

- ۱ مطالعه پارامتری و تحلیل عددی کمپرسور بازتولیدکننده با
پره‌های آیرودینامیکی متقارن، برای بهبود عملکرد
جعفر نژادعلی
- ۱۹ پیش‌بینی عددی نویز میدان نزدیک و آکوستیک برگشتی حاصل از
جت صوتی در شرایط کاری مختلف
رامین خوشنویسان - سیحان امامی کوبائی
- ۴۳ اثر پارامتر گام بر کرنش و تنش فرایند گنبدی کردن انتهای لوله (اسپینینگ)
در ساخت مخزن CNG آلومینیومی
محمد صدیقی - کمال‌الدین ناصری‌نژاد
- ۶۱ بهینه‌سازی سیستم‌های هیبریدی خورشیدی، بادی، باتری با محرک‌های
مختلف (موتور دیزل، موتور گازسوز، توربین گازی)
آزاده احمدی - حسن حاج عبداللہی - محمد شفیع دهبج
- ۷۷ شبیه‌سازی جریان گرما-شاره در مبدل گرمایی با صفحه میانی الاستیک
در شرایط کاری مختلف
سید اسماعیل رضوی - توحید ادیبی
- ۹۳ تحلیل فرکانسی تیرهای متخلخل ترک‌دار مدرج تابعی روی بستر الاستیک
با استفاده از تئوری برشی مرتبه سوم ردی
محمدامین فرقانی - یوسف بازرگان لاری - پرهام زاهدی نژاد
محمدجواد کاظم‌زاده پارسى
- ۱۱۳ مطالعه تأثیر پارامترهای فرآیند برنیشینگ ساچمه‌ای و زبری سطح اولیه
بر روی ویژگی‌های مغزی زبری سطح قطعات استوانه‌ای مسی
علی جوادی - مسعود فرحناکیان - صادق الهامی جوشقان
- ۱۳۳ تأثیر زاویه پره‌های معشوش‌کننده بر جریان اطراف میله‌های سوخت هسته‌ای
و ارتعاشات القایی آن‌ها با استفاده از آنالیز برهم‌کنش جامد و سیال
منصور طالبی - سیامک نباتی
- ۱۴۹ بررسی ناپایداری نانوآبرک ساخته‌شده از نانوسیم در میدان مغناطیسی
علی کوچی - مسعود گوهری‌منش - محمدرضا قریب
- ۱۶۵ تغییر اندازه توربین شعاعی یک توربوشارژر برای استفاده در موتوری
با احتراق رقیق
مهباز مفاخری - اسرامانی - علی مددی
- ۱۸۱ بررسی پارامترهای جت مکشی در کنترل جریان وامانده دینامیکی
سیروس کسمائی - مهران تاج‌فر - سامان کسمائی
- ۲۰۱ تعیین الگوریتم بهینه پل اولویت‌بندی جایگاه سوخت‌رسانی CNG
برای کاهش هزینه انرژی
مرتضی سعادت‌طرقی - جواد خادم - محمود فرزانه‌گرد



هیئت تحریریه:

دانشیار، دانشگاه آرام آی تی، استرالیا	دکتر اکبر آفاقی خطیبی
دانشیار، دانشگاه استرالیای جنوبی، استرالیا	دکتر کاظم ابهری
استاد، دانشگاه آرام آی تی، استرالیا	دکتر علی اکبر اکبرزاده
استاد، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، دانشکده مهندسی هوا فضا	دکتر مسعود برومند
دانشیار، دانشگاه سوانزی، انگلستان	دکتر حامد حداد خداپرست
استاد، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، دانشکده مهندسی مکانیک	دکتر سید محمد رضا خلیلی
استاد، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک	دکتر احسان روحی
استاد، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک	دکتر محمود شریعتی
استاد، دانشگاه صنعتی اصفهان، دانشکده مهندسی مکانیک	دکتر ابراهیم شیرانی چهارسوقی
استاد، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک	دکتر مسعود طهانی
استاد، دانشگاه کالیفرنیا، گروه بیومکانیک سلول مولکولی، آمریکا	دکتر محمد رضا کاظم پور مفرد
استاد، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک	دکتر مهران کدخدایان
دانشیار، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک	دکتر حمید معین فرد
استاد، دانشگاه نیوکاسل، استرالیا	دکتر بهداد مقتدری
استاد، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک	دکتر محمد رضا مه پیکر
استاد، دانشگاه کنسا مریتا، آمریکا	دکتر سیمین ناصری
استاد، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک	دکتر حمید نیازمند

ویراستار: دکتر یوسف بینا

ویرایش و صفحه آرایی: سیده عاطفه نوعی

کارشناس نشریه: تکتام هوشمند

نشانی: مشهد - دانشگاه فردوسی مشهد - دانشکده مهندسی - دفتر نشریه - صندوق پستی: ۹۱۷۷۵-۱۱۱۱

تلفن: ۰۵۱-۳۸۸۰۶۰۲۴ | دورنگار: ۰۵۱-۳۸۷۶۳۳۰۱

وب سایت: <http://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir>

پست الکترونیکی: mechanic-ferdowsi@um.ac.ir

شماره نامه مجوز وزارت علوم، تحقیقات و فناوری: ۱۳۳۳۷۵ مورخ ۱۳۹۰/۷/۱۹

نمایه شده در پایگاه‌های معتبر: EBSCO, Magiran, SID, ISC

فهرست مطالب

۱	جعفر نژادعلی	مطالعه پارامتری و تحلیل عددی کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آبرودینامیکی متقارن، برای بهبود عملکرد
۱۹	رامین خوشنویسان - سبحان امامی کوپائی	پیش‌بینی عددی نویز میدان نزدیک و آکوستیک برگشتی حاصل از جت صوتی در شرایط کاری مختلف
۴۳	محمد صدیقی - کمال‌الدین ناصری نژاد	اثر پارامتر گام بر کرنش و تنش فرایند گنبدی کردن انتهای لوله (اسپینینگ) در ساخت مخزن CNG آلومینیمی
۶۱	آزاده احمدی - حسن حاج عبداللهی محمد شفیعی دهج	بهینه‌سازی سیستم‌های هیبریدی خورشیدی، بادی، باتری با محرک‌های مختلف (موتور دیزل، موتور گازسوز، توربین گازی)
۷۷	سید اسماعیل رضوی - توحید ادیبی	شبیه‌سازی جریان گرما-شاره در مبدل گرمایی با صفحه میانی الاستیک در شرایط کاری مختلف
۹۳	محمدامین فرقانی - یوسف بازرگان لاری پرهام زاهدی نژاد - محمدجواد کاظم‌زاده پارسی	تحلیل فرکانسی تیرهای متخلخل ترک‌دار مدرج تابعی روی بستر الاستیک با استفاده از تئوری برشی مرتبه سوم ردی
۱۱۳	علی جوادی - مسعود فرحناکیان صادق الهامی جوشقان	مطالعه تأثیر پارامترهای فرآیند برنیشینگ ساچمه‌ای و زبری سطح اولیه بر روی ویژگی‌های مغزی زبری سطح قطعات استوانه‌ای مسی
۱۳۳	منصور طالبی - سیامک نباتی	تأثیر زاویه پره‌های مغشوش‌کننده بر جریان اطراف میله‌های سوخت هسته‌ای و ارتعاشات القایی آن‌ها با استفاده از آنالیز برهم‌کنش جامد و سیال
۱۴۹	علی کوچی - مسعود گوهری منش محمد رضا قریب	بررسی ناپایداری نانوانبرک ساخته‌شده از نانوسیم در میدان مغناطیسی
۱۶۵	مهیار مفاخری - اسرا امانی - علی مددی	تغییر اندازه توربین شعاعی یک توربوشارژر برای استفاده در موتوری با احتراق رقیق
۱۸۱	سیروس کسمائی - مهران تاج‌فر - سامان کسمائی	بررسی پارامترهای جت مکشی در کنترل جریان وامانده دینامیکی
۲۰۱	مرتضی سعادت طرقي - جواد خادم محمود فرزانه‌گرد	تعیین الگوریتم بهینه پیل اولویت‌بندی جایگاه سوخت‌رسانی CNG برای کاهش هزینه انرژی

مطالعه پارامتری و تحلیل عددی کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی متقارن، برای بهبود عملکرد***مقاله پژوهشی**جعفر نژادعلی^(۱)

چکیده کمپرسورها با دمنده‌های بازتولیدکننده، از نوع کمپرسورهای دینامیکی دوار هستند و قابلیت تولید هد بالا در دبی جریان پایین را دارند و منحنی‌های عملکرد با مشخصات بسیار پایداری دارند. در این مقاله، به بررسی عملکرد کمپرسورهای بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی به‌روشن آزمایشگاهی و عددی پرداخته شده است. با استفاده از شبیه‌سازی عددی جریان سیال، اثر استفاده از پره‌های آیرودینامیکی متقارن، تعداد پره‌ها و نیز ارتفاع پره‌ها بر کارایی و عملکرد کمپرسور تحلیل شد. با توجه به پیچیدگی الگوی جریان در این نوع از توربوماشین‌ها، مدل توربولانسی SST به کار گرفته شده است. برای ارائه نتایج از اعداد بی‌بعد استفاده شده است تا قابلیت تعمیم و بایگانی داشته باشند. نتایج نشان داد که کاهش ارتفاع پره از ۳۴ میلی‌متر به ۲۸ میلی‌متر، سبب کاهش نسبت فشار و نیز افت بازدهی می‌شود. مطالعه اثر تعداد پره‌ها در نقطه طراحی نشان داد که بیشترین بازدهی در نسبت گام به وتر ۰/۳۶ اتفاق می‌افتد. پره‌های آیرودینامیکی با زوایای ورودی و خروجی یکسان در ۵ زاویه مختلف ۲۰، ۳۰، ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه مطالعه شدند. براساس آنالیز رگرسیون مشخص شد که زاویه بهینه برای پره‌های آیرودینامیکی متقارن، ۴۶ درجه است.

