین و گهی زین به پشت!

۱۷ فوریه سال ۱۹۷۲ بود که فولکس واگن، ۱۵ میلیونی شدن بیتل را جشن گرفت و توانست با کنار زدن فورد مدل T عنوان محبوب ترین برند دنیا را از آن خود کند. یقیناً فورد و مشاورانش، فکر نمی کردند کارخانه ای را که به صورت رایگان به آنها پیشنهاد شده بود، امروز به عنوان پرفروش ترین برند دنیا شناخته شود.

با افزایش فروش فولکس واگن و درآمد زایی کلان و هم چنین پیشرفت چشمگیر علم خودرو سازی، مدیران مجموعه تصمیم به توسعه بیشتر اتومبیل های تولیدی گرفتند. یکی از بزرگترین مشکلات خودرو های فولکس واگن، سیستم خنک کننده خودرو بود که با کمک هوا عمل سرد سازی صورت می گرفت؛ با گذشت زمان و پیشرفت علم، سیستم خنک کننده آبی معرفی شد که جایگزین بسیار مناسبی نسبت به سیستم خنک کننده هوایی به شمار می رفت. مهندسان فولکس واگن تلاش بسیاری برای پیاده سازی این تکنولوژی انجام دادند، اما توفیقی در این راه نصیب آنها نشد. تا اینکه مدیران شرکت تصمیم گرفتند تا با خرید مجموعه اتو / آئودی، دانش موتور جلوی خودرو و هم چنین سیستم خنک کننده آبی با خودرو به گنجینه خودرو های فولکس واگن افزوده شد. اما زمانی که بر وفق مراد پیش می رفت و تحول عظیمی در تولید ایجاد شده بود، مرگ هاینریش نوردوف، تمام برنامه های شرکت را بر هم زد. میزان فروش شرکت، اوضاع نابه سامانی را تجربه می کرد، دیگر خبری از فروش های نجومی و درآمد زایی های کلان نبود. فولکس واگن عمیقاً به یک تحول عظیم احتیاج داشت، به یک تولد دوباره، به یک بیتل جدید، به یک فولکس واگن گلف!

در سال ۱۹۷۴ میلادی بود، که در اجلاس سالانه فولکس واگن، مدیران جدید شرکت پرده از یک شاهکار جدید برداشتند. شاهکار جدیدی به نام فولکس واگن گلف، که به لطف موتور ۱۰۹۳ سی.سی خود، از سرعت و شتابی چشم نواز برخوردار بود. خودرویی کوچک که به سرعت همه گیر شد و تا پایان دهه هفتاد میلادی، در اکثر کشورهای دنیا به فروش می رفت. اما شاید یکی مهمترین مولفه های فروش حداکثری گلف، سوای مشخصات فنی این خودرو، به نحوه بازاریابی مدیران جدید این شرکت بر می گردد. مدیرانی که برای فروش در هر کشور، فرهنگ غالب در منطقه را بررسی کرده بودند تا بتوانند با شیوه تبلیغات مناسب تری، فروش بیشتری را تجربه کنند، به همین خاطر است که با فولکس واگن گلف را در هر ناحیه ای به یک اسم می شناسند؛ آمریکایی ها آن را با نام خرگوش، کشورهای لاتین آن را با نام ماهی پیرانا و در بعضی نقاط آن را با نام گلدستروم به یاد می آورند. در نتیجه تلاقی علم خودرو سازی و هنر فروش، فولکس واگن گلف دومین خودرو پرفروش تاریخ دنیا نام گرفته و دو بار در سال های ۲۰۰۹ و ۲۰۱۳ جایزه بهترین خودرو سال در اروپا را به دست آورده است. بعد از این موفقیت چشمگیر فولکس واگن گلف، شرکت تصمیم به پیشرفت بیشتر دانش فنی خود گرفت و در سال ۱۹۷۵ معرفی تکنولوژی خودرو های سه دنده، فولکس واگن پولو و در سال ۱۹۷۹ فولکس واگن جتا را وارد بازار کرد. هم چنین این شرکت موفق شد تا پایان دهه ۷۰ میلادی، با استفاده از تکنولوژی موتورهای دیزلی، توان و قدرت خودرو های فولکس واگن گلف و پاسات را به ۱۱۰ اسب بخار برساند. ماحصل این تغییر و تحول ها موجب این شد خودرو های تولیدی فولکس واگن، رویه جدید و مدرن تری به خود بگیرد؛ رویه جدیدی که خودرو های نسل سوم را به دنیا معرفی کرد.

در سال ۱۹۹۱ شرکت فولکس واگن نسل سوم از خودرو های گلف خود را با نام «فولکس واگن گلف امکا ۳» معرفی کرد که در همان سال توانست برای نخستین بار در تاریخ این شرکت، جایزه برترین خودرو سال اروپا را کسب کند. گلف امکا ۳ که با نام تجاری «کابریو» به بازار جهانی شد، انقلابی بزرگ در صنعت خودرو سازی آلمان و اروپا محسوب می شد. کابریو از لحاظ امنیت به شدت تقویت شده بود، و برای نخستین بار با بهره گیری از نسل جدید بدنه خودرو و کیسه ایربگ جلو، اقدامات بسیار مثبتی را در جهت پایین آوردن خطرات تصادفات انجام داد. هم چنین در حوزه مشخصات فنی هم همانند امنیت خودرو بسیار موفق بود و اولین اتومبیلی بود که از موتور شش سیلندر (VR6)، سیستم کروز کنترل و کاتالیزور اکسید کننده استفاده کرد. این مدل در آینده نیز مدل پایه طراحی هایی از قبیل فولکس واگن بیتل جدید، سیات تولدو، سیات لئون، آئودی ای ۳، آئودی تی تی و اشکودا اکتاویا بود.

در این دوران، فولکس واگن برای گسترش دانش فنی و بالا بردن فروش خود، اقدام به خرید شرکت های متمول خودرو سازی در سراسر دنیا کرد. اولین شرکتی که در این دوران به مجموعه خودرو سازی فولکس واگن اضافه شد، شرکت اسپانیایی سیات بود که در سال ۱۹۹۰ با فروش تمام سهام خود به این برند آلمانی، مالکیت کامل خود را به این شرکت الحاق کرد. در گام دوم شرکت خودرو سازی چک، تاریخ ۱۱ دسامبر ۱۹۹۵، با فروش ۷۰ درصد سهام خود، فولکس واگن را به عنوان سهامدار اصلی این برند منصوب کرد. اما این پایان راه نبود تیم مدیریتی فولکس واگن، در اقدامی بسیار چشمگیر، در سال ۱۹۹۸ سه شرکت خودرو سازی بنتلی، لامبورگینی و بوگاتی را به مالکیت این شرکت اضافه کنند، تا نشان دهند برنامه ویژه ای برای هزاره سوم میلادی در سر دارند.





## دوران جدید، فولکس واگن جدید

با آغاز قرن بیست و یکم، مجموعه خودروسازی فولکس واگن به پیشنهاد «برند پیشتریدر» رئیس جدید هیات مدیره این شرکت، به دو بخش خودروهای اسپرت (متشکل از فولکس واگن، آئودی، سیات و لامبورگینی) و خودروهای با ارزش کلاسیک (متشکل از فولکس واگن، اشکودا، بنتلی و بوگاتی) تقسیم شد. در همین راستا ششمین نسل خودروهای فولکس واگن در سال ۲۰۰۸ با معرفی «فولکس واگن گلف ام کا ۶» وارد بازار جهانی شد، و در سال ۲۰۰۹ به عنوان نائب قهرمانی خودرو برتر اروپا رسید. در ادامه مدل‌های فولکس واگن فیتون، فولکس واگن روتان، فولکس واگن کدی لایف، فولکس واگن گلف پلاس و فولکس واگن پاسات (مخصوص بازار اروپا)، فولکس واگن توران و فولکس واگن ماگوتان (مخصوص بازار چین)، فولکس واگن فاکس و فولکس واگن سوران (مخصوص بازار آمریکای جنوبی و لاتین) معرفی شد.

در نوامبر ۲۰۰۶ با استعفا برند پیشتریدر از مدیر عاملی فولکس واگن، مارتین وینترکورن، مدیر عامل جهانی آئودی جایگزین وی شد. در آن زمان یکی از مهمترین اهرم‌های فروش فولکس واگن، بازار آمریکا جنوبی محسوب می‌شد که در زمان مدیریت پیشتریدر، فروش آن کاهش یافته بود و با ۴٫۹ درصد کاهش فروش، به عدد فروش ۲۲۴۱۹۵ در سال ۲۰۰۵ رسیده بود. یکی از مهمترین دلایل استعفا پیشتریدر، افزایش فشارها از سوی سهامداران به علت باخت‌های مکرر در بازار آمریکا لاتین بود. اما شرایط با آمدن وینترکورن، به شدت عوض شد و با تصمیمات مدیریتی سخت گیرانه و کاهش هزینه‌های تولید، فروش فولکس واگن را در آمریکا شمالی و جنوبی، با ۵ درصد افزایش به بیش از ۲۵۰ هزار خودرو رساند.

در ادامه وینترکورن، به دلیل هزینه گزاف تولید در اروپا مرکزی و آمریکا شمالی، عمده مجموعه‌های تولیدی فولکس واگن را به کشورهای پرتغال، مکزیک، برزیل و کشورهای کمتر توسعه یافته انتقال داد. این اتفاقات موجب شد تا فولکس واگن در بحبویه مشکلات اقتصادی اروپا، کمترین ضرر اقتصادی را متحمل شود. تمامی این شرایط موجب شد تا فولکس واگن بتواند با تقلیل هزینه‌های تولید، حاشیه امنی میان قیمت تمام شده محصول و قیمت بازار ایجاد بکند. که همین موضوع فضایی را فراهم کرد که فولکس واگن بتواند تهدید را به فرصت بدل کند و با کاهش قیمت محصولات خود، سود کلانی از رکود اقتصادی اروپا به دست بیاورد. ماحصل این تصمیمات موجب شد تا فولکس واگن بتواند امروز به عنوان بزرگترین برند خودرو سازی دنیا خود را معرفی کند و با آمار فروش ۲۸۰ میلیارد دلار فروش سالانه در سال ۲۰۲۲، یکی از بالاترین آمارهای فروش شرکت‌های دنیا را به ثبت برساند.



## فولکس واگن، در سودای آینده

در سال ۲۰۱۷ فولکس واگن اعلام کرد که قصد دارد تمرکز قابل توجهی بر خودروهای الکتریکی (EV) داشته باشد، با این هدف که تا سال ۲۰۲۵ حداقل ۳۰ مدل EV روانه بازار شود و ۲۰ تا ۲۵ درصد از کل حجم فروش سالانه (۲ تا ۳ میلیون) خود را داشته باشد. پیش بینی می‌شود تا سال ۲۰۲۵، تولیدات خودروهای برقی فولکس واگن از برند تسلا بیشتر شود و به بزرگترین شرکت خودروسازی تولید کننده خودروهای برقی در دنیا تبدیل شود. در ماه سپتامبر، مدیر عامل فولکس واگن، «ماتیاس مولر» اظهار داشت که این شرکت قصد دارد تا سال ۲۰۳۰ نسخه‌های الکتریکی تمام مدل‌های خودروی خود را با هزینه ۲۰ میلیارد یورو و ۵۰ میلیارد یورو برای خرید باتری عرضه بکند و سرمایه گذاری بسیار کلانی بر تداوم سلطه خود بر نسل آینده خودروهای برقی داشته باشد. اما این در حالی ست که ارزش کلی شرکت فولکس واگن، حدود ۹۰ میلیارد دلار تخمین زده می‌شود و عملاً امکان تهیه این چنین مبلغ هنگفتی برای این شرکت صعب و دشوار خواهد بود. در همین راستا مدیران فولکس واگن در حال بررسی واگذاری سهام پورشه هستند، با این کار منابع مالی شرکت به شدت افزایش خواهد یافت و هزینه‌های کلان برنامه‌های آینده فولکس واگن به صورت کامل تامین خواهد شد. در این راستا اخباری به گوش می‌رسد که قرار است سهام اولیه این شرکت به سازمان سرمایه گذاری قطر (QIA) الحاق شود و برنامه‌های آینده این شرکت در راستای تولید خودروهای برقی به همراه این سازمان دنبال شود. حال بایستی ببینیم در آینده برنامه‌های این شرکت به کجا می‌رسد و چه سهمی در بازار آینده خودروهای نسل جدید خواهند داشت.



## موتور وانگل

مهدی نامی خلیله ده،

دانشجوی دکتری تخصصی، تبدیل انرژی، دانشگاه تبریز

سید امیر رضا عبداللہی،

دانشجوی کارشناسی ارشد، تبدیل انرژی، دانشگاه تبریز



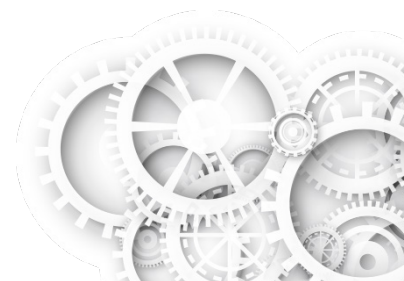
### بیوگرافی کوتاه از وانگل

فلیکس ونکل در ۱۳ آگوست ۱۹۰۲ در شیلراشتراس، در نواحی جنگلی سوایا به دنیا آمد. وانکل از دبیرستان اونترپریما در سن ۱۹ سالگی فارغ التحصیل شد؛ اما شرایط بد و فقر خانواده اش در دوران بعد از جنگ، مانع از ادامه تحصیلاتش گشت.

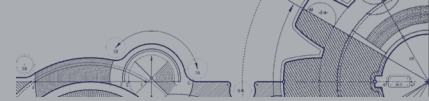
در سال ۱۹۲۷ او طرح هایی از موتوری بدون پیستون یا همان موتورهای دورانی را ارائه داد و توانست پس از تلاش های بسیار برای گرفتن حق اختراع، در سال ۱۹۲۹ حق مالکیت دستگاه صنعتی اش را به مدت ۶ دهه از آن خود کند. در سال ۱۹۳۳ برای ثبت این اختراع اقدام کرد و در نهایت در سال ۱۹۳۶ توانست امتیاز این موتور را نیز به دست آورد. اولین نمونه واقعی موتورهای دورانی را نیز در فوریه سال ۱۹۵۷ معرفی کرد. در ماه می، نمونه صنعتی آن که قادر به ۲ ساعت کار و تولید ۲۱ اسب بخار قدرت بود به تولید رسید. اما نمونه اصلی آن برای فروش، در جولای سال ۱۹۵۸ آماده شد. جالب است، فلیکس ونکل به رغم آنکه همه عمرش را صرف کار بر روی اتومبیل ها کرد، هیچگاه گواهینامه رانندگی نگرفت و رانندگی هم نکرد. وی سرانجام پس از تحمل یک دوره طولانی بیماری، در سال ۱۹۸۸ درگذشت.

### موتور دوار یا وانگل (Wankel):

اصول عملکرد موتور دوار شبیه به موتور پیستونی است. موتورهای دوار مانند موتورهای پیستونی، برای کارکرد خود از فشار حاصل از سوختن سوخت و هوا استفاده می کنند. در موتورهای پیستونی فشار ایجاد شده در سیلندرها به پیستون ها نیرو وارد می کند و باعث حرکت آنها به جلو و عقب یا به بالا و پایین می شود. میل شاتون و میل لنگ حرکت رفت و برگشتی پیستون را به حرکت دورانی تبدیل می کند که از آن می توان برای تولید نیرو و به حرکت در آوردن خودرو استفاده کرد. در موتورهای دوار نیز فشار حاصل از احتراق که در محفظه آب بندی شده تشکیل شده، نیرویی بر سطح مثلثی شکل روتور (Rotor) وارد می کند و این همان چیزی است که در موتورهای دوار از آن به عنوان پیستون استفاده شده است. موتور دوار یک موتور احتراق داخلی است، اما روش کار آن کاملاً متفاوت با موتورهای پیستونی معمولی است. در موتور پیستونی یک حجم یکسان از فضا (سیلندر) چهار عمل مکش، تراکم، احتراق و تخلیه را به طور متناوب انجام می دهد. در موتورهای دوار (وانگل) نیز همین چهار کار انجام می شود. اما هر کدام از این چهار فرایند در قسمت مربوط به خود در محفظه مربوطه اتفاق می افتد. این شبیه آن است که هر فرایند یک سیلندر اختصاصی داشته باشد و با حرکت مداوم پیستون این چهار فرایند انجام شود.







## طرز کار موتورهای وانکل:

روتور و محفظه در موتورهای دوار، جایگزین پیستون‌ها، سیلندرها، سوپاپ‌ها، شاتون‌ها و میل بادامک در موتورهای پیستونی شده است. روتور مسیر بیضی‌شکلی طی می‌کند. در طول این مسیر هر سه رأس روتور با سطح محفظه در تماس هستند و چرخش روتور در این محفظه سه حجم مجزا از گازها را به وجود می‌آورد و حجم گازها متناوباً منبسط و منقبض می‌شود. این انبساط و انقباض، هوا و سوخت را به داخل موتور می‌کشد، آنرا متراکم می‌کند و توان مفیدی از گازهای منبسط شده تولید می‌نماید و سپس بعد از احتراق آنرا تخلیه می‌کند. در موتورهای پیستونی یک حجم یکسان و مشخص (برابر حجم سیلندر) به صورت پی‌درپی تحت تأثیر چهار فرایند مکش، تراکم، احتراق و تخلیه قرار می‌گیرد، حال اینکه در موتورهای دورانی هر کدام از این چهار فرایند در نواحی خاصی از محفظه سیلندر که تنها متعلق به همان فرایند است، صورت می‌پذیرد. موتور دورانی همانند موتورهای رایج پیستونی از سیکل چهارزمانه استفاده می‌کند که به شکل کاملاً متفاوتی به خدمت گرفته شده است. قلب یک موتور دورانی، روتور آن است که معادل پیستون در موتورهای درون‌سوز پیستونی است. روتور روی یک بادامک دایره‌ای شکل بزرگ بر روی محور خروجی سوار شده است. این بادامک از خط مرکزی محور خروجی فاصله داشته و همانند یک میل‌لنگ عمل می‌کند.

چرخش روتور نیروی لازم جهت چرخش محور خروجی را تأمین می‌کند. هم‌زمان با چرخش روتور در محفظه، بادامک در یک مسیر دایره‌ای به حرکت درآورده می‌شود، به صورتی که هر دور کامل روتور منجر به سه دور چرخش محور خروجی می‌گردد. در هنگامی که روتور درون محفظه حرکت می‌کند، اندازه سه حجم ایجاد شده توسط روتور نیز تغییر می‌کند.

قطعات یک موتور وانکل (دورانی):

موتورهای دورانی دارای سیستم جرقه و سوخت‌رسانی مشابه با موتورهای پیستونی هستند. قسمت‌های مختلف یک موتور دورانی به شرح زیر هستند:

۱) روتور: روتور یک قطعه مثلث شکل با سه سطح برآمده با محدب هست که هر کدام از این سطوح همانند یک پیستون عمل می‌کند. همچنین هر کدام از این سطوح دارای یک گودی یا تورفتگی هست که حجم موتور را بیشتر می‌کند. در رأس هر وجه یک تیغه فلزی قرار گرفته که عمل آب‌بندی سه حجم محبوس در بین روتور و جداره سیلندر را بر عهده دارد. همچنین در هر طرف روتور (سطح فوقانی و تحتانی) رینگ‌های فلزی قرار گرفته‌اند که وظیفه آب‌بندی جانبی روتور را به عهده دارند. روتور دارای یک چرخ‌دنده داخلی در مرکز یک وجه جانبی است که این چرخ‌دنده با چرخ‌دنده دیگری که به صورت ثابت روی محفظه سیلندر قرار دارد، درگیر می‌شود و این درگیر شدن، مسیر و جهت حرکت روتور را درون محفظه تعیین می‌نماید.

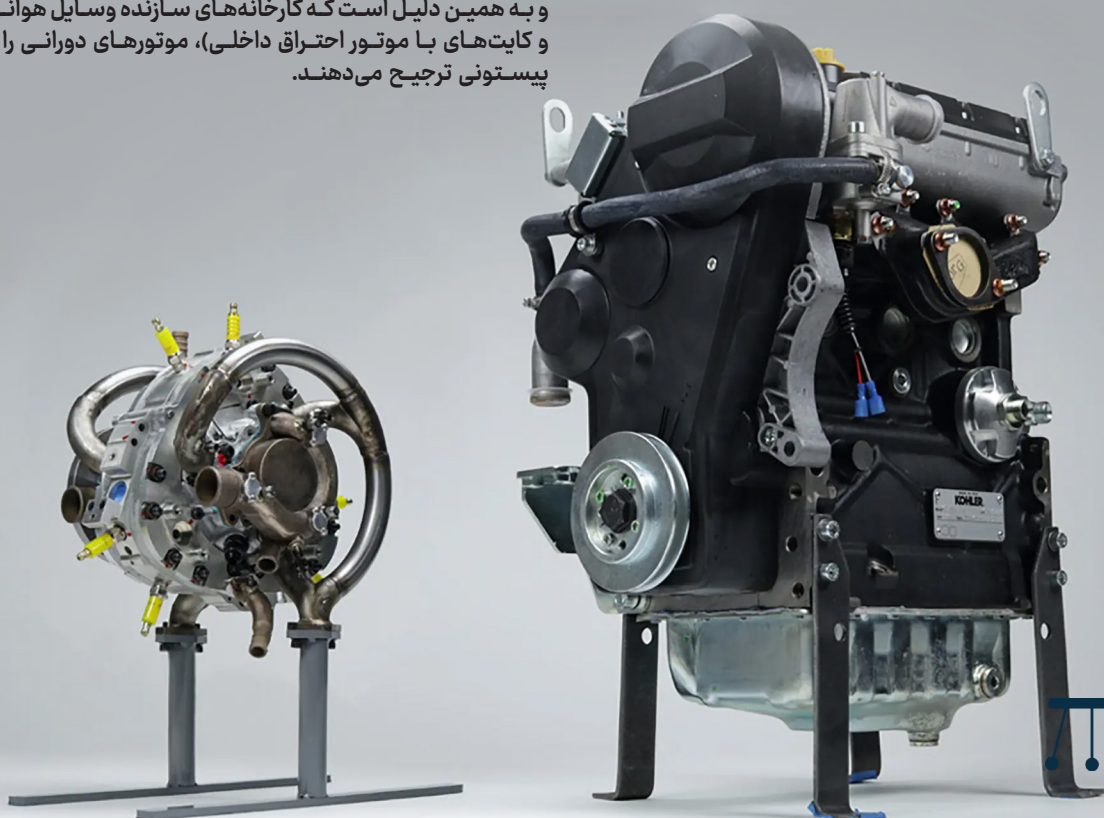
۲) محفظه سیلندر: محفظه سیلندر تقریباً بیضی‌شکل است و شکل محفظه احتراق نیز به گونه‌ای طراحی شده که همواره سه لبه روتور در تماس با دیواره محفظه قرار گیرند و سه حجم آب‌بندی شده را بسازند. هر قسمت از این محفظه به یکی از چهار فرایند موتور (مکش، تراکم، احتراق، تخلیه) اختصاص دارد. پورت‌های مکش و تخلیه هر دو در دیواره محفظه تعبیه شده‌اند که هیچ‌گونه سوپاپی برای این پورت‌ها وجود ندارد. پورت تخلیه مستقیماً به آگزوز خودرو راه دارد و پورت مکش به دریچه گاز. ۳) محور خروجی: محور خروجی دارای یک برآمدگی مدور (بادامک) است که نسبت به خط مرکزی محور، خروج از مرکز دارد. هر روتور روی یکی از این بادامک‌ها سوار خواهد شد. این بادامک همانند یک میل‌لنگ در موتورهای پیستونی عمل می‌کند. از آنجاکه این بادامک‌ها دارای یک خروج از مرکز هستند، نیروی وارد از طرف روتور به این بادامک‌ها گشتاوری در محور ایجاد می‌کند که باعث چرخیدن آن می‌گردد.