واژه‌های کلیدی کمپرسور بازتولیدکننده؛ ارتفاع پره، پره آیرودینامیکی متقارن، نسبت گام به وتر، شبیه‌سازی عددی جریان

مقدمه

کمپرسورها ابزاری مکانیکی هستند که می‌توانند فشار گاز را با کاهش حجم افزایش دهند. کمپرسورهای بازتولیدکننده (Regenerative Flow Compressors) یکی از انواع کمپرسورها هستند که با نام کانال جانبی نیز شناخته می‌شوند. کمپرسورهای بازتولیدکننده از نوع کمپرسورهای روتادینامیک هستند و به دلیل آن‌که سرعت مخصوص پایینی دارند، قابلیت تولید هد بالا در دبی جریان پایین را دارند و منحنی‌های عملکرد با مشخصات بسیار پایداری دارند [1]. این کمپرسورها می‌توانند نسبت فشاری برابر با یک کمپرسور چندطبقه، البته با یک روتور ایجاد کنند.

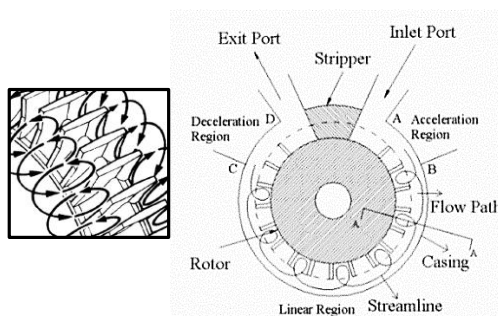
قسمت‌های مختلف کمپرسور بازتولیدکننده شامل چرخ یا پروانه، قسمت ورودی، قسمت تخلیه یا

خروجی، ناحیه حائل و یک محفظه جریان هستند. کمپرسورهای بازتولیدکننده از یک پروانه چرخان آزاد، همچون سایر انواع توربو کمپرسورها استفاده می‌کنند. پروانه می‌تواند در یک طرف یا در هر دو سمت پیرامون خود دارای پره باشد. این پره‌ها به همراه کانال حلقوی جریان‌هایی مارپیچی ایجاد می‌کنند که مکرر از بین پره‌ها عبور می‌کند و به انرژی آن‌ها افزوده می‌شود. قسمت‌های ورودی و خروجی سیستم لوله‌های خارجی را به کانال جریان متصل می‌کند. سیال از طریق قسمت ورودی وارد کانال جریان می‌شود. این قسمت طوری ساخته شده است که بتواند یک جریان مارپیچی را در کانال حلقوی ایجاد کند. سیال با فشار زیاد از قسمت تخلیه خارج می‌شود. در واقع، همان‌طور که در شکل (۱) مشاهده می‌شود، طراحی این توربوماشین‌ها به گونه‌ای است که

* تاریخ دریافت مقاله ۱۳۹۹/۱۰/۲۲ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۳/۲ می‌باشد.

(۱) استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی و فناوری، دانشگاه مازندران، بابلسر، ایران، Email: J.nejad@umz.ac.ir

جریان سیال پس از ورود به ماشین به صورت تکرارشونده وارد پره ها و از آن خارج می شود. با هر بار ورود به پره ها، روی سیال کار انجام می شود و سبب افزایش فشار و سرعت مماسی آن خواهد شد. به دلیل وجود گرادیان فشار مماسی حول محیط، سرعت مماسی جریان سیال طی مسیر آن از خروجی پره تا ورودی پره بعدی کاهش یافته و جهت آن معکوس می شود. این چرخه ادامه می یابد تا سیال از ناحیه خروجی، عبور کند. برای جلوگیری از اختلاط جریان پرفشار خروجی با سیال کم فشار در ناحیه ورودی، حائلی بین ورودی و خروجی قرار می گیرد که دیوار حائل (*Stripper*) نام دارد. فقط سیالی که بین پره ها قرار دارد می تواند از استریپر عبور کند. سعی می شود تا فضای بین استریپر و پروانه حداقل باشد تا از نشتی بین قسمت پرفشار و کم فشار جلوگیری شود. استریپر سیال را مجبور می کند از قسمت تخلیه خارج شود؛ همچنین سبب استقرار و نگهداری الگوی جریان تکرارشونده می شود.



شکل ۱ قسمت های مختلف یک کمپرسور بازتولیدکننده و نحوه حرکت سیال [2]

کمپرسورهای بازتولیدکننده از نظر مشخصات عملکردی شبیه به کمپرسورهای جابه جایی مثبت هستند و برای کاربردهایی که نیاز به هد بالا در دبی جریان پایین است، استفاده می شوند. یکی از نقاط ضعف این کمپرسورها، داشتن راندمان همدمای پایین است (کمتر از ۵۰ درصد). این بازده پایین به دلیل وجود تلفات متعددی است که در ارتباط مستقیم با شکل هندسی و

اصول عملکردی ماشین هستند. این تلفات شامل توربولانس و تلفات اصطکاکی، تلفات شوک، تلفات نشت از استریپر و تلفات نشتی از فضاهای کوچک است. با وجود بازدهی پایین کمپرسورهای بازتولیدکننده، مزایایی از قبیل سادگی نسبی و مشخصات عملکردی پایدار آن ها، نبود سایش و خوردگی، نیازداشتن به روغن کاری و نیز نبود پدیده سرج و ناپایداری استال، در قیاس با سایر توربوماشین ها و ماشین های جابه جایی مثبت سبب شده است این نوع از توربوماشین ها کاربردهای گسترده ای در صنایع شیمیایی، نفت، غذایی و هسته ای داشته باشند. تکرار کنش پره های چرخ بر سیال، به صورت چندمرحله ای سبب می شود کمپرسورهای بازتولیدکننده نسبت تراکم بالایی را در یک طبقه ایجاد کنند [3,4].

دو تئوری اصلی که برای پیش بینی عملکرد توربوماشین های بازتولیدکننده استفاده شده است، شامل نظریه جریان توربولانس و نظریه تبادل ممتوم است [4]. بررسی های انجام شده نشان داد که این تئوری ها با فیزیک مسئله سازگاری دارند [5]. به مرور و با شدت گرفتن کارهای آزمایشگاهی، محققان تئوری تبدیل ممتوم را به عنوان دقیق ترین نظریه معرفی کردند. نظریه تبادل ممتوم ویلسون برای توربوماشین های بازتولیدکننده با پره های شعاعی ارائه شده بود. در سال های بعد اصلاحاتی روی نظریه تبادل ممتوم به دست محققان انجام شد تا برای ساختارهای مختلف توربوماشین های بازتولیدکننده استفاده شود [6-9]. بیشتر تئوری های پیشنهاد شده بر مبنای فرض تراکم ناپذیری سیال ارائه شدند. تئوری های ارائه شده بر مبنای فرض تراکم پذیری سیال بسیار اندک اند. بهترین آن ها مربوط به تئوری ارائه شده راحیل و انگدا است که با توسعه نظریه ویلسون به دست آمد [10]. البته برای کمپرسورهای بازتولیدکننده با پره های آیرودینامیکی که اولین بار سیکس اسمیت و آلتمن معرفی کردند نیز تئوری هایی با فرض جریان تراکم پذیر ارائه شد [4,11]. تئوری دیگری

شبیه‌سازی عددی جریان سیال تحلیل و نتایج را با نتایج تئوری و آزمایشگاهی مقایسه کردند. همچنین آن‌ها دریافتند که بهترین زاویه ورودی برای پره ۱۲۵ درجه است [19]. گریفینی و همکاران جریان سیال در یک کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی در یک سو را با کمک یک کد تجاری تحلیل عددی کردند و رهنمودهایی برای طراحی بهتر ارائه کردند [20]. ژانگ و همکاران اثر جریان دوفازی گازمایع را بر عملکرد یک پمپ بازتولیدکننده ارزیابی کردند [21]. در تازه‌ترین مطالعات، مرادی و همکاران استفاده از کمپرسور بازتولیدکننده به صورت معکوس را به عنوان جایگزین برای شیر انبساطی در سیکل ارگانیک رانکین (ORC) تحلیل کردند [22]. همچنین کانتینی و همکارش استفاده از پمپ بازتولیدکننده به جای توربین را به صورت عددی مطالعه و منحنی‌های عملکرد پمپ به صورت معکوس را ارائه کردند [23].

باتوجه به شکل پرها و مقطع کانال جریان، ساختارهای مختلفی برای کمپرسورهای بازتولیدکننده وجود دارد. یکی از ساختارها، کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی است. به دلیل چرخش منظم‌تر جریان و کاهش تلفات، کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی نسبت به سایر توربوماشین‌های بازتولیدکننده عملکرد بهتری دارد. در این کمپرسورها، پره‌های رایج شعاعی به وسیله پره‌هایی با مقطع آیرودینامیکی جایگزین شده است تا ممتوم با حداقل آشفتگی به سیال منتقل شود. از یک هسته مرکزی در کانال حلقوی استفاده می‌شود تا جریان سیال با کمترین تلفات درون محفظه به چرخش درآید. هسته مرکزی به عنوان پوسته پرها، از تلفات ناشی از تشکیل گردابه‌ها در نوک پرها نیز می‌کاهد [11]. در شکل (۲) نحوه حرکت سیال در کمپرسور با پره‌های آیرودینامیکی نشان داده شده است.

نیز که بر مبنای شکل هندسی حرکت المان سیال در این نوع از ماشین‌های بازتولیدکننده استوار بود، توسط نژادعلی ارائه شد [12].

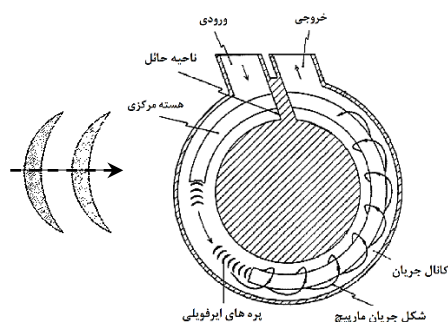
با پیشرفت کامپیوترها و امکان شبیه‌سازی عددی جریان سیال، کارهای متعددی برای پیش‌بینی و نیز بهبود عملکرد توربوماشین‌های بازتولیدکننده انجام شد. اما بیشتر تحلیل‌های عددی روی پمپ‌های بازتولیدکننده تمرکز داشتند و تعداد مقالاتی که کمپرسورهای بازتولیدکننده را بررسی کنند، اندک است. بادامی و همکاران از دینامیک سیالات محاسباتی برای درک بهتر حرکت سیال در یک کمپرسور بازتولیدکننده استفاده شده در یک پیل سوختی بهره بردند و نتایج را با تئوری یک بعدی مقایسه کردند [13]. ژانگ و همکاران از روش تولید اتروپی برای بررسی تلفات در اجزای مختلف یک پمپ بازتولیدکننده استفاده کردند [14]. نژادعلی و همکاران اثر شکل پرها در پمپ رزرناتیو با پره‌های شعاعی را به صورت آزمایشگاهی بررسی و زاویه بهینه را برای پرها ارائه کردند [15]. هتو مانوونگ و همکاران از روش بهینه‌سازی چندهدفه برای بهبود هم‌زمان آیرودینامیکی و آیروآکوستیکی یک کمپرسور کانال جانبی بازتولیدکننده با پره‌های شعاعی استفاده کردند [16]. وانگ و چوی اثر هندسه پرها و هاب را بر عملکرد دمنده بازتولیدکننده تحلیل کردند و با استفاده از این ۲ پارامتر هندسی، بازده ماشین را ارتقا دادند [17]. جانگ و لی یک طراحی بهینه برای دمنده بازتولیدکننده جهت ساخت سیستم پیل سوختی ارائه کردند. آن‌ها از روش تقریب پاسخ سطح و شبیه‌سازی سه بعدی جریان سیال برای بهینه‌سازی فشار و بازده دمنده استفاده کردند. ۲ پارامتر زاویه الحاقی و تعداد پرها به عنوان متغیر طراحی در کار آن‌ها در نظر گرفته شد [18]. میخاییل و همکاران اثر زاویه ورودی پره بر عملکرد دمنده بازتولیدکننده ساده با پره‌های شعاعی را به کمک

توربولانس استفاده شده است. الگوی جریان سیال در کمپرسور در شرایط مختلف عملکرد تحلیل شد. هدف اصلی مقاله بررسی اثر تغییر در زوایای ورودی و خروجی پره ها، ارتفاع پره ها و نیز تعداد پره ها بر عملکرد و بازده کمپرسور است. برای این منظور از پره های آیرودینامیکی متقارن با زوایای ورودی و خروجی یکسان استفاده شده است. شبیه سازی جریان سیال در زوایای مختلف انجام شده است و نتایج ارائه شدند.

توصیف مدار تست و هندسه کمپرسور

بازتولیدکننده با پره های آیرودینامیکی

هندسه اولیه کمپرسور بازتولیدکننده بررسی شده براساس مدل آزمایشگاهی موجود استخراج شد. در شکل (۳-الف) مجموعه آزمایشگاهی آماده شده برای اندازه گیری و استخراج منحنی های عملکرد کمپرسور ارائه شده است. شماتیک مدار آزمایش کمپرسور در شکل (۳-ب) قابل مشاهده است. مشخصات طراحی و عملکردی دستگاه در جدول (۱) آورده شده است. پروفیل پره ها در این کمپرسور به شکل ایرفویل های ضربه ای طراحی شده که در شکل (۴) نشان داده شده است.



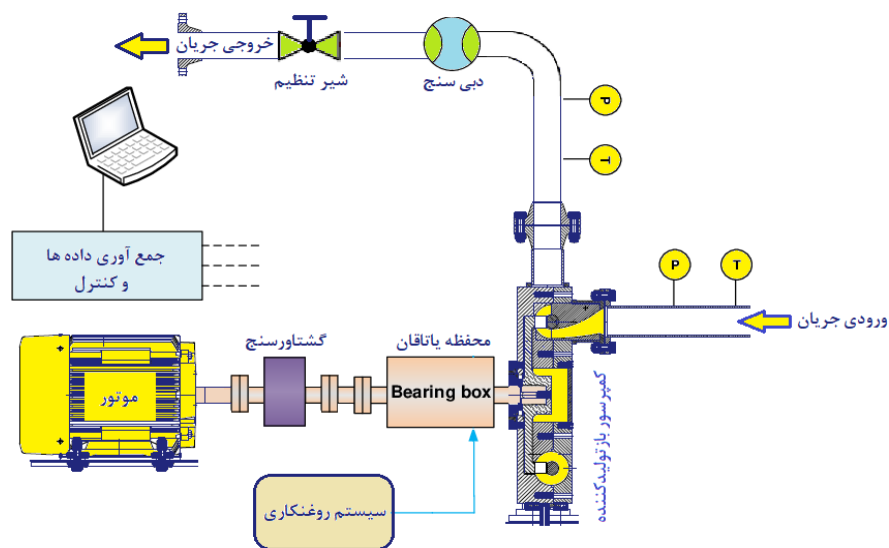
شکل ۲ کمپرسور بازتولیدکننده با پره های آیرودینامیکی [4]

با وجود همه مزایایی که توربوماشین های بازتولیدکننده دارند، این دسته از ماشین های دوار بازدهی پایینی نسبت به سایر توربوماشین ها دارند. بنابراین مطالعه رفتار این ماشین ها برای بهبود عملکرد و بازدهی مورد توجه بسیاری از محققان قرار گرفته است.