## نحوه استقرار اجزاء موتور وانکل:

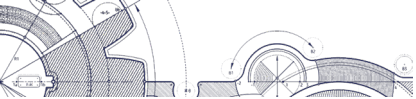
موتور دورانی به صورت لایه‌لایه مونتاژ می‌گردد. یک موتور دو روتور با پنج لایه اصلی تقسیم‌بندی می‌شود که با یک ردیف دایره‌ای از پیچ‌های بلند کنار هم نگه داشته شده‌اند. آب‌خنک کاری در مسیرهای دورن‌دور قطعات جریان دارد. لایه‌های اول و آخر دارای آب‌بندی و همچنین یاتاقان‌های مناسب جهت محور خروجی است و همچنین دو محفظه روتور را آب‌بندی می‌کنند. سطوح داخلی این قطعات بسیار صاف و هموار هستند که این خود به آب‌بندی روتور کمک می‌کند. روی هر یک از قطعات یک پورت ورودی تعبیه شده است. لایه بعدی محفظه بیضی‌شکلی است که قسمتی از محفظه کل روتور است و این لایه دارای پورت خروجی است. در مرکز هر روتور یک چرخ‌دنده داخلی بزرگ قرار دارد که حول یک چرخ‌دنده کوچک‌تر ثابت روی محفظه موتور می‌چرخد. این دو چرخ‌دنده مسیر حرکتی روتور را تعیین می‌کنند. همچنین روتور روی بادامک دایره‌ای شکل محور خروجی واقع شده و آن را به گردش در مزایای موتور وانکل در مقایسه با موتور پیستونی می‌آورد.

## مزایای موتور وانکل در مقایسه با موتور پیستون

۱) قطعات متحرک کمتر: موتورهای دورانی در مقایسه با موتورهای چهارزمانه پیستونی، قطعات متحرک کمتری دارند. یک موتور دورانی دو روتور، مجموعاً سه قطعه متحرک اصلی دارد: دو روتور و محور خروجی. این در حالی است که ساده‌ترین موتورهای پیستونی چهارسیلندر، حداقل ۴۰ قطعه متحرک دارد، مانند پیستون‌ها، شاتون‌ها، میل‌لنگ، میل بادامک، سوپاپ‌ها، فنر سوپاپ‌ها، اسبک‌ها، تسمه تایمینگ و... کم‌بودن قطعات متحرک می‌تواند دلیلی بر قابلیت اعتماد و اعتبار موتورهای دورانی باشد و به همین دلیل است که کارخانه‌های سازنده وسایل هوانوردی (هواپیما و کایت‌های با موتور احتراق داخلی)، موتورهای دورانی را به موتورهای پیستونی ترجیح می‌دهند.







اما در جریان نمایشگاه هوایی کیش، صنایع دفاعی کشورمان دو مدل موتور جدید از نوع وانکل به اسم صراط ۰۱ و صراط ۰۲ را به نمایش گذاشتند که مشخصات آن، سطح جدیدی از توان متخصصان کشورمان را نشان می‌داد. این دو مدل در توان‌ها و وزن‌های مختلف طراحی و ساخته شده‌اند. صراط ۰۱ ظرفیتی بالغ بر ۲۰۸ سی سی داشته و توان برون دهی آن ۳۵ اسب بخار است و میزان مصرف سوخت آن ۴۲۰ گرم در ساعت و وزن آن ۱۱ کیلو و ۳۰۰ گرم است. آنچه که مشخص است در مقایسه با موتورهای انگلیسی، نمونه‌های معرفی شده ایرانی در سطح همسانی با تولیدکنندگان برتر جهان قرار گرفته و صراط ۲ به‌عنوان یک موتور تماماً ایرانی، در بخش توان برون دهی و قدرت بر مبنای اسب بخار، از نمرات بهتری برخوردار است. اگرچه تجربه ثابت کرده که همواره در نمایشگاه‌ها و مراسمات مختلف کشورمان، نمونه‌هایی در معرض نمایش قرار می‌گیرند که به نسبت تولیدات جدید نیروهای مسلح، در رتبه‌های پایین‌تری قرار دارند، اما همین نمونه‌های سال‌های قبل نیز نشان می‌دهد در مباحث مربوط به پرنده‌های بدون سرنشین، کشورمان جای خود را در رتبه‌های برتر جهان محکم کرده و بهترین پهبادهای ایرانی. هم اکنون در حال نبرد با اشرار و تروریست‌های مجهز و حمایت شده در نقاط مرزی یا خط مقدم دفاع از جبهه مقاومت هستند.

(کارکرد نرم و بدون لرزش: موتور دورانی به دلیل تقارن خاص قطعات گردنده، دارای یک نوع بالانس داخلی است که هرگونه ارتعاش و لرزشی را از بین می‌برد. همچنین انتقال قدرت در موتورهای دورانی نرم‌تر است، زیرا هر احتراق در طول ۹۰ درجه چرخش روتور حاصل می‌شود و از آنجایی که چرخش محور خروجی سه برابر چرخش روتور است، پس هر احتراق در طول ۲۷۰ درجه چرخش محور خروجی حاصل می‌گردد.)

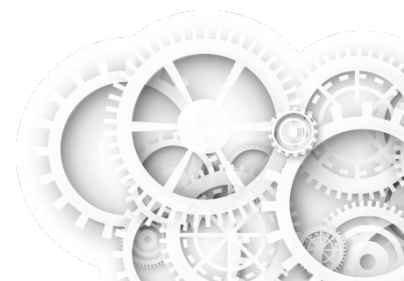
(۳ حرکت آهسته: از آنجاکه گردش روتور، یک سوم گردش محور خروجی آن است، قطعات اصلی موتور آهسته‌تر از قطعات موتورهای پیستونی حرکت می‌کنند که این موضوع قابلیت اطمینان به این موتور را بالا می‌برد و قطعات آن استهلاک کمتری خواهند داشت.)

کاربرد موتورهای وانکل:

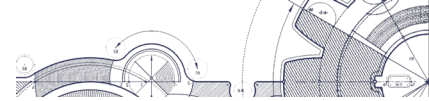
از جمله مصارف این موتور می‌توان در صنایع نظامی به‌عنوان پیش‌رانه وسایل پرنده سبک و همچنین در موارد متعددی صنایع خودرو فقط در مزدا (مدل‌های RX۸ و RX۷) و بنز C۱۱۱ کانسپت نام برد. شرکت مزدا در تولید و توسعه خودروهایی که از موتور دورانی استفاده می‌کنند، سابقه طولانی دارد. مزدا RX-۷ که در ۱۹۷۸ به بازار خودرو آمد، موفق‌ترین خودرو با موتور دورانی بوده است، ولی قبل از آن خودروها، کامیون‌ها و حتی اتوبوس‌هایی با موتور دورانی تولید شده بودند. سرآغاز آنها نیز Cosmo Sport در ۱۹۶۷ بود. آخرین سالی که YRX- در آمریکا فروخته شد، سال ۱۹۹۵ بود، ولی پیش‌بینی می‌گردد که موتورهای دورانی در آینده‌ای نزدیک به بازار خودرو بازگردند. مزدا RX-۸ خودرو جدیدی از شرکت مزدا است که یک موتور دورانی جدید و برتر به نام رنه سیس را عرضه کرده است. این موتور که موتور بین‌المللی سال ۲۰۰۳ نامیده شد، به‌صورت طبیعی مکش دارد و یک موتور دو روتور است که قدرت آن ۲۵۰ اسب بخار است.

از شاهد تا صراط؛ مسیر جدید ایرانی در موتورهای وانکل:

جمهوری اسلامی ایران در سال ۱۳۸۶ برای اولین بار خط تولید موتورهای وانکل خود را راه‌اندازی کرده است؛ ولی نمونه پهباد هرمس ۴۵۰ با موتور انگلیسی آن از سال ۱۹۹۴ عملیاتی است. اصولاً کشور انگلستان یکی از پیشروهای اصلی در این صنعت به حساب آمده و دهه‌ها سال سابقه فعالیت در این حوزه را دارد؛ اما ایران با حدود ۱۰ سال سابقه در این بخش توانسته است فاصله خود با بزرگان در این بخش را بسیار کم کرده و در برخی بخش‌ها نیز از آنها سبقت بگیرد و با بررسی نمونه‌های جدید می‌توان با اطمینان خاطر از کیفیت و جایگاه بالای موتورهای ایرانی پهبادهای کشورمان سخن گفت. در سال‌های قبل، سپاه پاسداران اجازه انتشار مشخصات دو مدل از موتورهای وانکل خود با اسم‌های شاهد ۷۸۳ و شاهد ۷۸۸ را داده بود تا نشانه‌ای از روند روبه‌رشد این بخش در سپاه باشد. موتور شاهد ۷۸۳ موتوری با وزن ۱۲٫۸ کیلوگرم است و ظرفیت آن ۲۰۸ سی سی است. توان برون‌دهی این موتور ۳۸ اسب بخار است. موتور شاهد ۷۸۸ یک موتور وانکل به وزن ۱۵٫۵ کیلوگرم است که ظرفیت آن ۲۹۴ سی سی بوده و توان برون‌دهی آن ۵۰ اسب بخار است.







## معرفی مبدل‌های حرارتی:

مبدل حرارتی وسیله‌ای است که برای انتقال انرژی حرارتی بین دو یا چند سیال، بین یک سطح جامد و یک سیال یا بین ذرات جامد و یک سیال در دماهای مختلف و در تماس حرارتی استفاده می‌شود. در مبدل‌های حرارتی، معمولاً هیچ گونه اندرکنش خارجی کار و گرما وجود ندارد. سیال عامل مورد استفاده در مبدل‌های حرارتی ممکن است به صورت یک مخلوط یا ترکیبات تک جزئی باشد. کاربردهای معمول مبدل‌های حرارتی شامل گرم کردن یا خنک کردن یک جریان سیال مورد نظر، تبخیر یا چگالش جریان سیال تک یا چند جزئی و بازیابی گرما یا دفع حرارت از یک سیستم می‌باشد. در کاربردهای دیگر از مبدل‌های حرارتی، هدف ممکن است استریلیزه کردن، پاستوریزه کردن، تجزیه کردن، تقطیر، تغلیظ، کریستالیزه کردن یا هدف کنترل سیال در یک فرآیند باشد [۱،۲]. به صورت کلی از مبدل‌های حرارتی می‌توان در صنایع متعددی همچون نیروگاه‌های تولید توان، فرآیندهای شیمیایی، صنایع غذایی، الکترونیک، مهندسی محیط زیست، بازیابی حرارت تلف

## مبدل‌های حرارتی

با نگاهی تخصصی به  
مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله

محسن جهان بخش آب‌کناری،

دانشجوی کارشناسی ارشد  
تبدیل انرژی دانشگاه  
امام خمینی قزوین

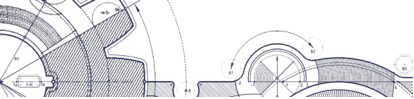


شده، صنایع تولیدی، تهویه مطبوع، صنایع مرتبط با تبرید و کاربردهای فضایی استفاده نمود [۳]. در برخی مبدل‌های حرارتی، سیال مبادله کننده حرارت در تماس مستقیم قرار دارد؛ در صورتی که در بیشتر مبدل‌های حرارتی، انتقال حرارت بین سیال‌های عامل از طریق یک دیواره جداکننده یا به داخل و یا به خارج از دیواره به صورت گذرا انجام می‌شود. در اکثر مبدل‌های حرارتی، سیال‌های عامل توسط یک سطح انتقال دهنده حرارت از هم جدا می‌شوند و در حالت ایده‌آل با هم مخلوط نمی‌شوند. مبدل‌های حرارتی که انتقال حرارت در آن‌ها به صورت مستقیم صورت می‌پذیرد، اصطلاحاً مبدل‌های نوع انتقال مستقیم یا رکوپراتور نامیده می‌شوند. در مقابل، مبدل‌هایی که در آنها تبادل حرارت به صورت متناوب بین سیال سرد و گرم از طریق ذخیره‌سازی انرژی حرارتی و دفع آن از طریق سطح مبدل یا ماتریس انجام می‌شود، به عنوان مبدل حرارتی نوع انتقال غیرمستقیم یا نوع ذخیره‌سازی با بازیاب حرارتی نامیده می‌شوند [۱،۲]. به طور کلی، اگر سیال‌های عامل موجود در مبدل حرارتی غیر قابل اختلاط باشند، دیواره جداکننده ممکن است حذف شود و سطح مشترک بین سیال‌های عامل جایگزین سطح انتقال حرارت می‌شود. در برخی مبدل‌ها معمولاً به دلیل اختلاف فشار و چرخش ماتریس یا سوئیچینگ شیرآلات، نشت سیال از یک جریان سیال به جریان دیگر وجود دارد. نمونه‌های رایج مبدل‌های حرارتی شامل مبدل‌های پوسته-لوله، رادیاتور خودرو، کندانسور، اواپراتور، پیش گرمکن هوا و برج‌های خنک کننده می‌باشد. اگر تغییر فازی در هیچ یک از سیال‌های عامل موجود در مبدل اتفاق نیفتد، گاهی اوقات به آن مبدل حرارتی، مبدل حرارتی محسوس نیز گفته می‌شود. ممکن است منابع انرژی حرارتی داخلی در مبدل‌ها همانند گرمکن‌های الکتریکی و عناصر سوخت هسته‌ای وجود داشته باشد. احتراق و واکنش شیمیایی ممکن است در داخل مبدل‌هایی مانند بویلرها، گرمکن‌های آتشی و مبدل‌های بستر سیال رخ بدهد [۲].

مبدل‌های حرارتی متشکل از عناصر مبادله کننده حرارت همچون هسته یا ماتریس که حاوی سطوح انتقال دهنده حرارت بوده و شامل عناصر توزیع کننده سیال همچون هدرها، منیفولدها، مخازن، نازل‌ها یا لوله‌های ورودی و خروجی و آب بندها می‌باشند. معمولاً هیچ بخش متحرکی در مبدل‌های حرارتی وجود ندارد؛ اما استثنائاتی وجود دارد؛ مانند بازیاب دوار که در آن ماتریس به طور مکانیکی رانده می‌شود تا با سرعت طراحی مورد نظر بچرخد. همچنین مخازن همزن و راکتورهای مخازن همزن نیز دارای بخش متحرک می‌باشند [۱،۲].

در مبدل‌های حرارتی، سطح انتقال حرارت، سطحی از هسته مبدل است که در تماس مستقیم با سیال‌های عامل قرار دارد و گرما از طریق آن به صورت رسانش انتقال می‌یابد. به بخشی از سطح که در تماس مستقیم با هر دو سیال‌های گرم و سرد می‌باشد و انتقال حرارت بین آن‌ها صورت می‌گیرد، سطح اولیه یا مستقیم گفته می‌شود. برای افزایش سطح انتقال حرارت، زائده‌هایی که به عنوان پره شناخته می‌شوند، ممکن است به طور دقیق به سطح اولیه متصل شوند تا سطح گسترده، ثانویه یا غیرمستقیم را فراهم کنند. بنابراین، افزودن پره‌ها، مقاومت حرارتی آن طرف که پره‌ها نصب شده‌اند را کاهش می‌دهد و در نتیجه انتقال حرارت خالص از سطح یا انتقال حرارت خالص به سطح را برای یک اختلاف دما یکسان افزایش می‌دهند. همچنین، گرما از طریق پره‌ها به صورت رسانش منتقل می‌شود و بسته به اینکه پره در حال سرد شدن باشد یا گرم شدن، حرارت از پره به سیال اطراف و یا بالعکس منتقل می‌شود [۱،۲].





مبادل های حرارتی در فرآیندهای صنعتی، فرآیندهای تولید توان، صنعت نفت و پتروشیمی، صنعت حمل و نقل، تهویه مطبوع، تبرید، کرایوژنیک، بازیابی حرارت، سوخت های جایگزین و صنایع تولیدی مورد استفاده قرار می گیرند. همچنین مبادل های حرارتی به عنوان اجزای اصلی بسیاری از محصولات صنعتی موجود در بازار تلقی می شوند [۲، ۳].

در صنعت تولید توان از انواع بویلرهای فسیلی، ژنراتورهای بخار هسته ای، کندانسورهای بخار، بازیاب ها و برج های خنک کننده استفاده می شود. در صنعت فرآیند، مبادل های حرارتی جریان دو فاز برای تبخیر، چگالش و انجماد و به عنوان بستر سیال با واکنش های کاتالیزوری استفاده می شود. در صنایع تهویه مطبوع و تبرید به تعداد زیادی کندانسور و اواپراتور به عنوان مبادل حرارتی نیاز می باشد [۳]. پیشرفت های قابل توجهی در کاربرد مبادل های حرارتی صورت گرفته است. یکی از مراحل اصلی در توسعه اولیه بویلرها، معرفی بویلرهای لوله آب بود. تقاضا برای موتورهای قدرتمندتر نیاز به بویلرهایی را ایجاد کرد که در فشارهای بالاتر کار می کردند و در نتیجه، بویلرهای جداگانه بزرگ تر و بزرگ تر ساخته شدند. واحدهای بویلر مورد استفاده در نیروگاه های مدرن برای فشار بخار بالای ۸۰ بار شامل لوله های دیواری آب کوره، سوپرهیترها و لوازم جانبی بازیابی حرارت مانند اکونومایزرها و گرم کن های هوا می باشد. توسعه بویلرهای مدرن و کندانسورهای کارآمدتر برای صنعت تولید توان نقطه عطفی بزرگ در مهندسی محسوب می شود. در صنعت فرآیند، مهندسان به طراحی تجهیزاتی برای تبخیر مایعات می پردازند. در صنایع شیمیایی، وظیفه اواپراتور، تبخیر مایع (بخارساز) یا غلیظ کردن محلول با تبخیر بخشی از حلال است. همچنین ممکن است از بخارسازها در فرآیند کریستالیزاسیون نیز استفاده شود [۳].

مبادل های حرارتی پوسته-لوله مطابق با استانداردهای پرکاربرد انجمن سازندگان مبادل لوله ای (TEMA)، استانداردهای DIN و سایر استانداردها در اروپا و جاهای دیگر، کدهای دیگ بخار و مخازن تحت فشار ASME طبقه بندی و ساخته می شوند. TEMA یک سیستم نشانه گذاری برای تعیین انواع اصلی مبادل های پوسته-لوله ایجاد کرده است. در این سیستم، هر مبادل با یک ترکیب سه حرفی مشخص می-شود که حرف اول مشخص کننده نوع سرانتهایی جلویی، حرف دوم بیانگر نوع پوسته و حرف سوم بیانگر نوع سرانتهایی عقبی مبادل می باشد. توضیحات مربوط به نامگذاری انواع مبادل های پوسته-لوله در شکل ۳ نشان داده شده است. برخی از مبادل های پوسته-لوله رایج عبارتند از: AEW، BEU، BES، AES، AEP، CFU، AKT، [۱، ۲]. باید تاکید کرد که انواع ویژه دیگری از مبادل های پوسته-لوله به صورت تجاری موجود هستند که دارای نوع سرهای انتهایی جلویی و عقبی متفاوتی نسبت به آنچه در شکل ۳ نشان داده شده است، می باشند. این مبادل ها ممکن است بر اساس سیستم نشانه گذاری TEMA نیز حتی قابل شناسایی نباشند [۲]. سه نوع رایج از مبادل های پوسته-لوله عبارتند از: طرح لوله ثابت، طرح لوله های U شکل و نوع سر شناور. در همه سه نوع مبادل های پوسته-لوله فوق، سرانتهایی جلویی مبادل ثابت است؛ در حالی که سرانتهایی عقبی آن بسته به تنش های حرارتی وارد به پوسته، لوله یا صفحه لوله به دلیل تفاوت دما در نتیجه انتقال حرارت، می تواند ثابت یا شناور باشد [۱، ۲]. در یک مبادل حرارتی پوسته-لوله با ورق های لوله ثابت، پوسته به ورق های لوله جوش داده می شود و هیچ دسترسی به قسمت بیرونی مجموعه لوله ها برای تمیز کردن وجود ندارد؛ اما تمیز کردن خود لوله ها در این طرح آسان است. مبادل حرارتی با طرح لوله های U شکل، کم هزینه ترین مبادل پوسته-لوله از لحاظ هزینه های ساخت و تولیدی تلقی می شود. در این طرح، پاکسازی و تمیز کردن طرف لوله ها به دلیل وجود خمش های U شکل با استفاده از وسایل مکانیکی امکان پذیر نمی باشد [۳].

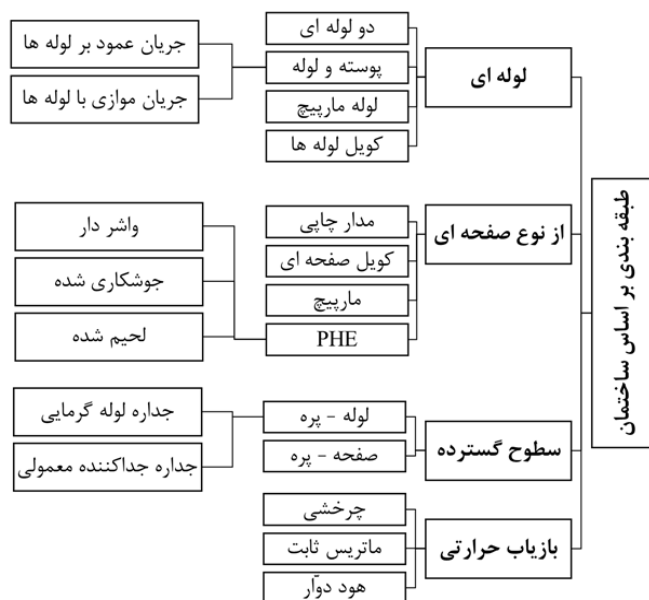
مبادل های پوسته-لوله مطابق با سه استاندارد مکانیکی مختلف ساخته می شوند که طراحی، ساخت و مواد مبادل های حرارتی پوسته-لوله را مشخص می کند. کلاس R برای نیازهای کلی صنعت نفت و کاربردهای فرآیندی مرتبط در نظر گرفته می شود؛ در صورتی که کلاس C، برای الزامات متوسط برای کاربردهای تجاری و فرآیندهای عمومی تلقی می شود و کلاس B برای خدمات فرآیندهای شیمیایی در نظر گرفته شده است [۱، ۲]. مبادل ها به گونه ای ساخته می شوند که با کد قابل اجرای دیگ بخار و مخزن تحت فشار ASME، بخش VIII (۱۹۹۸) و سایر کدها و استانداردهای مربوطه مطابقت داشته باشند. لازم به ذکر است که استاندارد TEMA کد ASME را برای کاربردهای مبادل حرارتی تکمیل و تعریف می کند. استانداردهای TEMA، تیرانس های تولید برای کلاس های مکانیکی مختلف، محدوده اندازه های لوله و گام های آن، صفحات بافل و نگهدارنده، طبقه بندی فشار، فرمول های ضخامت ورق لوله و غیره را مشخص می کند [۲]. در ادامه، اجزای اصلی مبادل های پوسته-لوله به اختصار توضیح داده می شود.

مبادل های حرارتی در فرآیندهای صنعتی، فرآیندهای تولید توان، صنعت نفت و پتروشیمی، صنعت حمل و نقل، تهویه مطبوع، تبرید، کرایوژنیک، بازیابی حرارت، سوخت های جایگزین و صنایع تولیدی مورد استفاده قرار می گیرند. همچنین مبادل های حرارتی به عنوان اجزای اصلی بسیاری از محصولات صنعتی موجود در بازار تلقی می شوند [۲، ۳].

در صنعت تولید توان از انواع بویلرهای فسیلی، ژنراتورهای بخار هسته ای، کندانسورهای بخار، بازیاب ها و برج های خنک کننده استفاده می شود. در صنعت فرآیند، مبادل های حرارتی جریان دو فاز برای تبخیر، چگالش و انجماد و به عنوان بستر سیال با واکنش های کاتالیزوری استفاده می شود. در صنایع تهویه مطبوع و تبرید به تعداد زیادی کندانسور و اواپراتور به عنوان مبادل حرارتی نیاز می باشد [۳]. پیشرفت های قابل توجهی در کاربرد مبادل های حرارتی صورت گرفته است. یکی از مراحل اصلی در توسعه اولیه بویلرها، معرفی بویلرهای لوله آب بود. تقاضا برای موتورهای قدرتمندتر نیاز به بویلرهایی را ایجاد کرد که در فشارهای بالاتر کار می کردند و در نتیجه، بویلرهای جداگانه بزرگ تر و بزرگ تر ساخته شدند. واحدهای بویلر مورد استفاده در نیروگاه های مدرن برای فشار بخار بالای ۸۰ بار شامل لوله های دیواری آب کوره، سوپرهیترها و لوازم جانبی بازیابی حرارت مانند اکونومایزرها و گرم کن های هوا می باشد. توسعه بویلرهای مدرن و کندانسورهای کارآمدتر برای صنعت تولید توان نقطه عطفی بزرگ در مهندسی محسوب می شود. در صنعت فرآیند، مهندسان به طراحی تجهیزاتی برای تبخیر مایعات می پردازند. در صنایع شیمیایی، وظیفه اواپراتور، تبخیر مایع (بخارساز) یا غلیظ کردن محلول با تبخیر بخشی از حلال است. همچنین ممکن است از بخارسازها در فرآیند کریستالیزاسیون نیز استفاده شود [۳].

#### تقسیم بندی مبادل های حرارتی:

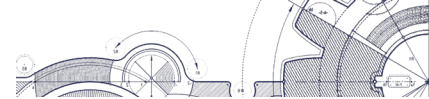
مبادل های حرارتی را می توان به روش های مختلفی همچون فرآیند انتقال، تعداد سیال های عامل، تراکم سطح، ساختمان مبادل، آرایش جریان سیال، مکانیزم های انتقال حرارت و عملکرد فرآیند طبقه بندی نمود. روش دیگر برای طبقه بندی مبادل های حرارتی بر اساس نوع سیال مورد استفاده در مبادل می باشد که بر این اساس مبادل های حرارتی به انواع گاز-گاز، مایع-مایع، مایع-گاز، گاز دو فاز، مایع دو فاز و غیره تقسیم بندی می شوند [۲]. بر اساس ساختمان، مبادل های حرارتی به انواع مختلفی مطابق با شکل ۱ تقسیم بندی می شوند که یکی از این انواع، مبادل های حرارتی پوسته لوله می باشد که در ادامه قصد داریم به معرفی جامع این مبادل حرارتی پرکاربرد بپردازیم.



شکل ۱: طبقه بندی مبادل های حرارتی بر اساس ساختمان [۱، ۲]

مبادل های پوسته-لوله :  
این مبادل که در شکل شماره ۲ نشان داده شده است، عموماً از یک دسته لوله های گرد ساخته شده اند که در یک پوسته استوانه ای بزرگ با محوری





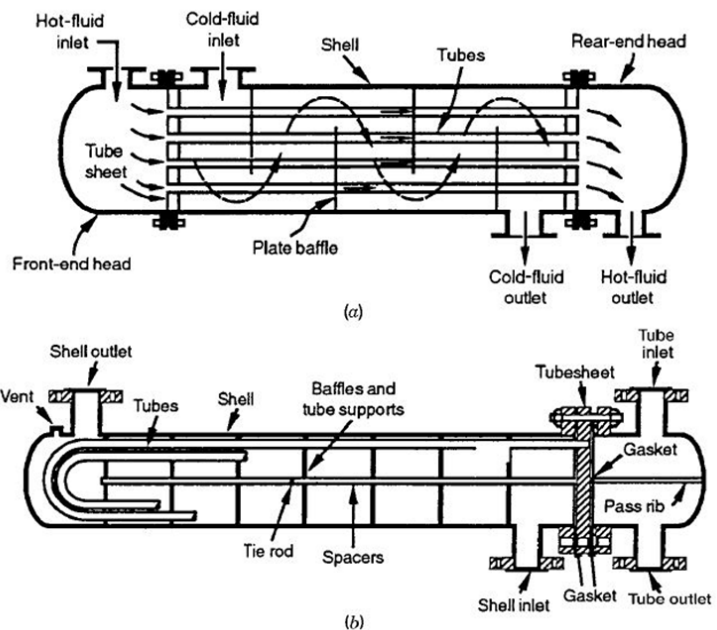
| Front End Stationary Head Types                               | Shell Types                                      | Rear End Head Types                               |
|---------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------|---------------------------------------------------|
| A<br><br>Channel and Removable Cover                          | E<br><br>One Pass Shell                          | L<br><br>Fixed Tubesheet Like "A" Stationary Head |
| B<br><br>Bonnet (Integral Cover)                              | F<br><br>Two Pass Shell with Longitudinal Baffle | M<br><br>Fixed Tubesheet Like "B" Stationary Head |
| C<br><br>Channel Integral with Tube-Sheet and Removable Cover | G<br><br>Split Flow                              | N<br><br>Fixed Tubesheet Like "N" Stationary Head |
| N<br><br>Channel Integral with Tube-Sheet and Removable Cover | H<br><br>Double Split Flow                       | P<br><br>Outside Packed Floating Head             |
| D<br><br>Special High Pressure Closure                        | J<br><br>Divided Flow                            | S<br><br>Floating Head with Backing Device        |
|                                                               | K<br><br>Kettle Type Reboiler                    | T<br><br>Pull Through Floating Head               |
|                                                               | X<br><br>Cross Flow                              | U<br><br>U-Tube Bundle                            |
|                                                               |                                                  | W<br><br>Externally Sealed Floating Tubesheet     |

شکل ۳: نحوه نامگذاری مبدل‌های حرارتی پوسته-لوله در استاندارد TEMA [۱، ۲]

به یکدیگر جوش داده می‌شوند. هفت نوع پیکربندی متفاوت پوسته که مطابق با استاندارد TEMA (۱۹۹۹)، استاندارد شده است عبارتند از: E، F، G، H، J، K و X که در شکل ۳ نشان داده شده‌اند. پوسته E به دلیل هزینه کم و سادگی، رایج ترین نوع پوسته تلقی می‌شود که دارای بالاترین ضریب تصحیح اختلاف دمای میانگین لگاریتمی می‌باشد. اگرچه لوله‌ها ممکن است دارای یک یا چند گذرگاه باشند، اما یک گذرگاه در سمت پوسته وجود دارد. برای افزایش اختلاف دمای متوسط و در نتیجه افزایش کارایی مبدل، یک آرایش جریان متقابل خالص برای یک مبدل دو لوله ای مطلوب می‌باشد. این امر با استفاده از یک پوسته از نوع F که دارای یک بافل طولی می‌باشد، قابل استحصال بوده که این موضوع، منجر به ایجاد دو گذرگاه در پوسته می‌شود. پوسته‌های تقسیم کننده و انشعاب دهنده جریان، مانند پوسته های G، H و J، برای کاربردهای خاص مانند بویلر ترموسیفون، کندانسور و افت فشار پایین در سمت پوسته استفاده می‌شوند. پوسته K یک دیگ بخار است که برای کاربردهای جوشش استخری استفاده می‌شود. پوسته X یک مبدل جریان متقاطع است و برای افت فشار کم در سمت پوسته و یا برای حذف امکان ارتعاشات القایی ناشی از جریان استفاده می‌شود [۲].

درگاه‌های ورودی و خروجی برای سیال‌های عامل موجود در مبدل پوسته-لوله که به آن‌ها اصطلاحاً نازل گفته می‌شود، لوله‌هایی با مقطع ثابت هستند که به پوسته و کانال‌ها جوش داده می‌شوند. از این نازل‌ها برای توزیع یا جمع آوری مایع به طور یکنواخت در دو طرف پوسته و لوله استفاده می‌شود. توجه داشته باشید که این نازل‌ها در مبدل حرارتی پوسته-لوله با نازل مورد استفاده به عنوان یک دستگاه اندازه‌گیری سیال یا نازل‌های موجود در موتورهای جت که دارای یک منطقه جریان متغیر هستند، متفاوت می‌باشند [۲].

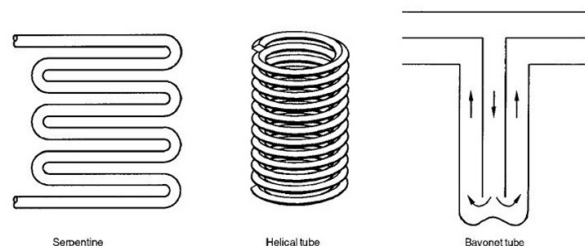
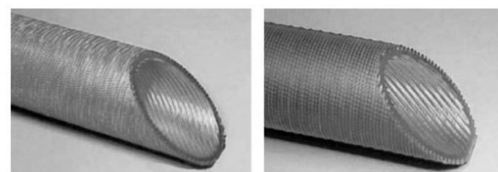
هدرهای انتهایی جلویی و عقبی مبدل برای ورود و خروج سیال از لوله استفاده می‌شود. در بسیاری از هدرهای انتهایی عقبی، تمهیداتی برای مراقبت از انبساط حرارتی لوله در نظر گرفته می‌شود. هدر انتهایی جلویی به صورت کلی ثابت است، در حالی که هدر انتهایی عقبی بسته به تنش‌های حرارتی بین لوله‌ها و پوسته می‌تواند ثابت یا شناور باشد که در حالت ثابت خود، اجازه و امکان انبساط حرارتی لوله وجود ندارد. معیارهای اصلی برای انتخاب هدر انتهایی جلویی شامل هزینه، نگهداری و بازرسی، خطرات ناشی از اختلاط سیال‌های عامل موجود در پوسته و لوله و نشست سیال به فشارهای محیطی و کاری می‌باشد. معیارهای اصلی برای انتخاب هدر انتهایی عقبی شامل تنش‌های حرارتی مجاز، پیش‌بینی یا فراهم کردن امکان حذف دسته لوله‌ها برای تمیز کردن پوسته، جلوگیری از اختلاط سیال‌های عامل موجود در لوله و پوسته و آب‌بندی هرگونه مسیر ناشی برای سیال موجود در پوسته به محیط می‌باشد [۲].



شکل ۲: (الف) مبدل پوسته-لوله با یک پاس پوسته و یک پاس لوله (ب) مبدل پوسته-لوله با یک پاس پوسته و دو پاس لوله [۲]

لوله‌های گرد در اشکال مختلف در مبدل‌های پوسته-لوله استفاده می‌شوند. متداول‌ترین دسته‌های لوله‌ای، لوله‌های مستقیم و U شکل می‌باشند که در مبدل‌های صنعت فرایند و تولید توان استفاده می‌شوند. با این حال، اشکالی همچون خم موج سینوسی، [شکل L، شکل K، شکل M] در مبدل‌های هسته‌ای پیشرفته برای انبساط حرارتی زیاد لوله‌ها استفاده می‌شوند. برخی از هندسه‌های لوله‌ای مورد استفاده در مبدل‌های پوسته-لوله در شکل E نشان داده شده است. سرپانتین، مارپیچ و سرریزه ای دیگر اشکال لوله هستند که در مبدل‌های پوسته-لوله استفاده می‌شوند. این اشکال نیز در شکل E نشان داده شده‌اند [۲].

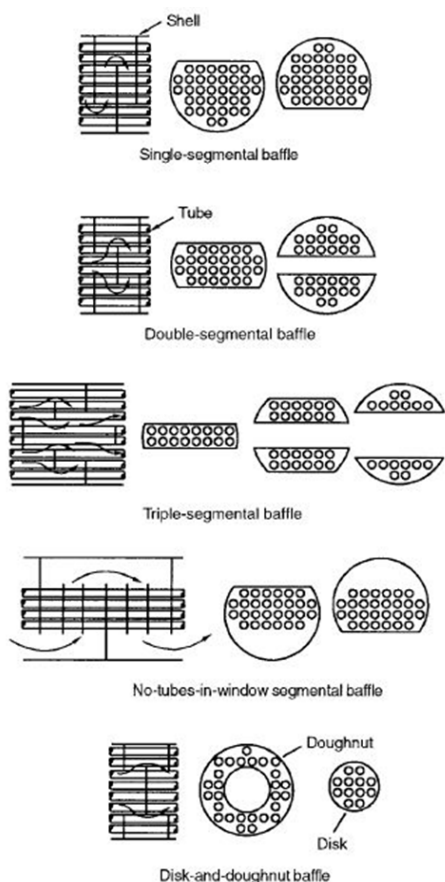
در بیشتر کاربردها، لوله‌ها دارای جداره منفرد می‌باشند؛ اما هنگام کار با مایعات رادیواکتیو یا سمی و آب آشامیدنی، از لوله دو جداره استفاده می‌شود. در بیشتر کاربردها، لوله‌ها بدون پوشش و سطوح گسترده می‌باشند؛ اما وقتی از گاز یا مایعی با ضریب انتقال حرارت کم در سمت پوسته استفاده می‌شود، از پره‌های کم ارتفاع در سمت پوسته استفاده می‌شود. از لحاظ فرایند ساخت، لوله‌ها کشیده، اکستروژن یا جوش داده می‌شوند و بسته به کاربرد از فلزات، پلاستیک و سرامیک ساخته می‌شوند [۲].



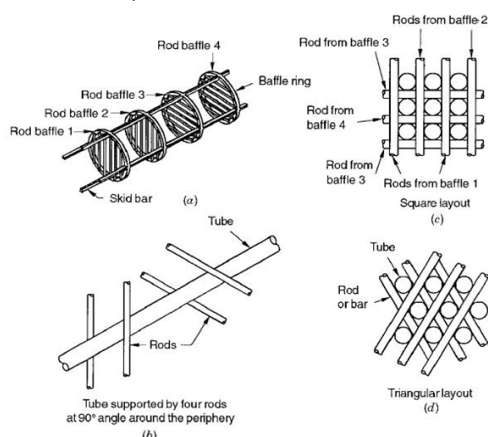
شکل ۴: اشکال مختلف و مرسوم لوله‌های موجود در مبدل حرارتی پوسته-لوله [۲]

پوسته مبدل، ظرف یا مخزن برای سیال پوسته محسوب می‌شود و معمولاً استوانه‌ای شکل با مقطع دایره‌ای است؛ اگرچه پوسته‌هایی با اشکال مختلف در کاربردهای خاص و در مبدل‌های حرارتی هسته‌ای برای مطابقت با شکل دسته لوله‌ها استفاده می‌شوند. اگر قطر پوسته کمتر از حدود  $m \times 0.6$  باشد، پوسته از یک لوله دایره‌ای ساخته می‌شود و اگر قطر پوسته بیشتر از  $m \times 0.6$  باشد، پوسته از یک صفحه فلزی نورد شده استفاده می‌شود که به صورت طولی، این صفحات

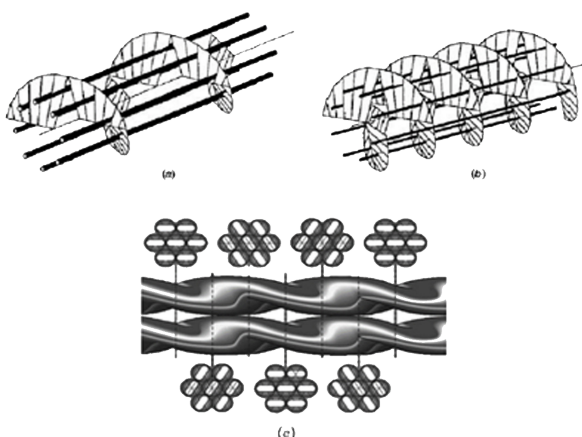




شکل ۵: انواع مختلف بافل‌های صفحه‌ای در مبدل‌های پوسته-لوله [۲]



شکل ۶: (الف) چهار بافل میله‌ای که توسط میله‌های لغزنده نگه داشته شده‌اند (هیچ لوله‌ای نشان داده نشده است) (ب) لوله در یک بافل میله‌ای مبدل که توسط چهار میله پشتیبانی می‌شود. (ج) طرح مربعی لوله همراه با میله‌ها (د) طرح مثلثی لوله همراه با میله‌ها [۲]



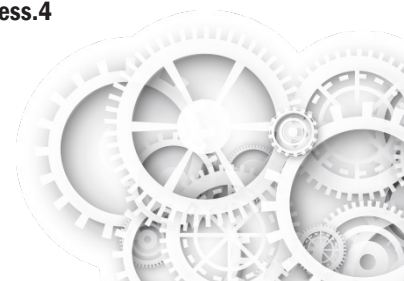
شکل ۷: (الف) مبدل پوسته-لوله با بافل مارپیچ منفرد. (ب) مبدل پوسته-لوله با بافل مارپیچ دوگانه (ج) دسته لوله پیچ خورده برای مبدل حرارتی پوسته-لوله [۲]

بافل‌ها را می‌توان به دو نوع عرضی و طولی طبقه بندی کرد. هدف از بافل‌های طولی، کنترل جهت جریان کلی سیال داخل پوسته می‌باشد؛ به طوری که آرایش جریان کلی مطلوب دو جریان سیال حاصل شود. به عنوان مثال، پوسته‌های مبدل از نوع F، G و H دارای بافل‌های طولی می‌باشند. بافل‌های عرضی، خود به دو نوع بافل‌های صفحه‌ای و بافل‌های شبکه‌ای (میله‌ای، نواری و سایر جریان محوری) طبقه بندی می‌شوند. بافل‌های صفحه‌ای برای حمایت از لوله‌ها در هنگام مونتاژ و کارکرد و برای هدایت سیال در دسته لوله‌ها تحت زوایای تقریباً قائم نسبت به لوله‌ها برای دستیابی به ضرایب انتقال حرارت بالاتر استفاده می‌شود. بافل‌های صفحه‌ای، تلاطم یا آشفتگی سیال موجود در پوسته را افزایش می‌دهد و اختلاف دمای لوله به لوله و تنش‌های حرارتی ناشی از جریان متقاطع را به حداقل می‌رساند. در شکل ۵، انواع بافل‌های صفحه‌ای همچون بافل‌های تک و چند قطعه‌ای، بافل‌های دیسکی و دونات نشان داده شده است. بافل‌های تک و دو بخشی به دلیل توانایی آن‌ها در کمک به حداکثر رساندن انتقال حرارت به دلیل ضریب انتقال حرارت بالای پوسته برای افت فشار معین در حداقل نیاز به فضا، بیشتر مورد استفاده قرار می‌گیرد. بافل‌های سه گانه و بدون لوله چند بخشی برای کاربردهای افت فشار کم استفاده می‌شوند. انتخاب نوع بافل، فاصله و برش آنها بر اساس پارامترهای مختلفی همچون نرخ جریان، نرخ انتقال حرارت مطلوب، افت فشار مجاز، پشتیبانی لوله و ارتعاشات القایی ناشی از جریان تعیین می‌شود. بافل‌های دیسکی و دونات یا صفحات پشتیبانی عمده‌تر در مبدل‌های حرارتی هسته‌ای استفاده می‌شوند. این بافل‌ها برای مبدل‌های هسته‌ای دارای سوراخ‌های کوچکی بین سوراخ‌های لوله هستند تا ترکیبی از جریان متقاطع و جریان طولی را برای افت فشار کم تر در سمت پوسته ایجاد کنند. این جریان ترکیبی منجر به ضریب انتقال حرارت کمی بالاتر از ضریب انتقال حرارت برای جریان طولی خالص می‌شود و اختلاف دمای لوله به لوله را به حداقل می‌رساند. بافل‌های میله‌ای، رایج ترین نوع بافل شبکه‌ای است که برای حمایت از لوله‌ها و افزایش تلاطم سیال موجود در پوسته استفاده می‌شود. این نوع بافل‌ها در شکل ۶ نشان داده شده است. جریان در یک مبدل حرارتی با بافل میله‌ای موازی با لوله‌ها است و ارتعاشات القایی ناشی از جریان عملاً توسط پشتیبانی بافل لوله‌ها از بین می‌رود. یکی از جایگزین‌های مبدل حرارتی با بافل میله‌ای، استفاده از لوله‌های پیچ خورده است. لوله‌های پیچ خورده باعث ایجاد استحکام می‌شوند و ارتعاشات القایی ناشی از جریان را در لوله‌ها از بین می‌برند. همچنین لوله‌های پیچ خورده می‌توانند به راحتی در سمت پوسته به وسیله هیدروجت و داخل لوله‌ها تمیز شوند. یک مبدل پوسته-لوله با بافل مارپیچی دارای مزایایی همچون افت فشار کم تر در سمت پوسته در حالی که ضریب انتقال حرارت بالای یک مبدل چند بخشی را حفظ کرده، کاهش جریان‌های ناشی، حذف نقاط مرده و نواحی گردش مجدد و در نتیجه کاهش ایجاد رسوب می‌باشد. در شکل ۷، تصویری از لوله‌های پیچ خورده و بافل‌های مارپیچ در مبدل‌های پوسته-لوله نشان داده شده است. لازم به ذکر است که هر مبدل پوسته-لوله دارای بافل‌های عرضی است؛ به جز پوسته‌های مبدل از نوع X و K که دارای صفحات نگهدارنده هستند؛ زیرا تنها هدف این بافل‌های عرضی پشتیبانی از لوله‌ها می‌باشد [۲].