باتوجه به مطالعات اندک در زمینه کمپرسورهای بازتولیدکننده با پره های آیرودینامیکی، در این مقاله به مطالعه و تحلیل این دسته از کمپرسورها با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی پرداخته شده است. نتایج مطالعه عددی برای صحت سنجی با داده های تجربی به دست آمده از یک کمپرسور بازتولیدکننده با پره های آیرودینامیکی مقایسه شدند. باتوجه به الگوی پیچیده جریان از مدل آشفتگی SST برای مدل سازی جریان



(الف) مدار آزمایش

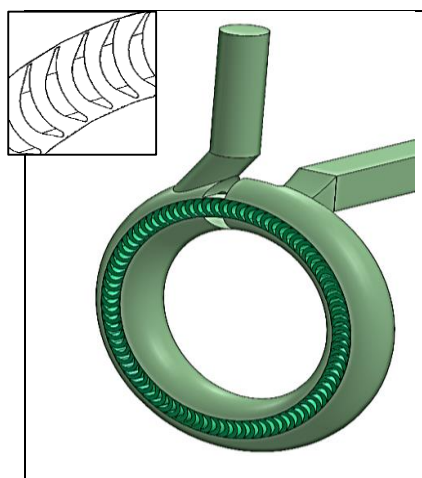


(ب) شماتیک مدار آزمایش

شکل ۳ دستگاه آزمایش کمپرسور بازتولیدکننده

جدول ۱ مشخصات طراحی کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی

دبی جرمی نقطه طراحی	۰/۲۲ کیلوگرم بر ثانیه
سرعت دورانی	۳۰۰۰ دور بر دقیقه
قطر پروانه	۴۶۰ میلی‌متر
زاویه بین ناحیه ورودی و خروجی	۱۶ درجه
لقی	۰/۰۰۱ متر
تعداد پره‌ها	۸۵
ارتفاع پره‌ها	۳۴ میلی‌متر



شکل ۴ هندسه فضای محاسباتی کمپرسور بازتولیدکننده

رینولدز، از کد تجاری انسیس سی اف ایکس ۱۹ که یک حلگر سه بعدی است که از کوپل کامل بین معادلات ممتوم و فشار برای حل بهره می برد، برای شبیه سازی عددی جریان استفاده شده است [24,25].

اساسی ترین نکته برای به دست آوردن معادلات ناویر-استوکس میانگین رینولدز از معادلات لحظه ای رینولدز، استفاده از تجزیه رینولدز، یعنی جداسازی متغیرهای جریان (همچون سرعت u) به مؤلفه متوسط زمانی و نوسانی سرعت است. فرم تانسوری معادلات ناویر-استوکس شامل معادله پیوستگی و ممتوم برای سیال نیوتنی به صورت متوسط زمانی در روابط (۱ و ۲) آورده شده است.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = & -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_m}{\partial x_m} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \end{aligned} \quad (2)$$

برای دستیابی به دقت بهتر، روش کیفیت بالا (high resolution) برای گسسته سازی معادلات ممتوم و آشفتگی به کار گرفته شده است.

برای تولید شبکه محاسباتی که یکی از مراحل مهم در شبیه سازی عددی جریان محسوب می شود، همان طور که در شکل (۴) نشان داده شد، فضای محاسباتی به ۲ بخش شامل محفظه جریان و پروانه تقسیم شده است. هر یک از این بخش ها به صورت جداگانه شبکه بندی شدند. در طی مراحل شبکه بندی سعی شد کیفیت تعامل، چولگی (Skewness) و نسبت منظری در محدوده مجاز قرار گیرند. برای این کار چولگی زیر ۰/۹ و نسبت منظری کمتر از ۵:۱ در نظر گرفته شدند. از مش شش وجهی برای پروانه کمپرسور و مش چهار وجهی

عدم قطعیت دماسنج ها ± 0.15 درجه سانتی گراد بوده است و فشارها با خطای کلی کمتر از ± 0.25 درصد اندازه گیری شدند. عدم قطعیت در اندازه گیری دبی جریان کمتر از ± 2 درصد گزارش شده است. دقت توان اندازه گیری شده حدود ۱ درصد بوده است.

بر اساس آنالیز عدم قطعیت، اگر کمیت R به n متغیر وابسته باشد،

$$B = B(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (1)$$

میزان عدم قطعیت کل با استفاده از رابطه زیر قابل محاسبه است.

$$\xi_R = \left[\left(\frac{\partial B}{\partial x_1} \xi_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial B}{\partial x_2} \xi_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial B}{\partial x_n} \xi_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2)$$

نتایج آنالیز عدم قطعیت با استفاده از رابطه (۲) برای محاسبه بازده در جدول (۲) آورده شده است.

جدول ۲ آنالیز عدم قطعیت

عدم قطعیت	بازده	دبی جریان (m^3/hr)
۰/۲۵۶	۰/۱۷۲	۲۸۹/۶۶
۰/۲۵۴	۰/۲۱۸	۳۷۴/۹۷
۰/۲۴۶	۰/۲۵۷	۴۸۳/۳۱
۰/۲۳۲	۰/۲۷۵	۵۷۶/۰۹
۰/۱۹۷	۰/۲۸۱	۶۷۰/۰۱

در شکل (۴) هندسه فضای محاسباتی استخراج شده از کمپرسور نشان داده شده است. همان گونه که ملاحظه می شود، پروفیل اولیه پره ها بر اساس پره های آیرودینامیکی ضربه ای طراحی و ساخته شده است.

شبیه سازی عددی. در این آنالیز عددی برای حل کامل سه بعدی معادلات ناویر-استوکس میانگین گیری شده

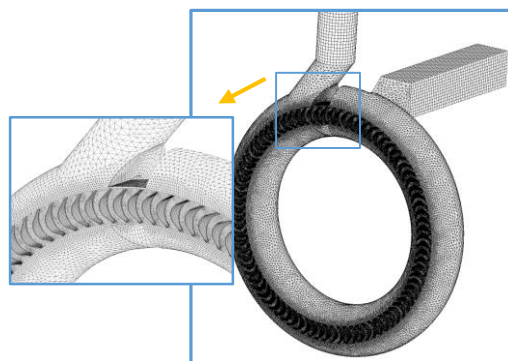
[13,17,19,26] و انتقال تنش برشی (SST) [6,16,18,20] برای شبیه‌سازی جریان سیال در کمپرسور بازتولیدکننده استفاده شده‌اند. در مطالعه عددی حاضر، باتوجه به الگوی پیچیده جریان و وجود جریان گردابی در کمپرسور بازتولیدکننده و نیز ویژگی مدل انتقال تنش برشی در ترکیب ۲ مدل توربولانسی $k-\varepsilon$ در نواحی دور از دیواره و $k-\omega$ برای نواحی نزدیک دیواره، از مدل توربولانسی SST برای حل معادلات آشفتگی استفاده شده است. مدل $k-\omega$ و شکل تبدیل‌یافته مدل $k-\varepsilon$ هر دو در یک تابع آمیختگی ضرب و آن‌گاه باهم جمع می‌شوند. تابع آمیختگی طوری طراحی شده است که در نزدیکی دیواره دارای مقدار یک (که باعث فعال‌شدن مدل $k-\omega$ می‌شود) و در نواحی دور از دیواره دارای مقدار صفر (که باعث فعال‌شدن شکل تبدیل‌یافته مدل $k-\varepsilon$ می‌شود) است.

با ضرب مدل $k-\omega$ در تابع آمیختگی F_1 و نیز ضرب تابع $(1 - F_1)$ در مدل تبدیل‌یافته $k-\varepsilon$ معادلات انرژی جنبشی توربولانس و نرخ پراکندگی به شکل زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega U_j)}{\partial x_j} \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\ &+ (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k \\ &- \beta_3 \rho \omega^2 + P_{\omega b} \end{aligned} \quad (4)$$

برای محفظه جریان استفاده شده است. از خوشه‌بندی مش در نواحی مهم مانند ناحیه بین کانال و پروانه استفاده شده است. ۵ سلول در ناحیه لایه مرزی منظور شده است. شبکه‌بندی فضای محاسباتی در شکل (۵) نشان داده شده است.



شکل ۵ شبکه‌بندی فضای محاسباتی

در تحلیل عددی پیش‌رو، هوا در ۲۵ درجه سانتی‌گراد به عنوان سیال عامل در نظر گرفته شده است. از شرط مرزی فشار کل ثابت در ناحیه ورودی استفاده شده است. برای ناحیه خروجی، شرط مرزی دبی جرمی به کار گرفته شده است. شرط مرزی دیواره بدون لغزش برای سایر نواحی مرزی منظور شد. دامنه کانال جریان به صورت ثابت و دامنه پروانه به صورت چرخان با سرعت دورانی ۳۰۰۰ دور بر دقیقه در نظر گرفته شده است. برای شبیه‌سازی جریان به صورت شبه پایا، شبکه‌های بین پروانه و محفظه جریان به وسیله شرط سطح مشترک روتور بی حرکت (Frozen rotor) معرفی شدند. معیار هم‌گرایی حل، در حداکثر باقی مانده 10^{-4} تنظیم شد.