از صفحات لوله‌ای برای نگه داشتن لوله‌ها در انتها استفاده می‌شود. صفحات لوله‌ای معمولاً یک صفحه فلزی گرد است که سوراخ‌هایی برای الگوی لوله مورد نظر، سوراخ‌هایی برای میله‌های اتصال که برای ایجاد فاصله و نگه داشتن بافل‌های صفحه استفاده می‌شوند، شیرهای برای واشرها و سوراخ‌های پیچ برای فلنج زدن به پوسته و کانال بر روی این صفحه فلزی دریل می‌شود. برای جلوگیری از نشتی سیال داخل پوسته از طریق لقی بین سوراخ لوله و خود لوله، اتصالات لوله به صفحات لوله‌ای با روش‌های زیادی مانند انبساط لوله‌ها، نورد لوله‌ها، انبساط هیدرولیکی لوله‌ها، جوشکاری انفجاری لوله‌ها، پر کردن اتصالات، جوش کاری یا لحیم کاری لوله‌ها به صفحات لوله‌ای انجام می‌گیرد [۲].

## منابع:

1. Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., & Cho, Y. I. (1998). Handbook of Heat Transfer. McGraw-Hill.
2. Shah, R. K., & Sekulić D. P. (2012). Fundamentals of heat exchanger design. John Wiley & Sons.
3. S Kakac, Hongtan Liu, & A Pramuanjaroenkij. (2020). Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. Crc Press.4



# شبیه سازی و تحلیل انتشار دود ناشی از آتش سوزی در ساختمان‌های طبقه و بررسی خاصیت دودکشی در انتشار دود

آرش نوربخش سعدآباد

دانشجوی دکترا، مکانیک، تبدیل انرژی، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

مهدی نامی خلیله ده

دانشجوی دکترا، مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

علی شریفی

دانشجوی فرادکترا، مکانیک، تبدیل انرژی، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

سیدفرامرزن نجبر

استاد، مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

## چکیده

محافظت ساختمان‌ها در برابر آتش سوزی از ابعاد ایمنی جانی، مالی و منافع ملی از ضروری‌ترین نیازها و الزامات در طرح و اجرای ساختمان‌ها است. علوم و مهندسی ایمنی در برابر آتش از موضوعات مهمی محسوب می‌شود. با توجه به نیازهای متعدد در صنعت ساختمان کشور و اهدافی نظیر سبک‌سازی، مقاوم‌سازی، عایق کاری حرارتی و کاربرد مواد پلیمری و کامپوزیت‌ها در ساختمان که باعث افزایش خطرپذیری حریق شده، توجه به این موضوع اهمیت فراوانی دارد. با این وجود مسأله آتش سوزی در ساختمان‌ها امری اجتناب ناپذیر است و برای مقابله با این اتفاقات و رساندن میزان خسارات ناشی از آن به حداقل، لازم است که علاوه بر انجام مقررات ساختمان، با استفاده از نرم افزارهای کامپیوتری شبیه‌سازی جریان سیال انجام گیرد. لذا با این روش می‌توان با آشنایی از روند آتش سوزی و خاصیت دود و نحوه خروج دود از ساختمان میزان خسارات را به حداقل رساند. با استفاده از نرم افزار انسیس فلوئنت، جریان دود ناشی از یک آتش سوزی در طبقه دوم یک ساختمان ۵ طبقه، با هواکشی در وسط کف هر طبقه به صورت دایره‌ای به ابعاد یک متر بررسی می‌شود. هر طبقه دارای درب خروجی بوده و درب هر طبقه به سمت راهرویی باز می‌گردد، که این راهرو به عنوان یک دودکش در آتش سوزی عمل می‌نماید. نتایج نشان می‌دهد که، میانگین فشار و دما در طبقه انتهایی ساختمان نسبت به طبقات اول، سوم و چهارم بیشتر می‌باشد؛ لذا طبقات آخر، در آتش سوزی مستعد خسارات و خطرات بیشتری هستند. در نتیجه با توجه به وجود خطرات و خسارات ناشی از حریق و بررسی شبیه‌سازی آتش سوزی ساختمان، می‌بایست تمامی ساختمان‌ها مطابق مقررات ملی ساختمان طراحی شده و تمامی قوانین مربوطه اعم از سبک‌سازی، مقاوم‌سازی و عایق کاری حرارتی رعایت گردد.

## مقدمه

ایمنی در مواجهه با حریق در ساختمان به کمک، تحقیق طراحی و مدیریت میسر می‌گردد. دامنه مطالعاتی آن بسیار وسیع و شامل علوم مختلف و رشته‌های گوناگون است. علاوه بر علوم فنی و تجربی در صنعت ساختمان از علوم اداری، روان شناسی جامعه شناسی و دانش‌های مشابه نیز استفاده می‌شود، که هر یک به نحوی و اندازه‌ای در آن سهیم هستند. برای دستیابی به ایمنی از حریق از سه راه می‌توان اقدام کرد: ۱- شناخت علل حریق و کوشش برای جلوگیری از بروز آن ۲- شناسایی دلایل رشد و گسترش حریق و کوشش برای مصون و محفوظ ماندن در مقابل آن ۳- یادگیری مهار حریق و کوشش برای کنترل و خاموش نمودن آتش سوزی (۱۳۶۸، سازمان برنامه و بودجه محافظت ساختمان). حریق به عنوان یکی از مهمترین حوادثی که در هر سه مقوله ایمنی بهداشت و محیط زیست تأثیرگذار است، همواره مورد توجه بوده و پیشگیری و مقابله با آن از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. خسارت مستقیم اقتصادی آن پنج برابر بیشتر از زلزله است و از نظر تعداد تکرار بین همه حوادث جهان رتبه اول را به خود اختصاص داده است (Zhi-xiang, ۲۰۱۱). بنا بر گزارش USFA در سال ۲۰۱۷ در آمریکا ۱۳۱۹۵۰۰ مورد حریق رخ داده است که منجر به ۳۴۰۰ کشته ۱۴۶۷۰ مورد جراحت و ۲۳ بیلیون دلار ضرر مالی شده است. (www.usfa.fema.gov).

آخرین گزارش انجمن بین المللی آتش نشانی و خدمات نجات نشان می‌دهد، در سال ۲۰۱۷ تعداد ۳۱۱۵۰۶۱ حریق در ۳۴ کشور اتفاق افتاده که منجر به ۱۶۸۰۸ مرگ و ۴۷۹۴۸ مصدومیت شده است (Brushlinsky et al, ۲۰۱۹). همچنین این سازمان تعداد ۲۷۲۰۹ حریق، ۲۱ کشته و ۴۷۲ مصدومیت را در کلان شهر تهران در سال ۲۰۱۷ گزارش می‌دهد. در گزارش ۲۰۱۶ سازمان بهداشت جهانی نیز نام ایران در فهرست کشورهای که سالیانه بیش از ۳۰۰ مرگ ناشی از حریق دارند به چشم می‌خورد (ir.www.iran۱۲۵). با این وجود مطالعات نشان می‌دهند که به کارگیری اصول ایمنی ۷۵ درصد از این آتش سوزی‌ها قابل پیش بینی و پیشگیری می‌باشند (Yarahmadi et al, ۲۰۰۹). لذا به کارگیری روش‌های مناسب ارزیابی ریسک حریق در ساختمان‌ها از طریق شناسایی خطرات موجود و ارزیابی پیامد آن و به کارگیری اقدامات فنی و مدیریتی لازم جهت کنترل و یا به حداقل رساندن احتمال وقوع حوادث و کاهش اثرات آن‌ها می‌تواند خسارت‌های مختلف ناشی از حریق را به میزان قابل توجهی کاهش دهد.

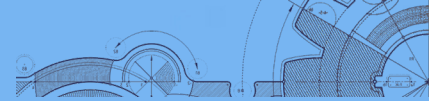
## واژگان کلیدی: آتش سوزی، ساختمان، انتشار دود، انسیس فلوئنت، دودکشی











## تاریخچه شبیه سازی آتش

ممکن است تاریخچه ایده دینامیک آتش از حیث عددی به آغاز عصر کامپیوتر بازگردد. با وجود این، مدل های ریاضی کاربردی آتش به دلیل پیچیدگی ذاتی آتش، نسبتاً جدید است. در حقیقت، معادلات اصلی بقاء که بردنامیک سیالات انتقال گرما و احتراق نظارت دارد، برای اولین بار در قرن گذشته نوشته شده اند. هویت هتل در تاریخچه ای مختصر در اولین روزهای تحقیق در مورد آتش، متذکر شد، میتوان در کنار فرایندهای زندگی پروندهای برای آتش سوزی که پیچیده ترین پدیده برای درک انسان است، ارائه داد

(1984, Hottel). دشواری ها شامل سه موضوع است: اول اینکه، به علت ماهیت تصادفی آتش، شبیه های قابل توجهی وجود دارد که می باید، در نظر گرفته شوند. دوم اینکه، دیدگاه فیزیکی و توان محاسباتی مورد نیاز برای انجام همه محاسبات لازم، برای بیشتر شبیه ها محدود است. در حقیقت مدل بندی ریاضی تغییرات شیمیایی و فیزیکی مواد واقعی در هنگامی که می سوزند، هنوز در مراحل اولیه است. برای پیشرفت روند کار پرسش هایی که مطرح می شوند، می بایست تا حدود زیادی ساده سازی شوند. (1994, Forney et al)

## خاصیت دودکشی

در حالت کلی به گرایش به بالارفتن هوا یا گازهای دیگر که به سبب پایین بودن چگالی هوای گرم نسبت به هوای اطراف خود رخ می دهد و در درون دودکش ها یا گذرگاه های عمودی دیگر دیده می شود، اثر دودکش می گویند. هوا بر اثر تفاوت در دما و فشار جابه جا می شود و هرچه اختلاف دما بیشتر باشد، سرعت این جابجایی بیشتر خواهد بود. هوای گرم تمایل دارد رو به بالا حرکت کند و از راه خروجی سامانه های تهویه و روزنه های دیگر خارج شود و جای خود را به هوای سردی که از سطوح پایین تر می آید می دهد. این موضوع که به آن اثر دودکشی گفته می شود در زمستان ها شدیدتر از تابستان ها است و می تواند از آن در جهت تهویه طبیعی هوا کمک گرفت. اثر دودکش می تواند پدید آورنده مشکلات زیادی در ساختمان ها باشد، که از جمله می توان به گیر کردن در آسانسورها و درهای دیگر، ایجاد سرو صدا بر اثر عبور هوا از داخل شیارها و نشست هوا اشاره کرد. در زمان آتش سوزی ها این پدیده می تواند دود ناشی از آتش را ۱۰ تا ۲۰ طبقه جابجا کند و در ساختمان های بلند که دارای سامانه اچ وی ای سی هستند، به ویژه ساختمان های اداری که برخلاف ساختمان های مسکونی درگیری بیشتری دارند، راه کارهای خاصی را برای مبارزه با آتش می طلبد. اثر دودکشی به انجام تهویه طبیعی، نفوذ هوا و آتش سوزی کمک می کند. از آنجا که ساختمان ها کاملاً آب بندی نمی باشند (حداقل این که همیشه ورودی در سطح زمین وجود دارد)، اثر دودکشی باعث نفوذ هوا خواهد شد و نفوذ هوای بیشتری از عوامل گسترش آتش سوزی است.

## روش های کاهش اثر دودکشی

- برای باراندازها بایستی از فیلتر استفاده کرد و درهای ورود و خروج از بارانداز را به خوبی هوا بند کرد.
- استفاده از فیلتر دارای دو در با سیستم گرمایش مناسب در صورتی که فاصله درها صحیح باشد و درها بتوانند به طور مستقل کار کنند. جهت کنترل جریان هوا به داخل چاه آسانسور، باید لزوم استفاده از در برای ورود به هر مجموعه آسانسور مورد بررسی قرار گیرد. جلو در ورودی آسانسور در هر طبقه باید یک فیلتر ایجاد کرد تا مقدار جریان هوا به داخل طبقه هنگامی که در آسانسور باز است به حداقل برسد.
- قطع کردن پلکان ها توسط درها با هوابندی مناسب، دارای اثرات مفیدی در کاهش جریان عمودی هوا درون ساختمان می باشد. این موضوع به ویژه در مورد پله های فرار، که تا بالای ساختمان ادامه می یابند، مصداق دارد.
- درهای ورودی به پله های فرار باید از نوع مرغوب با درگیر تهیه شوند.
- مهندس طراح HVAC باید هوای تازه ورودی به ساختمان را بیشتر از هوای تخلیه شده در نظر بگیرد و در داخل ساختمان فشار مثبت ایجاد کند، برای این منظور هوای تازه ورودی باید حداقل ۵ درصد بیشتر از مجموع هوای تخلیه باشد.
- در یک طرح خوب و غالباً جهت کنترل دود، برای لابی یک سیستم مجزا در نظر گرفته می شود. به طریقی که در زمستان های خیلی سرد با ۱۰۰ درصد هوای تازه کار کند. در این صورت از این هوا برای ایجاد فشار مثبت در لابی که مکانی بسیار آسیب پذیر است استفاده می شود، تا اثرات سوء ناشی از پدیده اثر دودکش به حداقل برسد.

سامانه تخلیه دود یا فن فشار مثبت راه پله نه تنها باعث تخلیه دود و آتش از مسیر خروج افراد از ساختمان می شود، بلکه باعث اطفاء حریق نیز می شود. سیستم تخلیه دود یا همان فن فشار مثبت راه پله با گیرنده حساس به دود یا آتش فعال می شود و با بوجود آوردن اختلاف فشار بین واحد آتش گرفته و طبقات از سرایت آتش به دیگر نقاط ساختمان جلوگیری کرده و همچنین فرصتی را فراهم می کند تا اهالی ساختمان از مسیری بدون دود و آتش خارج شوند. از طرفی با شرایطی که فراهم می آورد، گروه های آتش نشانی به راحتی به محل حریق جهت اطفاء دست پیدا می کنند و در نهایت کمترین خسارت به ساختمان وارد می شود.

## پارامترهای مهم در آتش سوزی

### نرخ حرارت آزاد شده

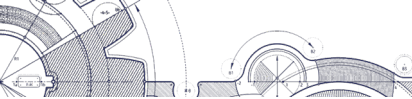
نرخ حرارت آزاد شده بیانگر قدرت آتش است و معمولاً بر حسب مگاوات بیان می شود. این پارامتر متغیری بسیار مهم در مشخص کردن رفتار آتش است. اما در مورد آتش سوزی در فضاهای سر بسته، آتش به ندرت بر اثر یک سوخت کاملاً خالص از نظر شیمیایی و یک راندمان کامل از نظر سوختن وجود دارند. بنابراین برای بدست آوردن نرخ حرارت آزاد شده در فضاهای بسته، باید از مجموعه ای از روبربط تجربی استفاده کرد. در این روابط تجربی نرخ رشد آتش به صورت رشد خطی، درجه دوم یا نمایی با زمان در نظر گرفته می شود (Ingason, 2006).

### نرخ جریان دود

یکی از پارامترهای اصولی شبیه سازی آتش، نرخ جریان دود تولید شده بوسیله آتش است. نرخ جریان دود تولید شده معمولاً به صورت جریان حجمی گازهایی که در یک فاصله مشخص از آتش قرار دارند، محاسبه می شود. نرخ جریان دود به پارامترهای زیر وابسته است (Faghri, 2008): ۱- نوع سوخت، ۲- نرخ حرارت آزاد شده، ۳- شرایط محیطی، ۴- فاصله از منبع آتش







شبکه‌های غیر سازمان یافته برای هندسه‌های پیچیده را فراهم می‌سازد. نوع شبکه‌های قابل دریافت توسط این نرم‌افزار شامل شبکه‌هایی با المان‌های مثلثی و چهار ضلعی برای هندسه‌های دو بعدی و چهاروجهی، شش وجهی و هرمی برای هندسه‌های سه بعدی می‌باشد. همچنین انسیس فلونت برای کاربر امکان بهبود شبکه مانند ریز کردن یا درشت‌تر کردن شبکه در مرزها و مکان‌های لازم را فراهم می‌نماید. این بهینه سازی برای حل مسائل، قابلیت در اختیار کاربر قرار می‌دهد، که نتایج را در ناحیه‌هایی که دارای گرادیان‌های شدید مثل لایه مرزی باشند، به طور دقیق‌تر محاسبه نماید. این قابلیت مدت زمانی را که برای تولید یک شبکه خوب احتیاج می‌باشد، در مقایسه با حل در شبکه‌های سازمان یافته به صورت قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌دهد.

### محاسبه میزان اثر دودگشی

(5) [دمای محیط 1- دمای گاز دودگش 1/ x ارتفاع دودگش 353 x اثر دودگشی = اثر دودگش بر حسب میلی متر ستون آب است. ارتفاع دودگش بر حسب متر است. دما بر حسب درجه کلوین است.

### بیان مسئله

جریان دود ناشی از یک آتش سوزی در طبقه دوم یک ساختمان ۵ طبقه، با هواکشی در وسط کف هر طبقه به صورت دایره‌ای به ابعاد یک متر می‌باشد. هر طبقه به طول ۶ متر، عرض ۵ متر و ارتفاع ۳.۲ متر، که هر طبقه دارای درب خروجی به ابعاد ۱۹۰×۹۰ بوده و درب هر طبقه به سمت راهرویی با ابعاد ۵×۳ باز می‌گردد که این راهرو به عنوان یک دودگش در آتش سوزی عمل می‌نماید. راهرو در طبقه آخر به اندازه ۲.۲ متر از کل ساختمان بلندتر بوده و دارای دربی به ابعاد ۱۹۰×۹۰ می‌باشد.

آتش سوزی و خروج دود در ساختمان به ۲ حالت مختلف بررسی می‌گردد:

- (۱) آخرین در راهرو (درب بالایی ساختمان) باز است و دود از ساختمان خارج می‌گردد.
- (۲) از در بالایی هوا با دبی مشخص به داخل ساختمان نفوذ می‌کند. (۵۵ cfm به تعداد هر طبقه)

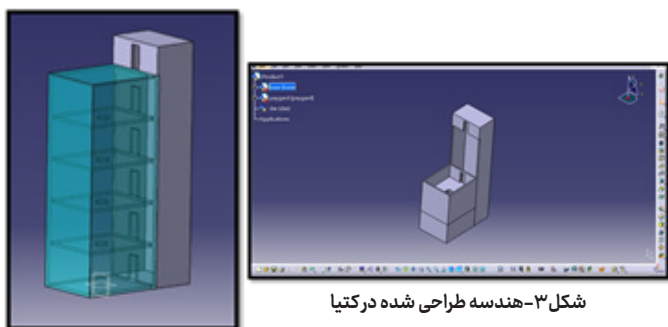
### فرضیات مسئله:

- دمای هوای بیرون ۲۹۳ k و دمای دود آتش سوزی ۶۰۰ k می‌باشد.
- فشار هوای اطراف به اندازه فشار هوای تبریز و معادل ۱۰۱۷.۳ میلی بار می‌باشد.

در این مطالعه از هوا استفاده شده است، زیرا مشخصات ترموفیزیکی دود بسیار به هوا نزدیک بوده و با توجه به اینکه جریان دود از یک منبع سانس می‌شود، می‌توان از اثرات تغییرات چگالی صرف نظر کرد. چون جابه جایی اجباری بر جابه جایی طبیعی در این مسئله غلبه دارد.

### طراحی هندسه، شبکه بندی و استقلال از شبکه

برای مدل سازی هندسه سه بعدی از نرم افزار کتیا استفاده شد. برای شبیه سازی واقعی تر مسئله به حالت فیزیکی برای دیواره‌های بین طبقات یک ضخامت ۰/۲ متری فرض شده که به صورت عایق حرارتی رفتار می‌کند. در بین طبقات به بخش به صورت راهرو تعبیه شده تا جریان هوا بتواند بین طبقات مختلف ساختمان در جریان باشد. در مرحله بعدی فایل ذخیره شده، در قسمت هندسه انسیس وارد می‌شود. سپس وارد ماژول مش شده و عمل شبکه بندی ساختمان را انجام می‌دهیم.



شکل ۳- هندسه طراحی شده در کتیا

برای مش بندی هندسه حاضر از ماژول انسیس مش نرم افزار انسیس استفاده شد. شبکه بندی از نوع بدون ساختار بوده که برای هندسه‌هایی با مشخصات مدل فوق و آشفتگی جریان قابل قبول می‌باشد.

معمولاً برای بررسی میزان دود تولید شده در اثر سوختن مواد مختلف، از نسبت میان جرم دود تولید شده به جرم سوخت سوزانده شده- که به بازده دود معروف است- استفاده می‌شود. بازده دود معمولاً در بازه میان کسرهای یک درصد تا بیست درصدی قرار می‌گیرد. حد پایین این بازه مربوط به موادی چون چوب، اتان، پروپان و متان و حد بالای آن مربوط به سوخت‌هایی با ساختار شیمیایی آروماتیک یا معطر مانند آلکان‌ها و آلکین‌ها می‌باشد.

### مدل‌های شبیه سازی آتش و انتشار دود

یکی از خطرات ناشی از آتش سوزی پخش شدن دود ناشی از آتش است که تهدید بزرگی برای ساکنان محسوب می‌شود

(Wang et al, 2011). دود به عنوان عامل اصلی تهدید کننده جان ساکنان ساختمان در آتش سوزی‌های ساختمان شناخته می‌شود. همچنین سرعت پخش دود از سرعت پخش آتش بیشتر است. بنابراین در مدیریت ایمنی در مقابل آتش سوزی نیاز است، توجه ویژه‌ای معطوف پخش دود شود. تأثیرات دود بر روی ساکنان ساختمان در هنگام آتش سوزی پیچیده و وابسته به مشخصات دود مانند دما، میزان گرمای تولید شده، غلظت ذرات سمی و غیره است.

### مدل‌های میدانی

مدل‌های میدانی برای فضا‌های دو یا سه بعدی مورد استفاده قرار می‌گیرند. در این نوع مدل‌ها، فضا به هزاران سلول یا المان تقسیم می‌شود و در حالت کلی نیازمند یک کامپیوتر قدرتمند برای حل می‌باشند. در واقع این روش همان روش‌های شبیه سازی عددی است. مدل‌های میدانی از ترکیب دو مولفه، کد برنامه نویسی عددی و مدل آتش شکل گرفته‌اند. کد برنامه نویسی هسته مرکزی یا قلب مدل میدانی است و تهیه کننده ساز و کار انتقال برای انرژی، ممنتوم و جرم می‌باشد. اما مدل آتش شامل مشخصات همراه با جزئیات کاملی از آتش است. در واقع مدل آتش معرفی کننده شرایط مرزی و احتراق مسئله است. اساس کار مدل‌های میدانی، حل معادلات بقا بوده و بجای چند ناحیه محدود، این معادلات برای همه المان‌های موجود در محفظه سر بسته نوشته شده و مجموعه معادلات به روش‌های عددی حل می‌شوند. معادلات حاکم بر میدان جریان به شرح زیر می‌باشند. (Jain et al, 2008)

معادله بقای جرم:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

معادله بقای ممنتوم:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho B_i \quad (2)$$

معادله بقای انرژی:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j h) = \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial h}{\partial x_j} - \dot{q}_j^R \right) \quad (3)$$

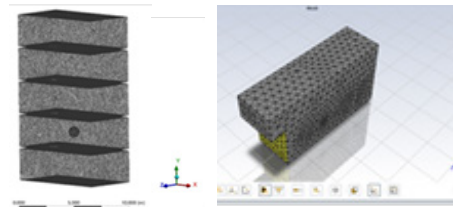
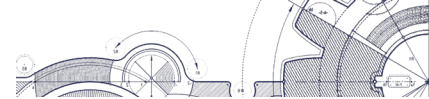
معادله بقای اجزا:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_a) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j Y_a) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho D \frac{\partial Y_a}{\partial x_j} \right) + S_a \quad (4)$$

### نرم افزار انسیس فلونت

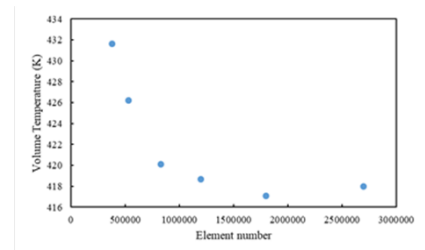
امروزه کدهای محاسباتی مختلفی در زمینه مسائل مربوط به دینامیک سیالات و انتقال حرارت موجود است، که در حل مسائل مهندسی از الگوریتم‌های متنوعی استفاده می‌کنند. نرم افزار فلونت یکی از این نرم افزارها است که از روش عددی حجم محدود در تحلیل مسائل مختلف استفاده می‌کند و از قابلیت‌های زیادی در تحلیل مسائل دینامیک سیالات برخوردار است. یکی از مهم ترین این قابلیت‌ها امکان اضافه کردن برنامه نوشته شده توسط کاربر می‌باشد که توانایی کاربر را در مدل سازی مسائل پیچیده بالا می‌برد. این نرم افزار امکان تغییر شبکه به صورت کامل و تحلیل جریان با





شکل ۴- نماهای مختلف از شبکه بندی ساختمان

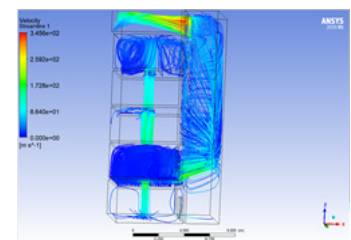
برای بحث استقلال از شبکه در یکی از نمونه‌ها با مشخصات دبی و دمای ورودی یکسان شبکه بندی با اندازه‌های متفاوت را انجام داده و دمای میانگین در کل ساختمان که یکی از پارامترهای اصلی مورد بررسی در این تحقیق است را به عنوان خروجی در نظر بگیریم. با بیشتر شدن تعداد المان‌های شبکه از مقدار ۱۸۰۰۰۰ میزان تغییرات دمای میانگین در ساختمان کمتر از ۵ درصد دچار تغییرات می‌شود پس با دقت بالایی می‌توانیم از بالا بردن تعداد المان جلوگیری کرده و مش ۱۸۰۰۰۰ را به عنوان شبکه مورد نظر برای بررسی‌های آتی در نظر بگیریم.



شکل ۵- استقلال از شبکه

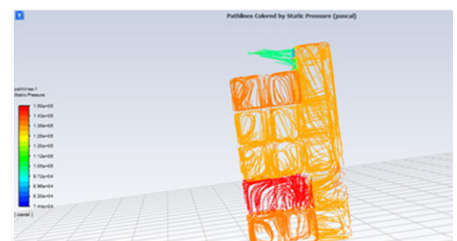
### حالت اول:

آخرین در راهرو (درب بالایی ساختمان) باز است و دود از ساختمان خارج می‌گردد.



شکل ۶- سرعت برای حالت اول

در بررسی کانتور سرعت می‌توان به این نتیجه دست یافت که سرعت دود در قسمت ورودی و خروجی هر طبقه دارای بیشترین مقدار است و در قسمت خروجی ساختمان این میزان سرعت به حداکثر مقدار رسیده است.



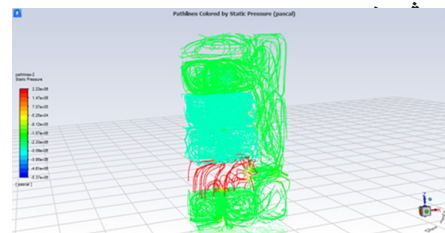
شکل ۷- فشار در حال اول

با توجه به شروع آتش سوزی در طبقه دوم دما و فشار بالاترین مقدار را در این طبقه داراست. میزان دما در ورودی که کف طبقه دوم فرض شده برابر با ۶۰۰ کلوین و در قسمت خروجی ساختمان معادل دمای هوای بیرون و ۲۹۳ کلوین می‌باشد. دود

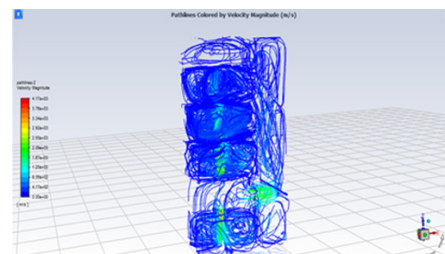
از طریق درب و راه خروجی مدور موجود در کف هر طبقه جریان می‌یابد و جابه‌جا می‌شود. با بررسی کانتور فشار و دما می‌توان به این نتیجه رسید که دما و فشار دارای بیشترین مقدار در طبقه دوم بوده و بعد از آن طبقه آخر ساختمان دارای بیشترین مقدار تجمع دود و در نتیجه دما و فشار بالاست.

### حالت دوم:

در حالت دوم نیز هوا با دبی مشخص ۰.۱۳ مترمکعب بر ثانیه از درب انتهایی ساختمان وارد



شکل ۸- فشار در حالت دوم



شکل ۹- سرعت در حالت دوم

### بحث و نتیجه گیری

■ با توجه به خاصیت دود در دمای بالا و هوای گرم که به سمت بالا حرکت می‌کند، با شروع آتش سوزی در طبقه دوم و وجود خروجی در طبقات، دود حاصل از آتش سوزی به سمت بالا حرکت کرده و میانگین فشار و دما در طبقه انتهایی ساختمان نسبت به طبقات اول، سوم و چهارم بیشتر می‌باشد؛ لذا طبقات آخر، در آتش سوزی مستعد خسارات و خطرات بیشتری هستند.

■ وجود راه پله به عنوان یک دودکش عمل کرده و اگر حریق به طور کامل کنترل نشده باشد، شرط هوای بیشتر در آتش سوزی را اعمال کرده و باعث افزایش حریق می‌گردد.

■ در صورت کنترل حریق، اگر راه پله را به عنوان یک راه خروجی در نظر بگیریم، به خروج دود حاصل از آتش سوزی و کاهش سریع‌تر فشار و دما کمک می‌کند.

■ در نتیجه با توجه به وجود خطرات و خسارات ناشی از حریق و بررسی شبیه‌سازی آتش سوزی ساختمان، می‌بایست تمامی ساختمان‌ها مطابق مقررات ملی ساختمان طراحی شده و تمامی قوانین مربوطه اعم از سبک‌سازی، مقاوم‌سازی و عایق کاری حرارتی رعایت گردد.

■ در هنگام آتش سوزی راه پله‌ها، راه‌های نفوذی طبقات و درزها باعث نفوذ هوای بیشتر و افزایش حریق و سرایت آتش به طبقات دیگر می‌گردد. علاوه بر عایق بندی اصولی تمامی طبقات، بایستی لوازم اطفای حریق در تمامی طبقات بوده و سریعاً نسبت به خاموش کردن حریق اقدام کرد.

■ میزان اثر دود کشی راه پله را می‌توان ۱۰/۵ میلی‌متر ستون آب در نظر گرفت.

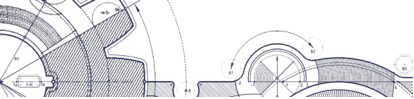
### پیشنهادهای

- بررسی ایمنی ساختمان در صورت بروز حریق در سایر نقاط مستعد حریق
- در نظر گرفتن تأثیر وزش باد در محل درب‌های خروجی
- استفاده از مدل چندفازی برای پیش بینی بهتری دیده
- استفاده از مدل گونه‌ها برای تعیین میزان گازهای خطرناک حاصل از آتش
- بررسی میزان اکسیژن مورد نیاز برای مواد مختلف در آتش سوزی و همچنین اثرات آن در شدت آتش سوزی

### منابع

1. سازمان برنامه و بودجه محافظت ساختمان در برابر حریق دفتر فنی، تهران، ۱۳۶۸
2. Zhi-Xiang, X., Xiao-Fang, Z., Hua, S., & Wen-Li, G. (2011). Applied research of performance-based fire protection design in a large building. *Procedia Engineering*, 574-566, 11. www.usfa.fema.gov
3. Brushlinsky, N. N., Hall, J. R., Sokolov, S. V., & Wagner, P. (2019). World Fire Statistics/Center of Fire Statistics of CTIF-015 (No. 20, p. 63). Report.
4. www.iran125.ir/page/firestatistics.
5. Yarahmadi, R., Gholizade, A., Jafari, M. J., Kohpae, A., & Mahdinia, M. (2009). Performance Assessment and analysis of national building codes with fire safety in all wards of a hospital. *Iran Occupational Health*, 36-28, (1)6.
6. Pyrosim- FDS. یزدانی مقدم م. 133 معرفی نرم افزار آتش سوزی و گسترش حریق و اطفال آن
7. Haack, A. (2001). Technical Report-Part 1 Design Fire Scenarios. Thematic network on fires in tunnels (FIT), European Commission under the 5th Framework Program, 2004.
8. Xin, J., & Huang, C. F. (2014). Fire risk assessment of residential buildings based on fire statistics from China. *Fire Technology*, 1161-1147, (5)50.
9. سومین کنفرانس ملی علوم مدیریت نوین و برنامه ریزی پایدار، بادمروا، و. علیپور، مدیریت بحران زلزله و حوادثی مانند پلاسکو در تهران، ایران، 1395
10. Kobes, M., Helsloot, I., De Vries, B., & Post, J. G. (2010). Building safety and human behaviour in fire: A literature review. *Fire Safety Journal*, 11-1, (1)45.
11. Abolghasemzadeh, P. (2013). A comprehensive method for environmentally sensitive and behavioral microscopic egress analysis in case of fire in buildings. *Safety science*, 9-1, 59.
12. Faghri, M., & Sundén, B. (Eds.). (2008). Transport phenomena in fires (Vol. 20). WIT press.
13. Friedman, R. (1992). An international survey of computer models for fire and smoke. *Journal of fire protection engineering*, 92-81, (3)4.
14. هاشمی، حیدر خوش، زار رضا پی جویی حریق نافوس اندیشه، تهران، ۱۳۸۵
15. گلمحمدی، رستم مهندسی حریق فن آوران، همدان، ۱۳۸۱
16. Hottel, H. C. (1984). Stimulation of fire research in the United States after 1940 (a historical account). *Combustion Science and Technology*, 10-1, (6)139.
17. Forney, G. P., & Moss, W. F. (1994). Analyzing and exploiting numerical characteristics of zone fire models. *Fire Science and Technology*, 60-49, (2+1)14.
18. Ingason, H. (2006). Design fires in tunnels. In *Second International Symposium Safe & Reliable Tunnels, Innovative European Achievements, Lausanne 2006*.
19. Faghri, M., & Sundén, B. (Eds.). (2008). Transport phenomena in fires (Vol. 20). WIT press.
20. Wang, Y., Chatterjee, P., & de Ris, J. L. (2011). Large eddy simulation of fire plumes. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2480-2473, (2)33.
21. Jain, S., Kumar, S., Kumar, S., & Sharma, T. P. (2008). Numerical simulation of fire in a tunnel: Comparative study of CFAST and CFX predictions. *Tunnelling and Underground Space Technology*, 170-160, (2)23.





# شبیه سازی و تحلیل پارامتریک سیستم تعلیق مک فرسون برای خودروی آریسان با استفاده از نرم افزار آدامز

آرش واحدی<sup>۱\*</sup>، علی جمالی<sup>۲</sup>، نادر نریمانزاده<sup>۳</sup>

۱. دانشجوی دکترای مهندسی سیستم و کامپیوتر دانشگاه کارلتون اتاوا، کانادا، vahedi.arash@outlook.com

۲. دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، ali.jamali@guilan.ac.ir

۳. استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، nnzadeh@guilan.ac.ir



## چکیده

سیستم تعلیق McPherson همواره به عنوان یکی از پرکاربردترین سیستم‌های تعلیق در خودروهای سواری سبک بوده است. در این مقاله، مدلی غیر خطی و بسیار دقیق برای سیستم تعلیق خورد آریسان در نرم افزار ADAMS-View ارائه می‌شود. به دلیل ارایه مدل در این نرم افزار دیگر نیازی به مدلسازی ریاضی و ساده سازی های معمول نبوده و شبیه سازی در یک محیط واقعی انجام می‌شود. پس از بررسی صحت مدل ارائه شده با نتایج آزمایشگاهی موجود آن در حالت تعادل، این سیستم به ازای ورودی متقارن رول بدنه حول مرکز رول شبیه سازی می‌شود. همچنین حساسیت این سیستم به ازای تغییر در تعدادی از پارامترها در انتها بیان می‌گردد.

## کلمات کلیدی

سیستم تعلیق، McPherson، شبیه سازی، مکانیزم، ADAMS.

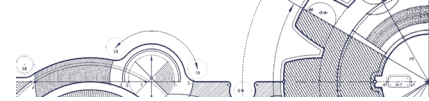
## ۱- مقدمه

امروزه استفاده از وسایل حمل و نقل جزو لاینفک زندگی بشری محسوب می‌شود. سیستم تعلیق به عنوان یکی از مهمترین بخش‌های وسایل حمل و نقل وظیفه آن مهار ارتعاشات از سمت جاده به اتاق و شاسی خودرو است تا راننده بتواند بدون تاثیرگیری از آن، خودرو را در جهت درست و مطلوب هدایت کند. پیشگامان دنیای حمل و نقل نیاز به سیستم تعلیق را در ابتدای جان گرفتن دنیای حمل و نقل حس کردند. ابتدایی ترین سیستم که

در محدودیت‌های تکنولوژی در زمان خودش شکل گرفت تیر فنری آهن کاری شده بود که کاربرد فراوانی داشت. این تیرها که به شکل لایه ای تولید می‌شد و ترکیب مناسبی از انطباق و قدرت بودند، بعدها به فنرهای برگی معروف شدند. با گذشت زمان، عدم کارکرد مناسب فرمانها و افزایش توان موتورها باعث شد که نقص‌های فنرهای برگی روز به روز برجسته تر شوند و مهندسان به سمت ابداع سیستمی جایگزین این سیستم حرکت کنند. این مسیر تا جایی پیش رفت که Andre Dubonnet در اوایل سال ۱۹۲۰ میلادی سیستم تعلیق غیر وابسته را به دنیای خودروسازان معرفی کرد [۱]. این سیستم تعلیق فرمانپذیری دقیق خودرو را نتیجه می‌داد، به فنرهای با سختی کمتر نیاز داشت و راندن خودرو با آن به مراتب راحت تر بود. استقبال از این سیستم تعلیق به حدی بالا بود که در مدت زمان کوتاهی، جایگزین فنرهای برگی در خودروهای سواری سبک وزن شد.

با گذشت زمان مهندسين زیادی با ایده گرفتن از سیستم تعلیق غیر وابسته، سیستم‌های تعلیق خود را معرفی کردند اما تعداد کمی از این سیستم‌ها، توانستند موفق عمل کنند. یکی از این سیستم‌های تعلیق که توانست نتیجه بسیار چشم‌گیری در عمل از خود نشان دهد، سیستم تعلیق McPherson بوده است. این سیستم تعلیق در سال ۱۹۵۳ توسط Earle S. MacPherson ارائه شد و ایده اولیه ساده‌ای داشت. این ایده، جایگزینی یک فنر- دمپر خطی به جای جناغی بالایی در سیستم تعلیق Double Wishbone بوده است. موفقیت این سیستم تعلیق به دلیل وزن سبک، هزینه پایین ساخت و همچنین ایجاد فضای خالی مخصوصاً در جلوی خودرو برای قرارگیری موتور، رادیاتور و سایر بخش‌های بزرگ بود ضمن اینکه این سیستم ارتعاشات جاده را به حد قابل قبولی جذب می‌کرد که نتیجه آن، فرمانپذیری بسیار مناسب در خودرو می‌شد [۲].





در طول سالیان، محققان زیادی بر روی عملکرد این سیستم تعلیق، تلاش کردند که آنرا بصورت پارامتری و مجموعه ای از معادلات ریاضی، بیان کنند تا بتوانند برای بررسی بهتر سیستم راهکار ارائه دهند. در سال ۱۹۸۱، Cronin تلاش کرد تا رفتار سیستم تعلیق McPherson را بصورت سه بعدی تحلیل کند. وی پس از استخراج معادلات سیستم، با ارائه چند مثال، رفتار زوایای پنج گانه سیستم تعلیق

(Camber, Caster, Toe-in, Toe-out, King-Pin) را برای یک سیستم تعلیق با پارامترهای خاص رسم کرده، نتایج را در نمودارهای جداگانه تحلیل کرد [۳]. در سال ۱۹۹۴، Stenson و همکاران با تبدیل سیستم تعلیق به مجموعه ای از فنرها و دمپرها متوالی، سه مدل غیر خطی مستقل ارائه داده و رفتار مدل های ارائه شده خود را با یکدیگر مقایسه نمودند [۴]. Mantaras در سال ۲۰۰۴ مدلی سه بعدی از سیستم تعلیق McPherson به همراه سیستم فرمان را بدست آورد و سپس رفتار سینماتیکی این سیستم تعلیق را بررسی نمود. در انتها نیز مدل خود را ارزش-گذاری کرد [۵]. Lu و همکاران در سال ۲۰۱۱ با استفاده از روش های عددی، سیستم تعلیق McPherson را مدل سازی کرده، رفتار سینماتیکی آنرا مورد بررسی قرار دادند [۶]. همچنین در سال ۲۰۱۲، Huler و همکاران مدلی غیر خطی و دو بعدی از این سیستم تعلیق را در نرم افزار Simulink شبیه سازی کرده، سپس پاسخ این سیستم را با مدلی در نرم افزار ADAMS اعتبار سنجی نمود [۷]. آنها در سال ۲۰۱۳ نیز با استفاده از همین دو مدل، رفتار دینامیکی و سینماتیکی این سیستم را جداگانه مورد بحث قرار دادند [۸]. Yao و همکاران نیز در سال ۲۰۱۲ مدل موجود در نرم افزار ADAMS-Car را بررسی نموده و درباره رفتار این سیستم تعلیق به ازای ورودی های وارده به لاستیک خودرو در این سیستم تعلیق بحث کرده اند. آن ها همچنین اذعان کردند که روندی جهت ساده سازی طراحی سیستم تعلیق برای هر خودرویی جهت صرفه جویی در زمان در اختیار دارند [۹].