برای مدل‌سازی آشفتگی (توربولانس) در شبیه‌سازی کمپرسور بازتولیدکننده، تألیفات موجود و روش‌های استفاده شده پژوهشگران بررسی شد. طبق تحقیقات، ۲ مدل توربولانس $k-\varepsilon$ استاندارد

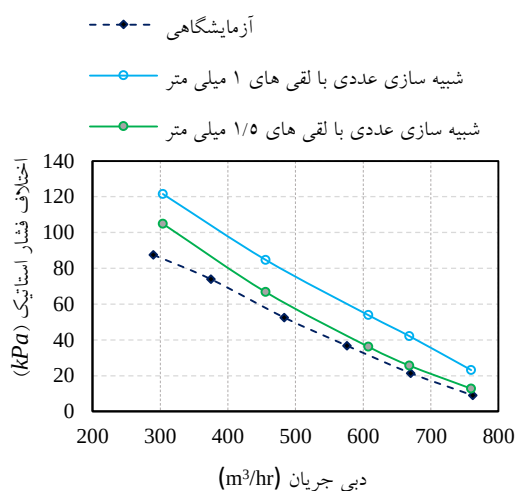
$$\lambda = \frac{Q}{8\omega r_2^3} \quad (7)$$

$$\phi = \frac{\dot{m}}{4 r_2^2 P_{In}} \sqrt{\frac{RT_{In}}{\gamma}} \quad (8)$$

$$\eta_{iso} = \frac{\dot{m} R T_{In} \ln \frac{P_{Out}}{P_{In}}}{T_{sh} \omega} \quad (9)$$

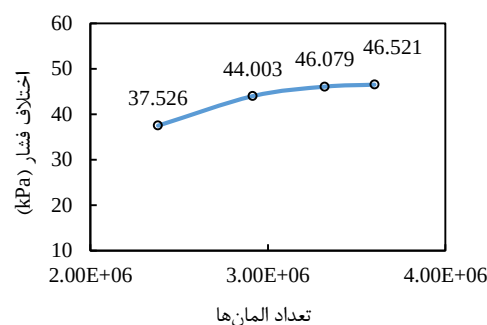
در این تحلیل، باتوجه به ثابت بودن سرعت دورانی، قطر پروانه و شرایط گاز ورودی، مقدار عدد ماخ نوک پروانه ثابت و برابر با ۰/۲۱ است.

اعتبارسنجی نتایج عددی با استفاده از داده های تجربی. برای اعتبارسنجی، منحنی های عملکرد کمپرسور بازتولیدکننده به دست آمده از شبیه سازی عددی جریان سیال، با داده های آزمایشگاهی کمپرسور مقایسه شدند. وجود لقی ها در فضای بین هسته و پروانه، فضای بین استریپر و پروانه و همچنین سایر قسمت های کمپرسور، می تواند موجب بروز تلفات بسیاری شود که حاصل آن افت فشار خروجی و نیز کاهش بازده است. برای بررسی دقیق تر، شبیه سازی عددی با در نظر گرفتن لقی های ۱/۵ میلی متر که به شرایط ساخت نزدیک تر است نیز انجام شده است.



الف) منحنی اختلاف فشار برحسب دبی جریان

جزئیات و چگونگی محاسبه ضرایب موجود در رابطه ۴ در مرجع [27] ارائه شده است.



شکل ۶ اختلاف فشار برحسب تعداد المان ها

برای بررسی وابسته نبودن نتایج به شبکه محاسباتی، شبکه محاسباتی در نظر گرفته شد. همان طور که در شکل (۶) ملاحظه می شود، با افزایش تعداد مش ها از 3.3×10^6 به 3.6×10^6 ، میزان اختلاف فشار ورودی و خروجی کمتر از ۱ درصد تغییر می کند. بنابراین تعداد المان حدود 3.3×10^6 برای انجام شبیه سازی ها در نظر گرفته شد.

نتایج و بحث

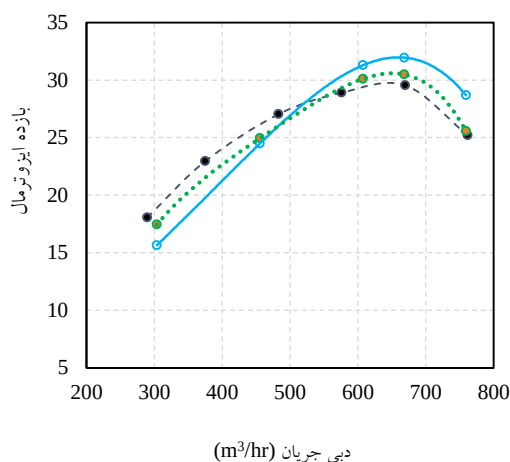
برای آن که نتایج این پژوهش مستند باشد، از اعداد بی بعد برای ارائه نتایج استفاده شده است. پارامترهای بی بعدی که در تحلیل عملکرد کمپرسورهای بازتولیدکننده استفاده می شوند، شامل عدد ماخ نوک پروانه، نسبت فشار، ضریب دبی جریان، دبی جرمی مخصوص و بازده هم دما هستند که به صورت روابط (۵) تا (۹) تعریف می شوند [28,29].

$$M_{OT} = \frac{r_2 \omega}{\sqrt{\gamma R T}} \quad (5)$$

$$\Pi = \frac{P_{Out}}{P_{In}} \quad (6)$$

جریان نشان می‌دهد. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود، با افزایش دبی جریان، از تعداد چرخش سیال در کمپرسور کاسته شده است. با افزایش دبی جریان، باتوجه به ثابت بودن مقطع ورودی جریان سیال، میزان سرعت سیال در پره‌ها افزایش می‌یابد و در نتیجه سیال با سرعت بیشتری از پره‌ها خارج می‌شود. با افزایش سرعت سیال، مؤلفه مماسی سرعت خروجی از پره‌ها افزایش می‌یابد و سیال میزان جابه‌جایی بیشتری را در طول محفظه طی خواهد کرد و در نتیجه تعداد دفعات چرخش کاهش می‌یابد. در شکل (۹) نحوه تغییر فشار در راستای یک خط جریان (خط جریان رسم شده در شکل ۸) نشان داده شده است. در هر ۳ منحنی در ابتدا افت اندک در فشار سیال در ناحیه ورودی مشاهده شده است. پس از این ناحیه، سیال شتاب می‌گیرد و به تدریج به میزان فشار سیال افزوده می‌شود. نوساناتی که در منحنی‌ها مشاهده می‌شود، نشان‌دهنده تعداد دفعاتی است که سیال در محفظه و پروانه به چرخش درآمده است. در واقع، با هربار خروج از پره‌ها فشار سیال افزایش می‌یابد و در مسیر چرخش در محفظه اندکی دچار افت فشار می‌شود. این چرخه ادامه می‌یابد تا سیال از دهانه خروجی کمپرسور خارج شود. در دهانه خروجی نیز اندکی افت فشار وجود دارد.

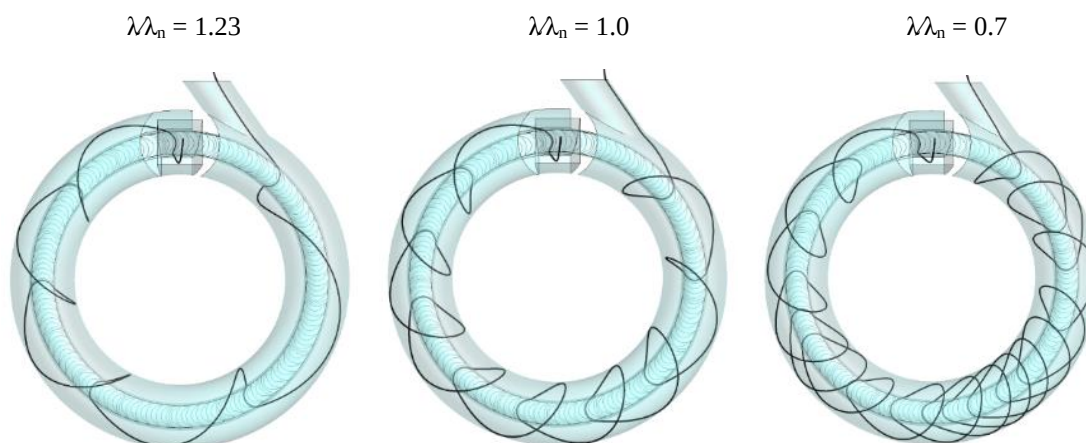
شکل (۱۰) روند تغییرات سرعت سیال در کمپرسور را نشان می‌دهد. در این شکل نیز نوسانات مشاهده شده به نواحی ورود و خروج پره‌ها مربوط است. نقاط فراز منحنی‌ها مربوط به ناحیه خروجی پره‌ها و نقاط فرود، مربوط به سرعت سیال در قسمت ورودی پره‌هاست. واضح است که با افزایش دبی جریان، از تعداد نوسان‌ها کاسته شده است.