در تمامی تحقیق های ذکر شده بجز [۹] مدلی یا مدل هایی ریاضی از سیستم تعلیق McPherson ارائه شده است. این مدل های ریاضی هر چقدر هم که پیچیده باشند، جهت بررسی سیستم تعلیق واقعی کافی نیستند، زیرا جهت حل کردن آنها، ساده سازی هایی در سیستم تعبیه شده است. حتی ممکن است پارامترهایی نادیده گرفته شده باشند که ممکن است در روند پاسخ رفتار سیستم تاثیر گذار باشند. مدل سازی

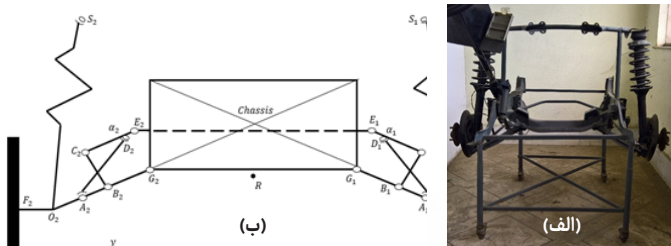
ریاضی، هر چقدر هم که پیچیده و غیر خطی باشد، جهت حل بدون شک پارامترهایی را در خود ندارد و این موضوع را می توان به عنوان نقصی غیر قابل اغماض در تمامی مدل های یاد شده بیان کرد. در [۹] مدلی از سیستم تعلیق ارائه شد. این مدل هر چقدر هم با جزئیات باشد، برای خودرویی خاص و برای طراحی های محدودی است و ممکن است برای خودرویی، روند ذکر شده مناسب نباشد.

در این تحقیق ضمن بررسی سیستم تعلیق McPherson، مدلی از یک سیستم واقعی و نزدیک به واقعیت استخراج شده و در نرم افزار ADAMS-View پیاده می شود. در این سیستم، تمام پارامترهای غیر خطی این سیستم در مدل سازی آن لحاظ گشته و در انتها حساسیت این مدل در نرم افزار مورد بحث واقع می شود. از آنجایی که مدل سازی ریاضی به عنوان راه حلی با کمی و کاستی بیان شد، در این مقاله تلاش می شود تا کاستی های ذکر شده از بین رفته، نتیجه حاصله به سیستم واقعی در نزدیکترین حالت ممکن باشد.

## ۲- مدل سازی

### ۱-۲ مدل سیستم تعلیق

شکل ۱- الف یک سیستم تعلیق McPherson واقعی است که این سیستم تعلیق در خودروی آریسان پیاده سازی شده است. در شکل ۱- ب مدلی ساده از این سیستم نمایش داده شده است. از آنجایی که بجز فنر و دمپر، سایر بخش ها صلب هستند، در مدل سازی داخل نرم افزار ADAMS-View، از لینک های صلب استفاده شده است.



شکل ۱- سیستم تعلیق McPherson موجود در خودروی آریسان





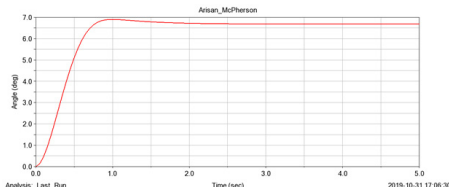


|       |                                  |                                 |       |                                  |                                 |
|-------|----------------------------------|---------------------------------|-------|----------------------------------|---------------------------------|
| $O_2$ | $O_{2x}$<br>$O_{2y}$<br>$O_{2z}$ | -1116.5<br>0<br>0               | $C_1$ | $C_{1x}$<br>$C_{1y}$<br>$C_{1z}$ | -122.3<br>218.10<br>0           |
| $A0$  | $A0$                             | 0.2122                          | $B0$  | $B0$                             | 0.414                           |
| $A_1$ | $A_{1x}$<br>$A_{1y}$<br>$A_{1z}$ | $A0+C_{1x}$<br>$A0+C_{1y}$<br>0 | $B_1$ | $B_{1x}$<br>$B_{1y}$<br>$B_{1z}$ | $B0+C_{1x}$<br>$B0+C_{1y}$<br>0 |
| $D_1$ | $D_{1x}$<br>$D_{1y}$<br>$D_{1z}$ | -153.2<br>355.00<br>-284.7      | $E_1$ | $E_{1x}$<br>$E_{1y}$<br>$E_{1z}$ | -148.2<br>380.00<br>-195.3      |
| $C_1$ | $C_{1x}$<br>$C_{1y}$<br>$C_{1z}$ | -323.2<br>180.0<br>0            | $F_1$ | $F_{1x}$<br>$F_{1y}$<br>$F_{1z}$ | 161.35<br>-30<br>0              |

جدول ۳- نقاط سیستم و مقادیر

### ۳- شبیه سازی سیستم

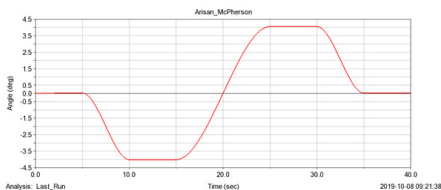
جهت شبیه سازی، ابتدا سیستم از حالتی که طراحی شده، رها می شود تا به تعادل برسد. سپس تغییرات زاویه کمبر یکی از چرخها جهت بررسی به عنوان خروجی استخراج شده بیان می شود. به ازای این شبیه سازی، شکل ۴ استخراج می شود.



شکل ۴- زاویه کمبر به ازای رسیدن سیستم به حالت تعادل

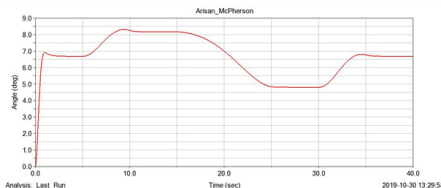
ملاحظه می شود که در ابتدا، چرخ ها همراه با محور عمودی  $y$  می باشند و رفته رفته، زاویه ای حدود  $7^\circ$  درجه ای به خود می گیرند که این زاویه، همانطور که گفته شد، زاویه کمبر است. میتوان از این شبیه سازی این نتیجه را گرفت که سیستم به درستی عمل کرده و مدل سازی به طور صحیح انجام گشته است.

حال از یک ورودی ثابت جهت دریافت پاسخ سیستم و شناسایی رفتار سیستم استفاده می شود. نمودار شکل ۵، ورودی داده شده به سیستم تعلیق است. این ورودی، حرکت رول خودرو حول مرکز رول خود  $R$ ، به دو سمت به میزان  $4^\circ$  درجه است. در ابتدا خودرو به میزان  $5^\circ$  ثانیه بدون ورودی رول رها می شود تا به حالت تعادل خود برسد. سپس  $4^\circ$  درجه دره ثانیه خلاف جهت عقربه های ساعت دوران می کند و  $5^\circ$  ثانیه در این حالت میماند. پس از آن، خودرو به میزان  $8^\circ$  درجه در مدت  $10^\circ$  ثانیه جهت عقربه های ساخت میچرخد که در نتیجه، در انتها  $4^\circ$  درجه در جهت عقربه های ساعت، زاویه رول خواهد داشت. مجدداً پس از  $5^\circ$  ثانیه ورودی به طریق مشابه به سمت صفر میل کرده و خودرو به حالت تعادل خود بازمی گردد.



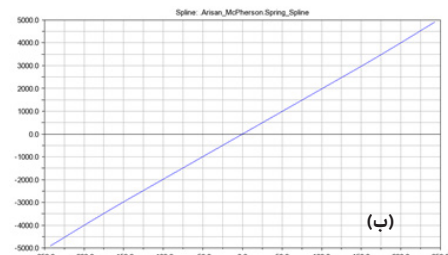
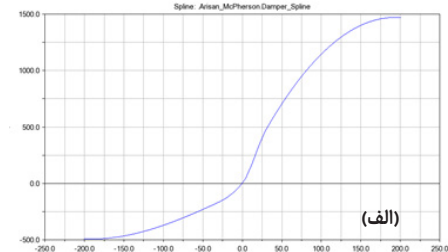
شکل ۵- ورودی زاویه رول حول مرکز رول خودرو،  $R$

به ازای ورودی نشان داده شده در شکل ۵، تغییرات زاویه کمبر چرخ سمت راننده خودرو مطابق شکل ۶ خواهد بود.



شکل ۶- پاسخ زاویه کمبر به ازای ورودی

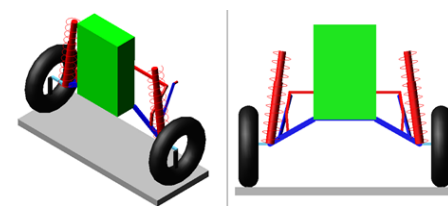
شکل ۲- ب مدل فدر بر حسب نیرو (نیوتن) - جابجایی (میلی متر) این سیستم تعلیق است. این نمودار بر اساس داده های استخراجی و با استفاده از درونیایی Cubic Spline استخراج گشته است. لازم به ذکر است سرعت در نظر گرفته شده برای نقاط بیشینه نیروی فشاری و بیشینه نیروی کششی، سرعت متوسط است. جهت برونیایی برای نیروهای بیشتر از مقادیر موجود در جدول از برونیایی خطی بصورت اتوماتیک در نرم افزار استفاده م. شد.



شکل ۲- نمودارهای دمپر (الف) و فنر (ب) به ترتیب بر حسب نیرو- سرعت و نیرو- جابجایی

### ۲-۳ مدل نهایی

مدل نهایی پیاده سازی شده در نرم افزار ADAMS View مطابق شکل ۳ است. در این مدل، مکعبی به جرم  $535$  کیلوگرم به نمایندگی از وزن شاسی تحمل شده روی سیستم تعلیق قرار داده شده است. مرکز رول خودرو بدست آمده نقطه  $R$  بوده که در شکل ۱- ب نشان داده شده است. ورودی سیستم جهت بررسی روی این نقطه قرار داده می شود. مجدداً تاکید می شود که سیستم تعلیق بجز نقاط مابین  $G_i$  و  $E_i$  در نقاط  $D_i$  و  $S_i$  نیز به شاسی متصل گشته است. اگرچه در ظاهر اینگونه نیست اما اتصال لحاظ گشته است.



شکل ۳- مدل نهایی در نرم افزار ADAMS-View

حال جهت بررسی صحت مدل، سیستم رها شده تا به حالت تعادل خود برسد. جدول زیر، مختصات نقاط در دستگاه کارتزین زمین را نشان می دهد. این مقادیر بر اساس سیستم واقعی نشان داده شده در شکل ۱- الف اندازه گیری شده و بدست آمده اند. ضرایب  $A_0$  و  $B_0$  تنها برای بیان ارتباط بین نقاط  $A_i$  و  $B_i$  در هر دو سمت خودرو با نقاط  $G_i$  بکار گرفته شده اند.

| نقطه  | مقدار اولیه | پارامتر | نقطه  | مقدار اولیه | پارامتر |
|-------|-------------|---------|-------|-------------|---------|
| $O_1$ | $O_{1x}$    | 0       | $S_1$ | $S_{1x}$    | -93.2   |
|       | $O_{1y}$    | 0       |       | $S_{1y}$    | 683.6   |
|       | $O_{1z}$    | 0       |       | $S_{1z}$    | 0       |

هدف این مقاله صرفاً جهت بررسی سیستم تعلیق است. زمین رو، لاستیکها بدون قابلیت ارتجاعی و صلب در نظر گرفته می شوند. جدول ۱ شامل مشخصات نقاط اتصال و مفصل های موجود در مدل سازی سیستم می باشد. توجه به این نکته حائز اهمیت است که سیستم تعلیق ذات کاملاً متقارنی دارد. به همین دلیل جهت پرهیز از تکرار در جدول ۱، از زیروند ۱ بجای اعداد ۱ و ۲ در شکل ۱- ب استفاده شده است. همچنین، بر خلاف ظاهر موجود در شکل ۱- ب، سیستم تعلیق در نقاط  $S_i$  و  $D_i$  در مدل واقعی به شاسی متصل گشته است. این اتصال در مدل واقعی تعریف می گردد. در انتها نیز منظور از راستاهای گفته شده، راستاهای دستگاه مختصات زمین هستند که در گوشه سمت چپ شکل ۱- ب نشان داده شده اند. این راستاها ثابت می باشند. توجه به این نکته حائز اهمیت است که اتصال موجود در نقطه  $D_i$  دارای پیچیدگی منحصر بفردیست که به تنهایی توسط نرم افزار امکان پیاده سازی نداشت. بدین منظور برای پیاده سازی نزدیک به واقعیت لینکی مجازی به نام  $a_i$  در این نقطه قرار گرفت. سپس دو اتصال در این نقطه تعریف شد. اتصال اول، اتصالی بین لینک  $A_i D_i$  و لینک مجازی  $a_i$  و اتصال دوم بین این لینک مجازی و شاسی است.

| لینک یا عضو (نقطه $i$ ام) | نوع     | محل                                     |
|---------------------------|---------|-----------------------------------------|
| $O_1 F_1$ - چرخ           | جوش     | نقطه $F_1$                              |
| $O_1 F_1 - O_1 G_1$       | جوش     | نقطه $O_1$                              |
| $O_1 G_1 - A_1 D_1$       | کروی    | نقطه $A_1$                              |
| $O_1 G_1 - B_1 C_1$       | دورانی  | نقطه $B_1$ در راستای $z$                |
| $B_1 C_1 - C_1 E_1$       | دورانی  | نقطه $C_1$ در راستای $z$                |
| $O_1 G_1 - G_1 G_2$       | دورانی  | نقطه $G_1$ در راستای $z$                |
| $C_1 E_1 - E_1 E_2$       | دورانی  | نقطه $E_1$ در راستای $z$                |
| $a_1 - A_1 D_1$           | کروی    | نقطه $D_1$                              |
| $a_1$ - شاسی              | انتقالی | نقطه $B_1$ در راستای $z$                |
| چرخ - جاده                | صفحه ای | محل تماس جاده و چرخ دوران در راستای $z$ |
| $E_1 E_2$ - شاسی          | دورانی  | مابین نقاط $E_1$ و $E_2$ در راستای $x$  |
| $G_1 G_2$ - شاسی          | جوش     | مابین نقاط $G_1$ و $G_2$                |
| زمین - شاسی               | صفحه ای | مرکز جرم شاسی دوران در راستای $z$       |
| زمین - جاده               | صفحه ای | روی جاده دوران در راستای $z$            |

جدول ۱- مشخصات اتصالات

### ۲-۲ مدل فدر-دمپر

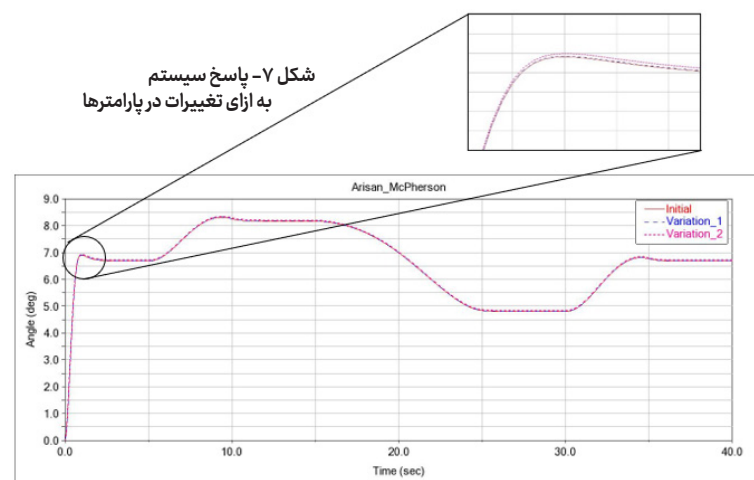
برای مدل سازی فنر و دمپر این سیستم از جداول استاندارد و نقشه های موجود استفاده شده است. تست فنر و دمپر این خودرو از استاندارد ISIRI ۳۰۱۶ طبعیت می کند. این استاندارد  $101.6$  کورس در  $4$  دقیقه را جهت تعیین میزان میرایی و میزان فنریت در دو حالت کشش و فشار در نظر می گیرد. جدول ۲، جدول داده های استخراج شده از فنر و دمپر این خودروست.

|             |                                         |                                    |
|-------------|-----------------------------------------|------------------------------------|
| فنر         | بار استاتیکی<br>بیشینه نیرو             | $2800-3300 KN$<br>$4900 KN$        |
| دمپر        | بیشینه نیروی کششی<br>بیشینه نیروی فشاری | $147 \pm 147 KN$<br>$49 \pm 49 KN$ |
| خصوصیات کلی | طول آزاد                                | $320-334 mm$                       |
|             | طول استاتیکی                            | $183 mm$                           |
|             | طول به ازای بیشینه نیرو                 | $83 mm$                            |

جدول ۲- داده های فنر و دمپر

شکل ۲- الف مدل غیر خطی دمپر بر حسب نیرو (نیوتن) - سرعت (میلی متر بر ثانیه) و

پاسخ سیستم، مجددا تغییرات زاویه کمبر و ورودی سیستم مجددا همانند شکل ۵ خواهد بود. پاسخ به ازای این دو تغییرات در شکل ۷ نشان داده شده است. با وجود تغییرات تقریباً محسوس در تعدادی از پارامترهای سیستم، پاسخ سیستم در ازای تغییرات مقاوم بوده و تفاوت چندانی در خروجی سیستم مشاهده نمی‌شود. این تغییرات به حدی کوچک است که حتی با وجود بزرگنمایی در شکل، همچنان پاسخ سیستم‌ها بسیار به یکدیگر نزدیک می‌باشند.



شکل ۷- پاسخ سیستم  
به ازای تغییرات در پارامترها

## ۵- جمع بندی

در این مقاله، مدلی از سیستم تعلیق McPherson در نرم افزار ADAMS-View ارائه شد که این مدل تا حد امکان به مدل واقعی نزدیک بوده است. در این مدل تمامی عناصر غیر خطی و همچنین، تمامی پارامترها به دقت به نرم افزار داده شده و یک جعبه به عنوان نمادی از وزن شاسی که توسط سیستم تعلیق تحمل می‌شود، به مجموعه اضافه شده است. سپس صحت سیستم به ازای حالت تعادل نشان داده شده و پاسخ شبیه‌سازی سیستم به ازای ورودی حرکت رول مورد بررسی قرار گرفت. پس از آن، جهت بررسی حساسیت سیستم نسبت به تغییرات ذاتی، تعدادی از پارامترها تغییر داده شد به طوری که این تغییرات در پارامترها بر روی مرکز رول خودرو تأثیری نگذارند. در انتها نیز به ازای تغییر پارامترهای ذکر شده، حساسیت سیستم به این پارامترها مورد بحث قرار گرفت و مقاوم بودن پاسخ سیستم نسبت به این تغییرات نشان داده شد.

## ۶- تشکر و قدردانی

نویسندگان این مقاله، از کارخانه سیستم تعلیق و جلوبندی لاهیجان به خصوص، واحد تحقیق و توسعه به دلیل همکاری بی دریغ، در اختیار قرار دادن سیستم تعلیق موجود در شکل ۱ و همچنین، همکاری در مطالعه حول پارامترهای فنر و دمپر تقدیر و تشکر به عمل می‌آورند.

## ۷- مراجع

- [1] J. C. Dixon, Suspension Geometry and Computation, Wiltshire: John Wiley & Sons, 2009.
- [2] J. Reimpell, H. Stoll and J. W. Betyler, The Automotive Chassis: Engineering Principles, New Dehli: Buterworth-Heinemann, 2001.
- [3] D. L. Cronin, «MacPherson Strut Kinematics,» Mechanism and Machine Theory, vol. 16, pp. 1981, 644-631.
- [4] A. Stensson, C. Asplund and L. Karlsson, «The Nonlinear Behaviour of a MacPherson Strut Wheel Suspension,» International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, pp. 106-85, July 1994.
- [5] D. A. Mantaras, P. Luque and C. Vera, «Development and validation of a three-dimensional kinematic model for the McPherson steering and suspension mechanisms,» Mechanism and Machine Theory, pp. 2004, 619-603.
- [6] M. Lu and W. Zhao, «Kinematic Analysis and Numerical Method for McPherson Suspension,» Advanced Materials Research, Vols. 316-314, pp. 2011, 1448-1444.
- [7] J. Hurel, A. Mandow and A. García-Cerezo, «Nonlinear Two-Dimensional Modeling of a McPherson Suspension for Kinematics and Dynamics Simulation,» in 12th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control, Sarajevo, 2012.
- [8] J. Hurel, A. Mandow and A. García-Cerezo, «Kinematic and dynamic analysis of the McPherson suspension with a planar quarter-car model,» Vehicle System Dynamics, pp. 1422-1437, 2013.
- [9] X. Yao, C. Xu, T. Ma and X. Zhang, «McPherson suspension simulation analysis method based on ADAMS,» Applied Mechanics and Materials, Vols. 270-268, pp. 2012, 865-860.

ارآنجایی که زاویه رول ورودی اولیه (تا قبل از ثانیه دهم) در جهت خلاف عقربه‌های ساعت بوده است، بنابراین طبق تحلیل‌های دینامیکی، زاویه کمبر چرخ سمت راننده می‌بایستی افزایش یابد که شکل ۶ این بیان را تأیید می‌کند. از آنجایی که جهت زاویه رول از ثانیه پانزدهم تا ثانیه بیست و پنجم در جهت عقربه‌های ساعت است، بنابراین کاهش زاویه کمبر امری بدیهیست که مجدداً شکل ۶ صحنه بر این گفتمان می‌گذارد.

## ۴- تحلیل حساسیت

جهت بررسی حساسیت سیستم ارائه شده نسبت به تغییر پارامترها، تعدادی از پارامترهای بیان شده در جدول ۳ تغییر داده شده و سیستم مجدداً بررسی می‌گردد. در جدول ۴ تغییرات اعمال شده اذعان گشته است.

| نقطه           | پارامتر         | مقدار اولیه | تغییرات اول | تغییرات دوم |
|----------------|-----------------|-------------|-------------|-------------|
| C <sub>i</sub> | C <sub>ix</sub> | -122.30     | -138.90     | -111.0      |
|                | C <sub>iy</sub> | 218.10      | 217.05      | 219.92      |
|                | C <sub>iz</sub> | 0           | 0           | 0           |
| E <sub>i</sub> | E <sub>ix</sub> | -148.20     | -151.20     | -158.20     |
|                | E <sub>iy</sub> | 380.00      | 379.53      | 372.20      |
|                | E <sub>iz</sub> | -195.30     | -195.30     | -188.00     |
| A0             | A0              | 0.2122      | 0.10        | 0.10        |
| B0             | B0              | 0.414       | 0.414       | 0.65        |

جدول ۴- تغییر مقادیر اولیه جهت بررسی حساسیت سیستم





سیدامیررضا عبداللهی،  
دانشجوی کارشناسی ارشد  
مکانیک، دانشگاه تبریز

## نیروگاه‌های آبی، جمع‌آوری و طبقه‌بندی اطلاعات مربوط به استحصال انرژی از آب (جذرومد امواج-OTEC)

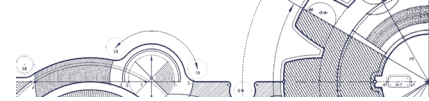
در سال‌های اخیر به دلیل آلاینده بودن و همچنین پایان پذیر بودن سوخت‌های فسیلی اقدام‌های موثری در شناسایی سوخت‌های جایگزین در خودروها انجام شده است. رشد فزاینده مصرف انرژی در دنیا ممکن است تاحدی به عنوان یک شاخص معنی‌دار پیشرفت اقتصادی قلمداد شود، ولی این رشد بی‌رویه باعث کاهش منابع آنها و نیز مشکلات اقتصادی و اجتماعی می‌شود. بنزین و گازوئیل (حاصل از نفت خام) تأمین‌کننده اصلی انرژی بسیاری از کشورها از جمله ایران هستند که ذخایر محدود و آلودگی بسیار دارند. از میان انرژی‌های تجدیدپذیر، انرژی‌های دریایی از پاک‌ترین و پرفریت‌ترین انرژی‌ها به شمار می‌روند. و به همین دلیل کشورهای پیشرفته دنیا برنامه‌های جامعی برای استحصال انرژی از دریاها و اقیانوس‌ها دارند. انرژی دریایی انرژی بدست آمده با استفاده از امواج دریا، جزرو مد، شوری، جریان اقیانوسی و تفاوت در درجه حرارت آب دریا است. اقیانوس یک باتری طبیعی با ظرفیت زیادتر از انرژی خورشیدی است. فرآیند تبدیل انرژی حرارتی اقیانوس گونه‌ای از فناوری‌های تولید انرژی است که تابش خورشید را به نیروی برق تبدیل می‌کند. در این روش از شیب گرمایی لایه‌های مختلف آب که دارای درجه حرارت متفاوت هستند استفاده می‌گردد و در نتیجه باعث گردش چرخه توان (انرژی) می‌شود. با توجه به اختلاف درجه حرارت میان سطوح گرم و سرد و آب در قسمت‌های گود اقیانوس‌ها، می‌توان به اختلاف دمای حدود ۲۰ درجه سانتیگراد دست یافته که روش اتک (OTEC) می‌تواند آن را به توان چشم‌گیری تبدیل سازد و در این صورت اقیانوس‌ها یک منبع تجدیدپذیر با پتانسیل بالا می‌باشند. با توجه به بحران انرژی و رو به اتمام بودن منابع تجدیدناپذیر مانند: نفت، ذغال سنگ و غیره، در سال‌های اخیر توجه خاصی به استفاده از منابع تجدیدپذیر گردیده است. اقیانوس‌ها منبع وسیع انرژی می‌باشند و بکارگیری انرژی حرارتی اقیانوس‌ها به عنوان یکی از تکنولوژی‌های انرژی تجدیدپذیر در حال گسترش می‌باشد.

**کلمات کلیدی:** نیروگاه‌های آبی، انرژی، جذرومد، امواج، الکتریسیته

### ۱- مقدمه

تأمین انرژی به عنوان یکی از اساسی‌ترین پیش نیازهای توسعه اقتصادی و بهبود کیفیت زندگی بشر در طول تاریخ از اهمیت زیادی برخوردار بوده است. با وجودی که در قرون اخیر در پی کشف ذخایر نفت و گاز، الگوی مصرف انرژی تغییر یافته و به سوی استفاده هر چه بیشتر از سوخت‌های فسیلی نظیر نفت و گاز گراییده است، لکن افزایش روزافزون نیاز به انرژی، محدودیت منابع سوخت‌های فسیلی، گرمایش جهانی و اثرات گلخانه‌ای در کنار آلودگی‌های زیست محیطی ناشی از سوخت مواد فسیلی موجب توجه دوباره به منابع تجدید پذیر شده است. از میان انرژی‌های تجدید پذیر، انرژی‌های دریایی از پاک‌ترین و پرفریت‌ترین انرژی‌ها به شمار می‌روند. و به همین دلیل کشورهای پیشرفته دنیا برنامه‌های جامعی برای استحصال انرژی از دریاها و اقیانوس‌ها دارند در ادامه به معرفی مختصر انواع انرژی‌های تجدیدپذیر دریایی پرداخته می‌شود. منشأ انرژی‌های دریایی نیز مانند همه انرژی‌های مورد استفاده ما، خورشید است. انرژی‌های قابل استحصال از دریا به طور کلی شامل جزرو مد، امواج، جریانات و اختلاف گرمایی می‌باشد. انرژی دریایی یا اقیانوسی، یکی از انواع انرژی‌های تجدیدپذیر است که در کنار منابع دیگری نظیر انرژی خورشیدی و

باد، مورد توجه قرار گرفته است. انرژی امواج و انرژی جزرو مد را می‌توان مهم‌ترین زیر مجموعه‌های انرژی‌های دریایی به شمار آورد. پتانسیل موجود در اقیانوس‌ها، بسیاری از دانشمندان و مخترعان را برای ساخت دستگاه‌هایی که بتواند این انرژی را به انرژی‌های دیگر تبدیل نماید، ترغیب نموده است. انرژی موج را نمی‌توان در هر نقطه‌ای استحصال کرد. بهترین مناطق جهت احداث نیروگاه، مناطقی است که ارتفاع موج زیاد باشد. انرژی جزرو مدی (Tidal Energy) نیروی حاصل از جزر (پایین رفتن آب) و مد (بالا آمدن آب دریا) در نواحی ساحلی گویند. برای بهره‌برداری از این نیرو توربین‌هایی در نواحی ساحلی مستقر می‌کنند که با قدرت آب می‌چرخند و انرژی تولید می‌کنند. انرژی حرارتی اقیانوس‌ها به عنوان راهی برای استخراج مقداری از انرژی خورشیدی ذخیره شده در بخش‌های گرمسیری اقیانوس‌ها (۱۹۳۰ کلاپود، ۱۸۸۱ آرسونوال) می‌باشد. مکانیزم عملکرد اتک (OTEC) مبتنی بر ایجاد یک چرخه عظیم بین آب‌های گرم سطحی و آب‌های سرد در عمق دریا می‌باشد.



## مبانی نظری

### ۲-۱- انرژی جزرومد

امواج در اثر انتقال انرژی از باد به دریا به وجود می آیند. نرخ این انتقال انرژی بستگی به سرعت باد و نیز به مسافتی دارد که در طول آن باد با سطح آب در فعل و انفعالات بوده است. موج ها به خاطر جرم آبی که نسبت به سطح متوسط دریا جا به جا شده انرژی پتانسیل و به خاطر سرعت ذرات آب، انرژی جنبشی را با خود حمل می کنند. انرژی ذخیره شده از طریق اصطکاک و اغتشاش و با شدتی که بستگی به ویژگی امواج و عمق آب دارد، تلف می شود. موج های بزرگ در آب های عمیق انرژی خود را با کندی بسیار از دست می دهند، در نتیجه سیستم های امواج بسیار پیچیده هستند و اغلب هم از بادهای محلی و هم از طوفان هایی که روزها قبل در دور دست اتفاق افتاده اند سرچشمه می گیرند. قدرت امواج معمولاً بر حسب کیلووات بر متر بیان می شود که نمایانگر شدت انتقال یا عبور انرژی از یک خط فرضی به طول یک متر و موازی با جبهه موج است. امروزه فناوری تولید انرژی از موج اقیانوس ها وجود دارد، به طوری که بیش از ۴۰۰ اختراع در این زمینه به ثبت رسیده است. استحصال انرژی از جزرومد در نقاطی عملی است که انرژی زیادی به صورت جزرومدهای بزرگ در آنها متمرکز شده باشد و به علاوه جغرافیای محل نیز برای احداث نیروگاه جزرومدی سبب مناسبی فراهم کرده باشد. چنین مکان هایی در همه جا یافت نمی شوند. اما تا به حال تعداد نسبتاً زیادی شناسایی شده اند. در حال حاضر تعداد کمی نیروگاه جزرومدی در جهان احداث شده است. علاوه بر انرژی جزرومد و امواج، انرژی حرارتی اقیانوس ها یا دریاهای که از اختلاف دمای آب های سطحی و آب های عمیق ۱۰۰۰ متری دریاهای بزرگ استفاده کرده و یک سیکل کم راندمان و دما پایین ترمودینامیکی را بین این دو منبع حرارتی سرد و گرم برقرار می کند نیز مورد توجه و بهره برداری آزمایشی قرار گرفته است. جزرومد دریاهای مدتی است که به عنوان یکی از منابع انرژی های تجدیدپذیر مورد توجه قرار گرفته است. جزرومد به وضوح تابعی از گردش ماه به دور زمین است. در کل به نیروی حاصل از جز (پایین رفتن آب) و مد (بالا آمدن آب دریا) در نواحی ساحلی گویند. این دو اثر را از وجود نیروی جاذبه ای به غیر از جاذبه زمین میدانیم.

### ۲-۲- تکنیک های استفاده از انرژی جزرومد

یکی از روش های ساده و قدیمی استفاده از انرژی جزرومد ایجاد یک حوض تنها است. این تکنیک فقط یک حوض را با مسدود کردن خلیج حاصله از مصب رود یا خلیج اصلی با استفاده از یک سد مورد استفاده قرار می دهد. در طول دوره تناوب یا بالا آمدن آب، از دریچه های راه های کانالی، آب حوض را پر می کند. وقتی که سطح آب در حوض بالاتر از سطح آب دریا است، انرژی پتانسیل آب مسدود شده در حوض با گذشتن از توربین مولد الکتریسته به انرژی الکتریکی تبدیل می شود. در این طرح حدود ۵ ساعت تولید و ۶ تا ۷ ساعت پرکردن مجدد و توقف مشخص می شود. تکنیک انرژی خروجی یک راه حوض تنها با قرار دادن توربین، مولدی که می تواند موتور پمپ کمکی به هنگام عملیات پرکردن مجدد مورد استفاده قرار گیرد، اصلاح می شود. طرح دیگر عبارت از یک حوض با دوره است؛ که تولید انرژی بر اثر حرکت آب از طرف دریا به حوض و از طرف حوض به دریا صورت می گیرد. با بکار بردن چنین دستگاهی انرژی بیشتری نسبت به طرح قبلی تولید می شود. با وجود این انرژی تولید شده در این طرح مانند طرح یک راه آن چنان زیاد نیست، بنابراین توربین های طرح دو راهه بسیار بزرگ و گران قیمت هستند. انرژی خروجی تکنیک مولد یک دوره نیز باید با پمپ کمکی اصلاح شود، توسعه طرح انرژی جزرومد لارانس برای دوره عملیات حوض تنها با پمپ بوده است.

### ۲-۲-۱- تولید برق از طریق انرژی جزرومد

نیروگاه های تولید الکتریسته در اعماق آب دریاهای استفاده از قدرت جزرومد می توانند کمکی برای مسئله انرژی جامعه بشری باشند. نخستین پروژه از این نمونه با یک سیستم نوین، در حال حاضر مشغول به کار است. پره های ۱۱ متری یک توربین زیر آبی به آرامی و بدون سرو صدا در حال گردش هستند. این نخستین پروژه تولید الکتریسته از نیروی جزرومد در عمق دریاست که به شیوه ای نوین به کار گرفته شده است توربین های تولید انرژی، که در عمق ۲۰ متری در فاصله ۲ کیلومتری ساحل «دوون» واقع در جنوب غربی انگلیس کار می کنند حاصل ۴ سال تلاش مهندسان و کارشناسان دانشگاه کاسل آلمان است. این تنها نیروی جزرومد است که پروانه های عظیم این توربین های زیر آبی، با نام «جریان دریایی» را به چرخش در می آورد. این توربین ها، برخلاف توربین های بادی که وابسته به شرایط آب و هوایی هستند می توانند در اعماق دریا و به دور از تغییر و تحولات جوی به

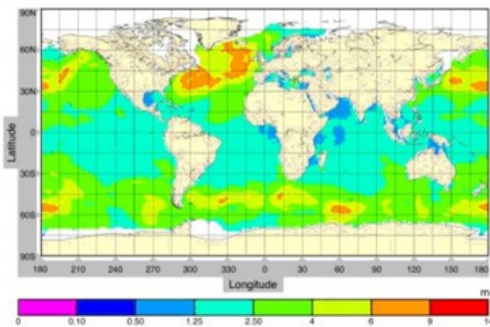
طور دائم به کار خود ادامه داده و به تولید الکتریسته بپردازند.

### ۲-۲-۲- ایجاد انرژی کشندی

توان کشندی از جزرومد اقیانوسی زمین گرفته می شود؛ نیروهای کشندی تغییرات متناوب جاذبه گرانشی وارد شده از اجرام آسمانی است. در زمین عوامل اصلی ایجاد این انرژی عمدتاً ماه؛ به خاطر نزدیکی بیشتر و گرفتارایش در قفل جزرومدی با زمین، و سپس خورشید است و اجرام آسمانی دیگر تأثیر چندانی در ایجاد آن ندارند. این نیروها حرکات و جریانهایی را در اقیانوس ها به وجود می آورد. این نیروی جاذبه شدید یک برآمدگی در سطح آب ایجاد می کند که باعث افزایش سطح گذرای دریا می شود. با افزایش سطح دریا آب وسط اقیانوس به سمت ساحل رانده می شود و مد را به وجود می آورد. این پدیده به علت الگوی همیشگی مدار ماه به دور زمین همیشه در حال وقوع است. اندازه و ویژگی این حرکت نشان دهنده تغییر وضعیت ماه و خورشید نسبت به زمین، اثر چرخش زمین و جغرافیای محلی بستر دریا و خط ساحلی است.

### ۲-۲-۳- انرژی امواج

انرژی موج، در اقیانوس بر اثر عمل باد روی سطح اقیانوس تولید می شود. کل انرژی موج توزیع شده در زمین ۱/۶۵ MW تخمین زده می شود که در حدود انرژی کلی توزیعی جزرومد است. انرژی موج منبع تجدید شونده است و معمولاً نسبت به انرژی باد، قابلیت تولید بیشتری دارد. انرژی که از امواج استخراج می شود دوباره، توسط برهمکنش باد و سطح اقیانوس، به سرعت پرمی شود. انرژی موج نامنظم، نوسانی و دارای فرکانس پایین است که قبل از اضافه شدن به شبکه باید به فرکانس ۶۰ هرتز تبدیل شود. بر اساس برآوردهای انجام شده، کل انرژی امواج در جهان ۲ تراوات (۲ میلیون مگاوات) انرژی الکتریکی باشد. به طور تقریبی حداکثر ۲۰ درصد از این انرژی قابل استحصال است.



شکل ۱: الگوی جهانی امواج

توان جهانی امواج حدود ۸۰۰۰۰۰ تا ۸۰۰۰۰۰۰۰ تریلیون وات - ساعت بر سال (۱-TW) تخمین زده می شود که از همان مرتبه بزرگی مصرف انرژی الکتریکی جهان است نواحی با امواج مطلوب و مناسب در عرض جغرافیایی ۳۰ قرار دارند، جایی که باد-های منظم می وزد. توان موجود متناسب با مربع ارتفاع موج و دوره تناوب موج است. انرژی موج در ماه های زمستان بیشترین مقدار خود را دارد. انرژی در موج به صورت تبدیل انرژی پتانسیل و جنبشی در موج است. حرکت چرخه ای موج، انرژی را به سمت جلو پیش می برد. امواج متحرک اقیانوس دارای انرژی جنبشی است. از این انرژی می توان جهت چرخش یک توربین استفاده نمود. موج در محفظه به طرف بالا حرکت نموده و باعث خروج هوا از طرف دیگر آن می شود. سپس هوای متحرک باعث چرخش توربین شده و در نتیجه ژنراتور را به گردش در می آورد. زمانیکه موج پائین می رود، جریان هوا از توربین عبور کرده و مجدداً از طریق دره ای که معمولاً بسته اند وارد محفظه می شود که می توان از روش هایی مانند زیر استفاده کرد:

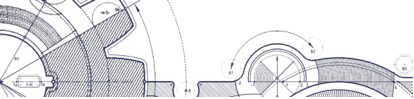
### ۱- استفاده از بادامک های شناور:

وقتی موج می آید بادامک ها را می چرخاند و این حرکت چرخشی را به ژنراتور وصل می کنند. در واقع تعداد زیادی از این بادامک ها را توسط میله ای بهم وصل می کنند و مجموعه را در نزدیکی ساحل روی امواج می گذارند، این سیستم ها برای امواج سنگین کاربرد دارد.

### ۲- استفاده از جزایر طبلک:

سیستم طبلکی چیزی شبیه تیوپ اتومبیل می باشد که دیواره های آن قابل ارتجاع می باشد. در قسمت های داخلی تقسیم بندی، توربین جاگذاری کرده اند.





در سال ۱۹۸۹ تخمین زده شد که به ازاء هر شخص ۹۰۰۰ مترمکعب آب شیرین است که این رقم در سال ۲۰۰۰ کاهش چشمگیری داشته است. طبق آمارهای رسمی، سرانه مصرف آب شیرین کشورمان حدود ۳۰۰ مترمکعب است که دو برابر میزان متعارف جهانی است. حال اگر «سرانه آب شیرین تجدیدشونده» را در نظر بگیریم، وخامت اوضاع مشخص خواهد شد. قبل از سال ۲۰۲۵، رشد جمعیت به هشت میلیارد نفر می‌رسد و موجودی آب شیرین تا ۵۱۰۰ مترمکعب به ازای هر شخص در سال کاهش می‌یابد. اگرچه در حدود ۷۰ درصد سطح زمین به وسیله آب پوشیده شده، اما از این مقدار فقط سه درصد آن «آب شیرین» است. از این سه درصد ناپیچ، حدود دو درصد در یخچال‌ها و یخه‌های یخی به دام افتاده‌اند و حدود یک درصد باقیمانده نیز به طور متوالی از طریق باران و سایر فرایندها بازیابی می‌شود. یک راه موثر برای تبدیل آب دریا به آب شیرین، تبخیر سریع آب سطحی دریا و تراکم بخارها با استفاده از آب سرد و عمیق دریا است. شیوه کار نیروگاه به این شکل است که برای تبدیل انرژی حرارتی با استفاده از روش (OTEC) باید محلی را در نظر گرفت که از استحکام کافی برخوردار باشد.

روش کار این نیروگاه‌ها، بهره‌گیری از «اختلاف دمای آب» در «سطح و عمق» اقیانوس است. در این فناوری، ابتدا مایعی با «دمای جوش پایین» مثل آمونیاک یا «مخلوط آب با آمونیاک» توسط «آب سطح اقیانوس» گرم می‌شود. زمانی که این «سیال عامل» یا «مایع کار» بجوشد، شاهد تولید «گاز» خواهیم بود که با فشرده کردن آن، عملاً «فشار کافی» برای به حرکت درآوردن پره‌های توربین فراهم خواهد آمد. در مرحله بعد، این توربین ژنراتوری به حرکت درمی‌آید که نتیجه‌ی آن «تولید برق» است. تا این جای کار همه چیز درست شبیه یک نیروگاه حرارتی است. در چنین نیروگاهی سیال عامل که به «گاز» تبدیل شده است، باید با استفاده از یک «منبع سرد» دوباره به شکل مایع و سپس «گاز پرفشار» درآید تا بتواند توربین را بچرخاند. در نیروگاه (OTEC) این اتفاق با عبور «این گاز» از میان «آب سرد اعماق اقیانوس» می‌افتد. به این منظور، لوله‌های فایبرگلاس غول آسای تعبیه می‌شود که پمپاژ فی مابین سطوح بالایی و پایینی را انجام می‌دهد.

## ۲-۵- تولید انرژی الکتریکی

برای تولید ۱۰۰ مگاوات الکتریسیته که یک دهم انرژی یک مرکز هسته‌ای است، لازم است  $3 \times 10^3 \text{ sec}$  آب برای هر کدام از دو منبع گرم و سرد استفاده شود؛ دبی (بده) متوسط رودخانه سن در پاریس با آزمایش‌های انجام یافته برای تعیین دمای آب اقیانوس بر حسب عمق در نواحی بین حاره‌ای، سه ناحیه تشخیص داده شده است:

■ یک لایه سطحی به ضخامت ۱۰۰ تا ۲۰۰ متر مخصوصاً گرم در نزدیکی استوا (۲۸ تا ۳۰ درجه سانتیگراد) و نیمگرم در مناطق حاره‌ای (۲۰ تا ۲۵ درجه سانتیگراد) که مانند یک گیرنده تخت بسیار بزرگ و ذخیره‌کننده حرارتی بسیار عالی عمل می‌کند.

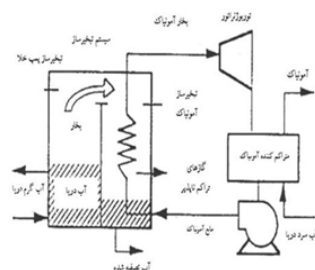
■ ناحیه‌ای که تغییر دما در آن سریع است، بین عمق ۲۰۰ متری و ۴۰۰ متری است که مانند یک سد حرارتی بین دو توده آب، با چگالی متفاوت عمل می‌کند.

گود اقیانوس‌ها می‌توان به اختلاف دمای حدود ۲۰ درجه سانتیگراد دست یافته که روش اتک (OTEC) می‌تواند آن را به توان چشم‌گیری تبدیل سازد و در این صورت اقیانوس‌ها یک منبع تجدیدپذیر با پتانسیل بالا می‌باشند. با توجه به بحران انرژی و رو به اتمام بودن منابع تجدیدناپذیر مانند: نفت، ذغال سنگ و غیره، در سال‌های اخیر توجه خاصی به استفاده از منابع تجدیدپذیر گردیده است. اقیانوس‌ها منبع وسیع انرژی می‌باشند و بکارگیری انرژی حرارتی اقیانوس‌ها به عنوان یکی از تکنولوژی‌های انرژی تجدیدپذیر در حال گسترش می‌باشد.