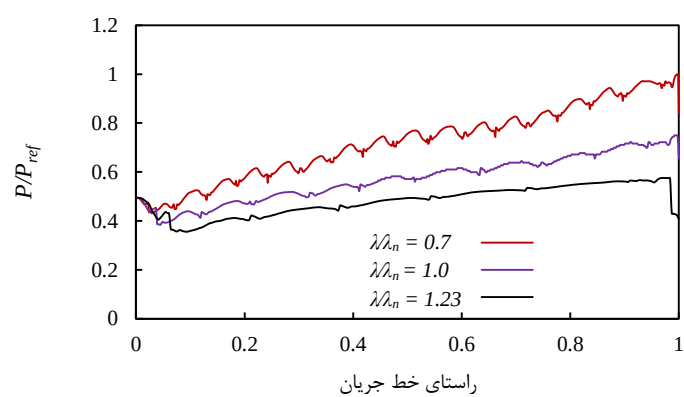
شکل ۷ مقایسه منحنی‌های عملکرد نتایج شبیه‌سازی عددی با داده‌های آزمایشگاهی
(ب) منحنی بازده هم‌دمای برحسب دبی جریان

مقایسه منحنی‌های عملکرد در شکل (۷) نشان می‌دهد که نتایج شبیه‌سازی عددی تطابق قابل قبولی با داده‌های آزمایشگاهی دارد و به دلیل افزایش میزان لقی‌ها در نمونه ساخته شده نسبت به طراحی اولیه، در عملکرد کمپرسور بازتولیدکننده افت مشاهده شده است. همچنین طبق اندازه‌گیری‌ها، در دبی‌های پایین به دلیل افزایش گشتاور روی محور، اندکی از میزان سرعت دورانی کاسته می‌شود. بنابراین، اختلاف مشاهده شده در منحنی‌های عملکرد به دلیل وجود تلفاتی است که در شرایط ساخت و آزمایشگاهی وجود داشته است و در شبیه‌سازی عددی در نظر گرفته نشدند. در ادامه این پژوهش، هندسه طراحی اولیه با لقی‌های حداکثر ۱ میلی‌متر به عنوان هندسه مبنا استفاده شده است.

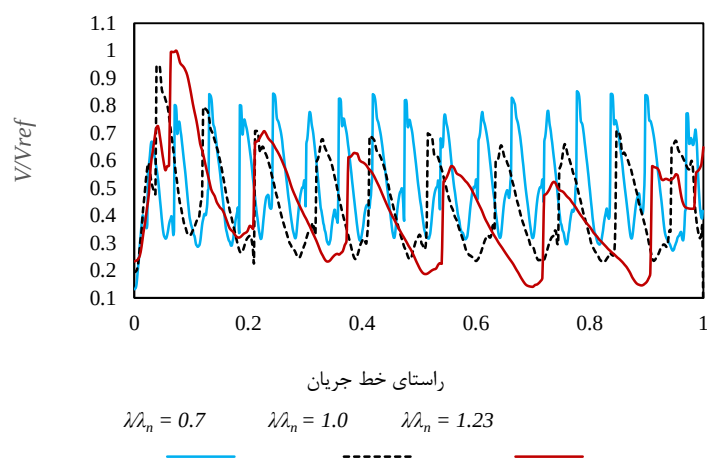
تحلیل الگوی جریان. برای بررسی الگوی جریان در کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی، وضعیت خطوط جریان در ۳ ضریب دبی جریان مختلف ارائه شده است. شکل (۸) خطوط جریان آغاز شده از مرکز ناحیه ورودی در کمپرسور را در ۳ نسبت ضریب



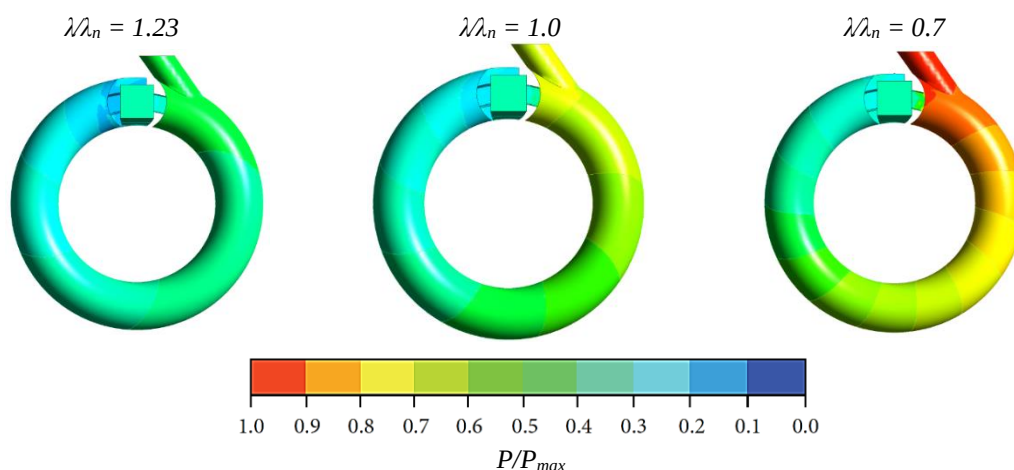
شکل ۸ خطوط جریان در ضرایب دبی مختلف



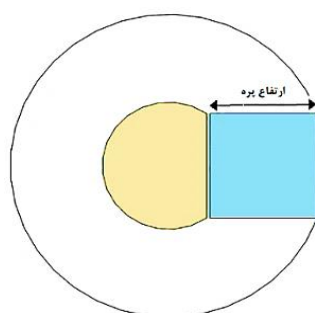
شکل ۹ تغییرات فشار در راستای خط جریان رسم شده از مرکز سطح ورودی



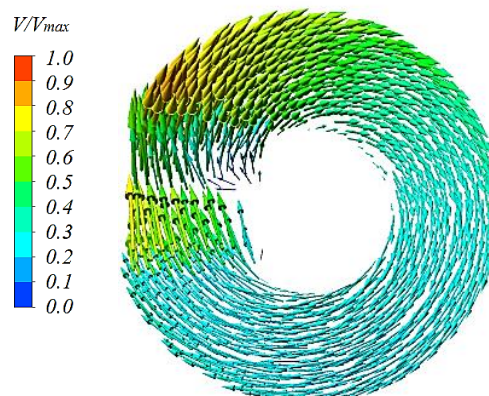
شکل ۱۰ تغییرات سرعت در راستای خط جریان



شکل ۱۱ کانتور فشار در ضرایب دبی مختلف



شکل ۱۳ معرفی ارتفاع پره



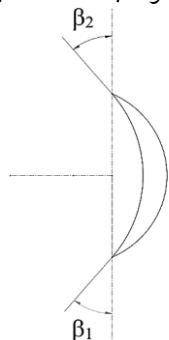
شکل ۱۲ بردارهای سرعت در مقطع کانال جریان

اثر ارتفاع پره بر عملکرد کمپرسور. برای بررسی اثر ارتفاع پره (در شکل ۱۳ معرفی شده است) بر عملکرد کمپرسور، مقدار ارتفاع پره از ۳۴ میلی‌متر به ۲۸ میلی‌متر کاهش یافت. برای کاهش ارتفاع لازم است هسته مرکزی به سمت پره جابه‌جا شود تا فضای ایجادشده به‌واسطه تراش پروانه را پر کند. با این کار، مقطع کانال جریان به‌صورت هم‌گرا-واگرا خواهد شد که به‌طور طبیعی تلفات مضاعفی ایجاد خواهد کرد. برای اجتناب از این تلفات، قطعه‌ای به ضخامت ۶ میلی‌متر به هسته مرکزی اضافه شد تا فضای خالی ایجادشده را پر کند. طبق نتایج، همان‌طور که در شکل (۱۴) مشاهده می‌شود، کاهش ارتفاع پره سبب کاهش نسبت فشار کمپرسور شده است. همچنین از میزان راندمان نیز کاسته شده است.

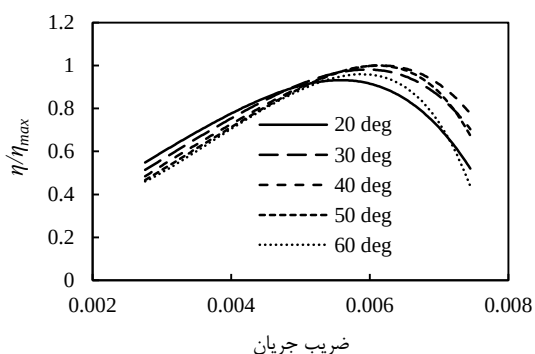
کانتور تغییر فشار سیال در کمپرسور برای شرایط مختلف دبی ورودی در شکل (۱۱) نشان داده شده است. روند افزایش تدریجی فشار سیال با هربار چرخش، در شکل (۱۱) مشهود است. براساس نتایج تحلیل عددی و شبیه‌سازی جریان سیال در کمپرسور بازتولیدکننده، افزایش تعداد چرخش سیال در دبی مشخص می‌تواند کارایی کمپرسور بازتولیدکننده را بهبود بخشد.

در شکل (۱۲) بردارهای سرعت در مقطع کمپرسور نشان داده شده است. الگوی حرکت مارپیچی سیال در این شکل کاملاً مشخص است. همچنین کاهش تدریجی سرعت سیال از قسمت خروج از پرها تا ناحیه ورود به پرها در این شکل مشهود است.

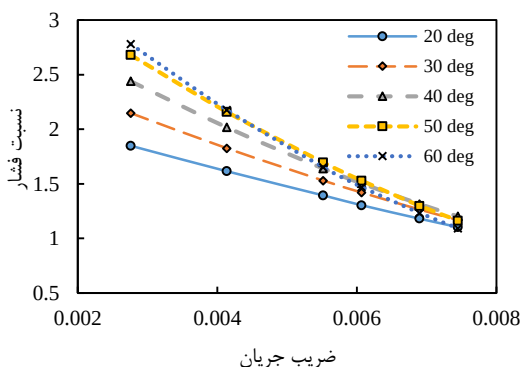
زاویه ۶۰ درجه روند معکوس شده است. مقایسه منحنی های نسبت فشار در شکل (۱۷) نشان می دهد که با افزایش زاویه پره از ۲۰ تا ۵۰ درجه نسبت فشار به تدریج افزایش می یابد، اما در زاویه ۶۰ درجه تفاوت قابل ملاحظه ای نسبت به زاویه ۵۰ درجه مشاهده نمی شود. می توان نتیجه گرفت زاویه بهینه ای برای پره ها در این دامنه وجود داشته باشد که با یک آنالیز رگرسیون در نقطه طراحی، می توان به آن دست یافت.



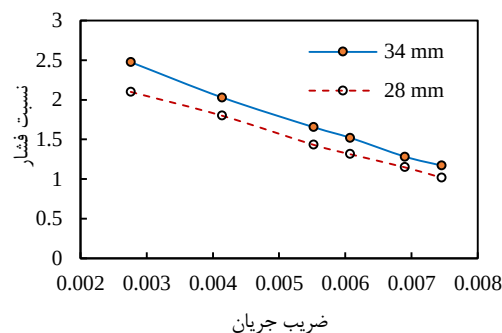
شکل ۱۵ پره های آیرودینامیکی با زوایای ورودی و خروجی یکسان



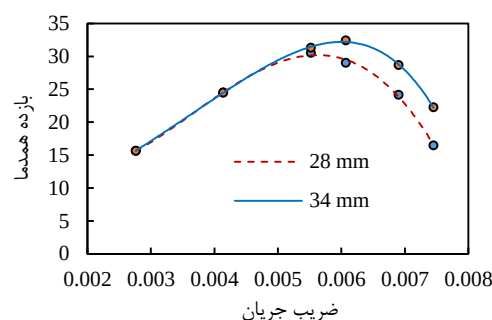
شکل ۱۶ منحنی بازده همدم برحسب ضریب جریان برای زوایای مختلف پره ها



شکل ۱۷ نسبت فشار برحسب ضریب جریان برای زوایای مختلف پره ها



الف) منحنی اختلاف فشار برحسب ضریب جریان

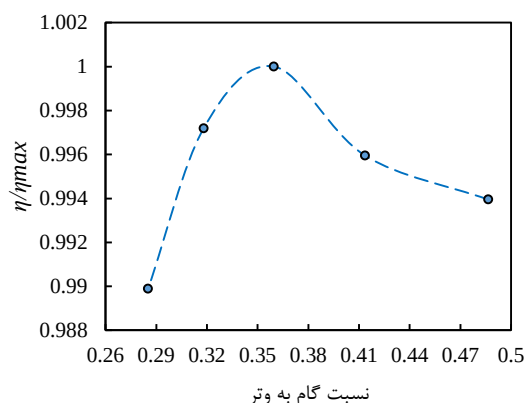


ب) منحنی بازده همدم برحسب ضریب جریان

شکل ۱۴ مقایسه منحنی های عملکرد در حالت ارتفاع پره ها

چهار اثر زاویه پره های آیرودینامیکی متقارن بر عملکرد کمپرسور. برای بهبود عملکرد کمپرسور بازتولیدکننده، اثر زاویه پره ها تحلیل و بررسی شد. بنابراین، از پره های آیرودینامیکی رایج در کمپرسور بازتولیدکننده [4,11,20] استفاده شده است. همان طور که در شکل (۱۵) مشاهده می شود، این پره ها به صورت متقارن با زوایای ورودی و خروجی یکسان طراحی می شوند. ۵ پره با زوایای ۲۰، ۳۰، ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه طراحی شد و با استفاده از شبیه سازی عددی جریان سیال، اثر آنها بر عملکرد کمپرسور مطالعه شد. مقایسه منحنی های بازده همدم نرمال شده و نسبت فشار برحسب ضریب جریان در شکل های (۱۶ و ۱۷) ارائه شده است.

براساس منحنی های شکل (۱۶)، با افزایش زاویه پره ها از ۲۰ تا ۵۰ درجه، از مقدار بازده همدم در نقاط نزدیک به نقطه طراحی کاسته شده است. اما برای حالت



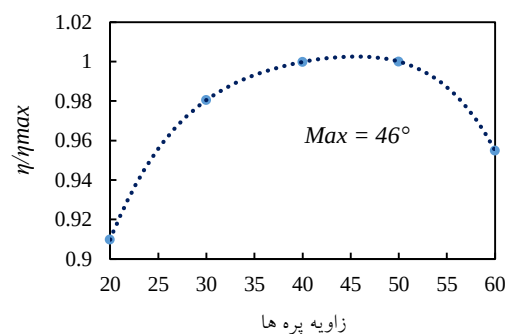
شکل ۱۹ بازده نرمال برحسب نسبت گام به وتر در ضریب جریان طراحی

نتیجه گیری

کمپرسورهای بازتولیدکننده از نوع توربوماشینهای دوار هستند که در سرعت‌های مخصوص بسیار پایین کاربرد دارند. این نوع کمپرسورها به صورت ذاتی و ساختاری راندمان پایینی دارند. در این مقاله با هدف بهبود کارایی، عملکرد کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی به صورت عددی و آزمایشگاهی مطالعه شده است. الگوی پیچیده جریان سیال در کمپرسور با انتخاب مدل توربولانسی انتقال تنش برشی (SST) تحلیل و نتایج حل عددی برای صحت‌سنجی با داده‌های تجربی مقایسه شد. نتایج شبیه‌سازی‌های عددی نشان داد که کاهش ارتفاع پره سبب کاهش نسبت فشار و همچنین افت راندمان هم‌دمای کمپرسور می‌شود. برای مطالعه اثر زاویه پره‌ها بر عملکرد کمپرسور، پره ۵ پره آیرودینامیکی متقارن با زوایای ورودی و خروجی ۲۰، ۳۰، ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه طراحی و با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی ارزیابی شد. مشاهده خطوط جریان و نتایج تحلیل عددی جریان سیال نشان داد که افزایش زاویه پره، میزان افزایش فشار در هریار پیچش را ارتقا می‌بخشد، اما از تعداد چرخش سیال می‌کاهد. پس فشار خروجی برآیندی از ۲ پدیده ذکر شده خواهد بود. در نهایت با آنالیز رگراسیون مشخص شد که زاویه بهینه برای پره‌های

شکل (۱۸)، تغییرات بازده نرمال برحسب زاویه پره‌ها را برای نقطه طراحی کمپرسور نشان می‌دهد. براساس آنالیز رگراسیون ماکزیمم این منحنی در حدود زاویه ۴۶ درجه قرار می‌گیرد.

اثر تعداد پره‌ها بر عملکرد کمپرسور. برای بررسی اثر تعداد پره‌ها (z)، تعداد پره‌های کمپرسور از عدد ۸۵ به ۱۰۰، ۱۱۵، ۱۳۰، ۱۴۵ و ۱۶۰ تغییر کردند و در شرایط طراحی شبیه‌سازی عددی قرار گرفتند. برای کمپرسور بررسی شده در این پژوهش، بیشترین مقدار بازده در تعداد پره ۱۱۵ رخ داده است. از یک عدد بی‌بعد استفاده شده است تا نتایج مستقل از اندازه کمپرسور و قابل تعمیم باشد. این عدد بی‌بعد به صورت نسبت گام پره‌ها ($\pi D_m/z$) به وتر پره تعریف می‌شود. مهم‌ترین پارامترهایی که می‌تواند بر تعداد بهینه پره‌ها اثرگذار باشد، قطر پروانه و اندازه وتر پره‌هاست. به همین دلیل در این تحلیل سعی شد از پارامتری بی‌بعد که در توربوماشینهای جریان محوری نیز برای یافتن تعداد بهینه پره‌ها استفاده می‌شود، استفاده شود که نسبت گام به وتر است. با این عدد بی‌بعد، اثر قطر پروانه و اندازه وتر نیز در محاسبات به کار گرفته می‌شود.