## ۲-۴- تبدیل انرژی گرمایی اقیانوس (OTEC)

از اختلاف دما بین عمق سردتر و سطح یا عمق کمتر گرم‌تر آب اقیانوس برای به حرکت درآوردن موتور گرمایی و انجام کار مفید (معمولاً به صورت برق) استفاده می‌شود. OTEC یکی از منابع انرژی تجدیدپذیر است و قابلیت تولید انرژی تا ۸۸۰۰۰۰ تراوات ساعت در سال را دارد. سیستم‌ها به دو صورت سیکل بسته و سیکل باز هستند. OTEC سیکل بسته با استفاده از مایعات کار می‌کند. مانند آمونیاک یا R-۱۳۴a، این مایعات دارای نقاط جوش پایین هستند و برای تولید برق مناسب هستند. اغلب چرخه حرارت OTEC تا به امروز چرخه رانکین است.

OTEC همچنین می‌تواند مقدار آب سرد را به عنوان یک محصول جانبی عرضه کند. این می‌تواند برای تهیه مطبوع و تبرید استفاده شود. آب‌های عمیق اقیانوس غنی از مواد معدنی می‌توانند از فناوری‌های بیولوژیکی تغذیه کنند. یکی دیگر از محصولات جانبی، تولید آب شیرین از دریا است.



شکل ۳: تولید آب تصفیه شده

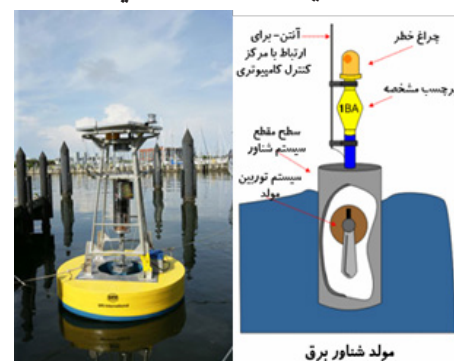
امروزه با توجه به بهای سوخت‌های فسیلی در سراسر جهان، شرکت‌های خصوصی بسیاری از غرب گرفته تا شرق برای ساخت نیروگاه‌های OTEC تجاری، وارد رقابتی تمام عیار شده‌اند. زیرا این منبع انرژی پاک و تجدیدپذیر می‌تواند بسیاری از اقتصادهای جهان را از وابستگی هایشان به نفت برهاند.

با مقایسه هزینه هر واحد برق تولید شده در یک نیروگاه اقیانوس گرمایی با هزینه واحد برق تولید شده در نیروگاه‌های سوخت فسیلی می‌توان نتیجه گرفت که کارگیری انرژی اقیانوس گرمایی به صرفه است. همچنین انرژی اقیانوس گرمایی می‌تواند مزایای دیگری نیز داشته باشد، نظیر پرورش دریازیان، تولید آب آشامیدنی یا حتی تهیه مطبوع هوا، این کاربردهای جانبی انرژی اقیانوس گرمایی می‌تواند باعث کاهش هزینه برق تولید شده شود. اما یکی دیگر از کاربردهای این حوزه، استفاده از فرایندها برای تولید آب شیرین است. به علت رشد جمعیت جهان، پدیده‌ی «کاهش ذخیره آب شیرین» روبرو هستیم.

این سیستم را بصورت شناور روی آب می‌اندازند و موج به آن‌ها ضربه وارد می‌کند. این ضربه به بدنه تیوپ وارد می‌شود و موجب فرو رفتگی آن می‌شود. فرو رفتگی باعث فشرده شدن هوای داخل آن شده، در نتیجه هوای فشرده از یک محفظه وارد محفظه دیگر می‌شود و باعث چرخش توربین‌ها می‌گردد.

انرژی موج دریا از نوع تجدیدپذیر است. چنین منابعی، نیازی به میلیون‌ها سال زمان برای بوجود آمدن ندارند و بی‌پایان هستند. تولید انرژی به این روش آلودگی در بر ندارد. این نیروگاه‌ها در طول زمستان می‌توانند بیش‌ترین میزان انرژی را تولید کنند و خوشبختانه در چنین زمان‌هایی به انرژی بیش‌تری نیازمند هستیم. مولدهای کوچک موجی می‌توانند در نواحی دور دست که انتقال برق مقرون به صرفه نیست بکار روند.

از طرف دیگر توان تولید شده در نیروگاه‌های موجی ثابت نبوده و بستگی به شرایط موج دریا دارد. هزینه ساخت مولدهای موجی زیاد و ساخت آن‌ها دشوار است. کابلی که وسیله آن مولدهای موجی به هم متصل می‌شوند برای قایق‌ها و کشتی‌ها مشکل آفرین است. در ضمن انتقال برق از طریق کابل نیز خطرناک است زیرا ممکن است کابل لخت شده و جریان برق وارد آب شود و موجودات دریایی را به خطر اندازد. در ضمن این نیروگاه‌ها باید طوری ساخته شوند که در شرایط بد و طوفانی صدمه نبینند و این موضوع هزینه‌ی ساخت آن‌ها را بالا می‌برد.



شکل ۲: یک طرح تحقیقاتی برای استفاده از انرژی موج

توان تولید شده در نیروگاه‌های موجی ثابت نبوده و بستگی به شرایط موج دریا دارد. هزینه ساخت ژنراتورهای موجی زیاد و ساخت آن‌ها دشوار است. کابلی که به وسیله آن مولدهای موجی به هم متصل می‌شوند برای قایق‌ها و کشتی‌ها مشکل آفرین می‌باشد. در ضمن انتقال برق از طریق کابل نیز خطرناک است زیرا ممکن است کابل لخت شده و جریان برق وارد آب شود و موجودات دریایی را به خطر اندازد. در ضمن این نیروگاه‌ها باید طوری ساخته شوند که در شرایط بد و طوفانی صدمه نبینند.

## ۲-۳- انرژی حرارتی اقیانوس (OTEC)

فرآیند تبدیل انرژی حرارتی اقیانوس گونه‌ای از فناوری‌های تولید انرژی است که تابش خورشید را به نیروی برق تبدیل می‌کند. در این روش از شیب گرمایی لایه‌های مختلف آب که دارای درجه حرارت متفاوت هستند استفاده می‌گردد و در نتیجه باعث گردش چرخه توان (انرژی) می‌شود. با توجه به اختلاف درجه حرارت میان سطوح گرم و سرد و آب در قسمت‌های



■ یک لایه آب سرد که دمای آن به تدریج کاسته می شود تا در عمق ۱۰۰ متری به ۴ درجه سانتیگراد و در عمق ۵۰۰ متری به ۲ درجه سانتیگراد برسد. این آبهای عمیق اساساً در نزدیکی قطب های جنوب و شمال صدها سال پیش تشکیل شده اند.

■ با پذیرفتن اینکه رسیدن آب های سرد به منطقه حاره بطور متوسط هزار سال طول می کشد و حجم کلی آنها یک میلیارد کیلومتر مکعب است، می توان دبی (بده) جهانی منبع سرد را حدود ۳۰ میلیون متر مکعب بر ثانیه ارزیابی کرد. منبع گرم سطح محدودی ندارد و برای تولید یک مگاوات الکتریسیته در یک سانترال (مرکز)  $3^{\circ}\text{C}/\text{sec}$  آب سرد لازم است. به این ترتیب توانی که می توان از تمام اقیانوس های زمین دریافت کرد، حدود ده میلیون مگاوات برآورد می شود.

در داخل منطقه حاره، اختلاف دما بین سطح اقیانوس و عمق ۱۰۰ متری از ۱۶ درجه سانتیگراد تا ۲۴ درجه سانتیگراد در اقیانوس آرام است. حدود سطح اقیانوس ها در دنیا اختلاف دمایی بیشتر از ۱۸ درجه سانتیگراد را نشان می دهند. بنابراین، دریاها منبع ذخیره حرارتی بسیار بزرگ را تشکیل می دهند که در آنجا منبع گرم و سرد در داخل منطقه حاره توأماً وجود دارد که می توان توسط ماشین حرارت ((دمای پایین)) از انرژی حرارتی دریاها یک مرکز انرژی را بکار انداخت. این ماشین می تواند بر حسب دو چرخه متفاوت کار کند. در یکی به نام چرخه باز، آب دریا در شرایط خلا با منبع گرم تبخیر و توربین را به کار می اندازد. در چرخه دیگر به نام چرخه بسته آب گرم دریا برای تبخیر سیال واسطه مانند آمونیاک بکار می رود که پس از انجام کار در منبع سرد متراکم می شود.

## ۶-۲- بازده ماشین انرژی حرارتی دریاها

بازده کلی یک ماشین انرژی حرارتی دریاها بسیار ضعیف و در حدود ۲ تا ۳ درصد دبی (بده) آب بسیار زیاد است. برای تولید یک مگاوات الکتریسیته باید ۳ تا ۵ متر مکعب در ثانیه آب گرم و به همان میزان آب سرد پمپ شود. بنابراین باید برای دبی چنین جریانی لوله های قطور مورد استفاده قرار گیرند. به این ترتیب برای تولید توان ۱۰، ۱۰۰ مگاوات باید به ترتیب لوله هایی به قطر ۵۰، ۱۵۰ متر بکار برد. یک ماشین حرارتی می تواند بر حسب دو چرخه ترمودینامیکی کار کند: سیکل بسته و سیکل باز.

## ۶-۲-۱- سیکل بسته

چرخه بسته، سیال واسطه ای مانند آمونیاک را مورد استفاده قرار می دهد. آب گرم دریا در هنگام عبور از یک مبدل گرمای خود را به آمونیاک می دهد که آن را تبخیر می کند. بخاری که به این ترتیب تولید می شود در یک توربین رها می شود و قبل از متراکم شدن در تماس با جداره سرد چگالنده که توسط آب سرد دریا تغذیه می شود، کار محرک تولید می کند. یک پمپ جریان سیال متراکم شده را به دستگاه تبخیر باز می فرستد و چرخه دوباره شروع می شود. یک مرکز یک مگاواتی، سطح تبخیری (یا چگالنده) حدود یک هکتار را لازم دارد. پژوهش ها در مورد تبدیل کننده های بسیار مطلوب و گرانت می تواند این سطح را به ۱۵ برساند.

## ۶-۲-۲- سیکل باز

در چرخه باز آب گرم دریا (۲۵ تا ۳۱ درجه سلسیوس) در یک تبخیر کننده توزیع می شود که در آن فشار بسیار کمی (در حدود ۳۱ اتمسفر) حاکم است و سبب جوشیدن طبیعی آب می شود. بخار آبی که تولید

می شود قبل از مخلوط شدن با آب سرد چگالنده که فشار کمتر نسبت به تبخیر کننده دارد، توربینی را به کار می اندازد. اختلاف فشار کم بین دو ناحیه توربین (۱ تا ۲۱۰ اتمسفر) الزام می دارد که دبی (بده) بخار زیادی بوجود می آید و بنابراین توربینی به قطر بزرگ (۸ متری برای ۵ مگاواتی) را لازم دارد. اگر گازهای حل شده در آب دریا تخلیه نشود، سبب توقف توربین می شود. بنابراین دستگاه تخلیه قسمت کمی از توان تولید شده را مصرف می کند. از دیگر موارد سیکل های مورد استفاده می توان به موارد زیر اشاره نمود:

■ چرخه کالینا: این سیستم در واقع نوعی از سیستم های چرخه بسته است که به جای آمونیاک خالص از مخلوط آب و آمونیاک به عنوان سیال استفاده می شود. چنین ترکیبی فاقد یک نقطه مشخص به عنوان نقطه جوش بوده و دارای یک خط سیر است. در این حالت در طی تبخیر سیال گرمای بیشتری را دریافت نموده که حاصل آن بخار با گرمای بیشتر است که در نتیجه آن بازده سیستم افزایش می یابد.

■ سیکل ترکیبی: یک سیکل ترکیبی، ترکیبی از سیکل بسته و باز است که در آن آب دریا به سرعت بخار شده به عنوان سیال موثر سیکل بسته استفاده می شود.

■ سیستم هیبریدی: سیستم های هیبریدی ترکیبی از دو سیستم چرخه بسته و چرخه باز هستند که در آن بخار توسط تقطیر ناگهانی ایجاد می شود و به صورت سیال کاری در سیستم چرخه بسته عمل می کند. در این سیستم ها آب گرم سطح اقیانوس وارد محفظه های فشار پایین می شود. ابتدا بخار تولید شده حرارت خود را به سیال کاری با دمای جوش پایین منتقل می کند که مشابه عملکرد در سیستم های چرخه بسته بوده که نتیجه آن تولید برق است. آب گرم از سیستم چرخه بسته بواسطه فرایند تبخیر به سمت سیستم حلقه باز تخلیه شده و با آب سرد مجدد دمای آن کاهش می یابد که نتیجه آن تولید آب تازه مشابه فرایند حلقه باز است. در سیستم های هیبریدی اغلب باید سرمایه گذاری هایی برای زیرساخت های اضافی برای افزایش دمای آب اقیانوس از قبیل حوضچه های خورشیدی، کلکتورهای خورشیدی و نیروگاه های حرارتی آب های فاضلاب پیش بینی شود. این تاسیسات در بسترهای کم عمق و در فواصلی نه چندان دور از خط ساحلی نصب می شوند.

## ۳- نتیجه گیری

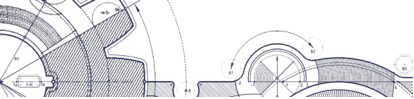
با توجه به توضیحات، می توان اظهار داشت که روش تولید برق از طریق فرایند تبدیل انرژی حرارتی اقیانوسی (OTEC) دارای ویژگی هایی خاص هم چون بدون آلودگی برای محیط زیست، بازدهی مناسب، ارزان بودن انرژی اقیانوسی و ... باشد. اما در مقابل محدودیت مکانی بهره گیری از این گونه نیروگاه ها، مشکلات انتقال برق و سرمایه گذاری های اولیه زیاد از عوامل تاثیر گذار بر گزینی توسعه این روش می باشد. سامانه های تبدیل انرژی حرارتی اقیانوسی (OTEC) کاربردهای زیادی دارند از جمله: تولید برق، نمک زدایی آب ها و تامین آب شیرین، حمایت از کشت جانداران دریایی در آب های عمیق، فراهم آوردن سامانه های تبرید و تهویه مطبوع، استخراج آب معدنی. به هر حال با توجه به گرانی روزافزون سوخت های فسیلی به نظر می رسد بایستی با بررسی های فنی و اقتصادی، بهره گیری از روش تولید برق به کمک تکنیک (OTEC) را در دستور کار قرارداد. آمونیاک دارای هدایت گرمایی بالا است و در دمای پایین تبخیر می شود. هم چنین ارزان و در دسترس است و با وجود سمی بودن، نشت آن به

آسانی قابل تشخیص است. بنابراین موجب کوچک تر شدن اجزای سامانه ی نیروگاه خواهد شد. همچنین در سال های اخیر طرح های مراکز شناور با توان های بزرگ با چرخه بسته معرفی شد. با حذف چرخه باز که برای یک مرکز ۱۰۰ مگاواتی، توربینی به قطر ۷۰ تا ۸۰ متر لازم دارد، به نظر می رسد که آمریکایی ها چرخه بسته را که از آمونیاک به عنوان سیال کار استفاده می کنند، انتخاب کرده باشند. در طرح شناور دیگری به جای انتقال الکتریسیته آن را در محل به تولید آمونیاک، به تولید هیدروژن با الکترولیز آب و به تولید ازت با مایع کردن هوا اختصاص می دهند. در ژاپن نیز استفاده از انرژی حرارتی دریا از سال ۱۹۷۷ به طور جدی تعقیب می شود و چرخه بسته با سیال کاری آمونیاک بیشتر جلب نظر کرده است و در نظر داشتند یک مرکز انرژی ۱۰۰ مگاواتی الکتریسیته را در سال ۱۹۹۰ به کار اندازند. در فرانسه به علت با صرفه و عملی بودن، مراکز با توان از یک تا ۱۰ مگاوات در جریان است. راه حل های تکنیکی مراکز مستقر در زمین و مراکز شناور مورد آزمایش قرار گرفته و از طرف دیگر چرخه باز و بسته نیز مقایسه شده اند.

## منابع

- ۱- برآورد پتانسیل تولید انرژی تجدیدپذیر در دریاهای پیرامونی، چگینی، وحید. و همکاران، گزارش طرح پژوهشی، ۱۳۹۰
- ۲- اصول مهندسی دریا، سورنسون، ر. مترجم. برگ، خسرو، ۱۳۷۹، انتشارات دانشگاه تهران
- ۳- مقدمه ای بر جزو مد در دریاها و اقیانوسها؛ جورج. اچ. داروین؛ ترجمه دکتر حسین مروتی؛ انتشارات آریان؛ تهران ۱۳۸۴
- ۴- تولید برق از جریان های دریایی، احمدی نژاد، مهیار. شرکت مهندسی مشاور منا
- ۵- مقدمه ای بر جزو مد در دریاها و اقیانوسها؛ جورج. اچ. داروین؛ ترجمه دکتر حسین مروتی؛ انتشارات آریان؛ تهران ۱۳۸۴
- ۶- مقدمه ای بر فیزیک دریاها و اقیانوسها؛ جی. آ. ناوس؛ ترجمه دکتر حسین مروتی؛ انتشارات آریان؛ تهران ۱۳۸۴
- ۷- مدل عددی جهت تعیین رژیم و توان جزو مد؛ اکبری نسب محمد، کتابداری محمد جواد ۱۳۸۹
- ۸- روش های کاربردی در استحصال انرژی امواج؛ امیرحسین ترابی
- ۹- مطالعات شناسایی و ارزیابی پتانسیل انرژی جذرو مد و امواج دریا؛ معاونت انرژی دفتر انرژی های نو (وزارت نیرو) (۱۳۸۵)
- 10-Larry W.Mays-water Resources engineering2010- wiley.
- 11-Technical Readness of ocean Thermal Energy Conversion(OTEC).
- 12-Direct-contact condensers forpen Cycle OTEC Applications.
- 13-Hydropower Enginneering Handbook part 1 and part2.
- 14-Hydropower handbook creager & Justin.
- 15-Power Plant engineering, PKNag
- 16- Development of utilization technology for ocean energy: tide and tidal current energy By Korea Ocean Research & Development Institute
- 17-Wave and Tidal Power By Paul David Shrader, 2005
- 18-(Energy from Tides and Waves By Dana Word, Chris Webber, m,m,m,,Lacey Doucet, Bekah Beall
- 19-Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) L. A. Vega, Ph.D., Hawaii, USA
- 20-Renewable Ocean Energy Sources: Part I—Ocean Thermal Energy Conversion May 1978 By RUSSELL W. PETERSON
- 21-(Ocean energy, Queensland Government Environmental Protection Agency , www.epa.qld.gov.au/sustainable\_industries
- 22-E2I EPRI Assessment Offshore Wave Energy Conversion Devices By Mirko Previsic
- 23-Ocean energy, US department of interior

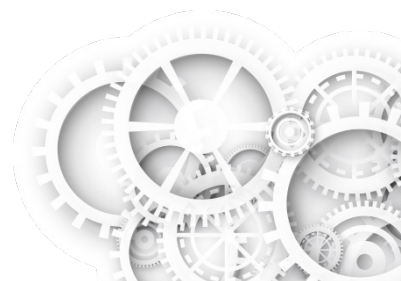




## گرایش‌های مهندسی مکانیک

|                             |                                                                                                                                                                                                      |
|-----------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| تبدیل انرژی                 | تجزیه و تحلیل مسائل مختلف در زمینه های گوناگون مانند سیالات انتقال حرارت تبدیل انرژی، احتراق و... میپردازد.                                                                                          |
| طراحی کاربردی               | به بررسی انواع نیروها حرکتهای و تأثیر آنها بر اجزای مختلف ماشین و طراحی خلاقانه و بهینه ی مکانیزم ها در زمینه های سیستمهای دینامیکی و کنترل و... میپردازد.                                           |
| ساخت و تولید                | با به کار بردن تکنولوژی مربوط به ابزارشناسی و ابزارسازی ریخته گری جوشکاری و... کارخانه های تولیدی را در زمینه ساخت و تولید ماشین آلات صنایع طراحی کنند.                                              |
| سیستم محرکه خودرو           | در جهت طراحی بهینه موتور برای کاهش مصرف سوخت و بهبود پارامترهای عملکردی موتور نظیر توان و گشتاور تلاش می کنند.                                                                                       |
| سازه بدنه خودرو             | هدف تربیت متخصصانی در زمینه سازه و بدنه خودرو برای طراحی خودروهایی با عملکرد بهتر در تصادفات، کمترین مقاومت از بدنه خودرو در مقابل جریان هوا و مباحثی شامل مواد بکاررفته در ساخت بدنه خودرو می باشد. |
| سیستم های انرژی و محیط زیست | طراحی سیستمهای انرژی بر اساس بهینه مصرف انرژی و بهینه آلودگی محیط زیست می پردازند.                                                                                                                   |
| مهندسی هسته ای              | هدف طراحی و استفاده از انرژی هسته ای است و به 3 گرایش پرتوپزشکی طراحی راکتور و چرخ سوخت تقسیم میشود.                                                                                                 |
| مهندسی دریا                 | در ارتباط با کشتی و سازههای دریایی مثل اسکله ها و سکوهای نفتی متحرک مطالعه میکنند و طراحی بدنه، استحکام بدنه سیستم های موتور گیربکس طراحی مربوط به ناوبری مسیریابی کشتی می پردازند.                  |
| مهندسی پزشکی بیومکانیک      | طراحی و ساخت تجهیزات و مواد لوازم پزشکی ایمپلنتها اورتزها و پروتزهای مناسب و سازگار با بدن موجود زنده را به متخصصان می دهد.                                                                          |
| مهندسی مکاترونیک            | تلفیق سه رشته مهندسی مکانیک مهندسی الکترونیک و مهندسی کامپیوتر است. این رشته سعی بر برآن دارد تا نگاهی یکپارچه به سیستم های تشکیل شده از اجزای مکانیکی - الکترونیکی - کنترلی و نرم افزار داشته باشد. |
| مهندسی رباتیک               | رباتیک شامل آموزش زمینههایی از مهندسی برق کامپیوتر و مکانیک است که در ساخت و استفاده از رباتها مورد نیاز هستند.                                                                                      |
| مهندسی تاسیسات              | مهندسی تاسیسات (HVAC) در زمینه تجهیزات گرمایش ، تهویه و تهویه مطبوع به فعالیت میپردازند.                                                                                                             |

گرد آورنده : سینا شفاعت پناهی  
دانشجوی کارشناسی ارشد طراحی کاربردی دانشگاه مالک اشتر تهران



مومنتوم