شکل ۱۸ بازده نرمال برحسب زاویه پره

در شکل (۱۹) تغییرات بازده نرمال برحسب نسبت گام به وتر در ضریب جریان نقطه طراحی نشان داده شده است. براساس آنالیز رگراسیون، بیشترین بازده برای نسبت گام به وتر ۰.۳۶ اتفاق می‌افتد.

ارتفاع پره، mm	h	آیرودینامیکی متقارن ۴۶ درجه است.
انرژی جنبشی آشفتگی، m^2s^{-2}	k	برای بررسی اثر تعداد پره ها بر عملکرد کمپرسور
عدد ماخ نوک پروانه	M_{OT}	بازتولیدکننده، از عدد بی بعد نسبت گام به وتر استفاده
دبی جرمی، $kg\ s^{-1}$	$\dot{m}$	شد تا نتایج قابل بایگانی باشد. براساس نتایج تحلیل
فشار، Pa	p	عددی و آنالیز رگراسیون، مقدار بهینه که به ازای آن
نرخ تشکیل انرژی جنبشی آشفتگی m^2s^{-3}	P_k	مقدار بازده در نقطه طراحی بیشینه می شود، در نسبت
فشار بیشینه، Pa	P_{max}	گام به وتر حدود ۰/۳۶ روی می دهد.
فشار مرجع، Pa	P_{ref}	
دبی حجمی جریان، m^3s^{-1}	Q	
ثابت گاز، $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$	R	

واژه نامه

شعاع بیرونی پروانه، m	r_2	Aero-foil blades	پره های آیرودینامیکی
گام پره ها	S	Boundary conditions	شرایط مرزی
دمای ورودی، K	T_{in}	Compressor	کمپرسور
گشتاور محور، Nm	T_{sh}	Finite volume method	روش حجم محدود
سرعت لحظه ای به صورت تانسوری، ms^{-1}	u_i	Flow channel	کانال جریان
سرعت متوسط به صورت تانسوری، ms^{-1}	$\bar{u}_i$	Flow coefficient	ضریب دبی جریان
سرعت نوسانی به صورت تانسوری، ms^{-1}	u'_i	Flow path	مسیر جریان
سرعت، ms^{-1}	V	Frozen rotor	روتور بی حرکت
سرعت مرجع، ms^{-1}	V_{ref}	Governing equations	معادلات حاکم
مختصات کارتزین به صورت تانسوری	x_i	Momentum exchange	تبادل ممنتوم
متغیر در محاسبه عدم قطعیت	x_n	Normalized efficiency	بازده نرمال
ضخامت بی بعدشده لایه اول مجاور دیواره	y^+	Number of rotation	تعداد چرخش
تعداد پره ها	z	Numerical simulation	شبیه سازی عددی
ضریب در معادله آشفتگی	α	Pitch to chord ratio	نسبت گام به وتر
زاویه پره، deg و ضریب در معادله آشفتگی	β	Pressure ratio	نسبت فشار
ضریب در معادله آشفتگی	β'	Shear Stress Transport	انتقال تنش برشی
نسبت ظرفیت گرمایی	γ	Stream line	خط جریان
نرخ پخش، m^2s^{-3}	ε	Stripper	دیوار حائل
بازده هم دما	η_{iso}	Skewness	چولگی
بازده بیشینه	η_{max}	Tangential velocity	سرعت مماسی
ضریب جریان	λ	Turbulence	آشفتگی
ضریب جریان نقطه طراحی	λ_n	Uncertainty	عدم قطعیت
عدم قطعیت کل	ξ		
نسبت فشار	Π		
ضریب در مدل آشفتگی SST	σ_ω		
سرعت دورانی، $rad\ s^{-1}$	ω		

فهرست علائم

کمیت در محاسبه عدم قطعیت	B
وتر پره، m	C
قطر میانی پروانه، m	D_m
شتاب گرانش، ms^{-2}	g

مراجع

1. Raheel, M.M., "A theoretical, experimental and CFD analysis of regenerative flow compressors and pumps for microturbine and automotive fuel applications", Michigan State University, (2003).
2. Engeda, A. and Raheel, M., "Theory and design of the regenerative flow compressor", *In Proceedings of the International Gas Turbine Congress*, November, (2003).
3. Badami, M. and Mura, M., "Setup and validation of a regenerative compressor model applied to different devices", *Energy Conversion and Management*, Vol. 52(5), pp. 2157-2164, (2011).
4. Song, J.W., Raheel, M. and Engeda, A., "A compressible flow theory for regenerative compressors with aerofoil blades. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers", *Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 217(11), pp. 1241-1257, (2003).
5. Badami, M. and Mura, M., "Theoretical model with experimental validation of a regenerative blower for hydrogen recirculation in a PEM fuel cell system", *Energy Conversion and Management*, Vol. 51(3), pp. 553-560, (2010).
6. Lee, C., Kil, H.G. and Kim, K.Y., "The performance analysis method with new pressure loss and leakage flow models of regenerative blower", *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol. 8(4), pp.221-229, (2015).
7. Grabow, G., "Influence of the number of vanes and vane angle on the suction behavior of regenerative pumps", *In 5th Conference on Fluid Machinery*, Vol. 1, pp. 351-364, (1975).
8. Song, J.W., Engeda, A. and Chung, M.K., "A modified theory for the flow mechanism in a regenerative flow pump. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers", *Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 217(3), pp.311-321, (2003).
9. Meakhail, T. and Park, S.O., "An improved theory for regenerative pump performance. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers", *Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 219(3), pp. 213-222, (2005).
10. Raheel, M.M., "A theoretical, experimental and CFD analysis of regenerative flow compressors and pumps for microturbine and automotive fuel applications", (1969).
11. Sixsmith, H. and Altmann, H., "A regenerative compressor", *Trans. ASME, J. Engineering for Industry*, Vol. 99, pp. 637-647, (1997).
12. Nejadali, J., "Calculation of flow in incompressible regenerative turbo-machines with bucket form blades based on the geometry of flow path", *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, Vol. 29(8), pp. 2606-2621, (2019).
13. Badami, M. and Mura, M., "Comparison between 3D and 1D simulations of a regenerative blower for fuel cell applications", *Energy Conversion and Management*, Vol. 55, pp. 93-100, (2012).
14. Zhang, F., Appiah, D., Hong, F., Zhang, J., Yuan, S., Adu-Poku, K.A. and Wei, X., "Energy loss evaluation in a side channel pump under different wrapping angles using entropy production method", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 113, p. 104526, (2020).
15. Nejad, J., Riasi, A. and Nourbakhsh, A., "Efficiency improvement of regenerative pump using blade profile modification: Experimental study", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, Vol. 233(3), pp. 448-455, (2019).
16. Heo, M.W., Seo, T.W., Shim, H.S. and Kim, K.Y., "Optimization of a regenerative blower to enhance

- aerodynamic and aeroacoustic performance”, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 30(3), pp. 1197-1208, (2016).
17. Wang, C.H. and Choi, C.H., “Optimized design of regenerative blowers for enhanced efficiency”, In *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Vol. 44441, pp. 1241-1248, (2010).
 18. Choon-Man, J. and Jong-Sung, L., “Shape optimization of a regenerative blower used for building fuel cell system”, *Open Journal of Fluid Dynamics*, (2012).
 19. Mekhail, T.A.M., Dahab, O.M., Sadik, M.F., El-Gendi, M.M. and Abdel-Mohsen, H.S., “Theoretical, experimental and numerical investigations of the effect of inlet blade angle on the performance of regenerative blowers”, *Open Journal of Fluid Dynamics*, Vol. 5(03), p. 224, (2015),
 20. Griffini D, Salvadori S, Carnevale M, Cappelletti A, Ottanelli L, Martelli F., “On the development of an efficient regenerative compressor”, *Energy Procedia*, 2015 Dec 1; 82:252-7, (2015).
 21. Zhang, F., Böhle, M. and Yuan, S., “Experimental investigation on the performance of a side channel pump under gas-liquid two-phase flow operating condition”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 231(7), pp. 645-653, (2017).
 22. Moradi, R., Habib, E., Bocci, E. and Cioccolanti, L., “Investigation on the use of a novel regenerative flow turbine in a micro-scale Organic Rankine Cycle unit”, *Energy*, Vol. 210, p. 118519, (2020).
 23. Cantini, G. and Salvadori, S., “Numerical Characterization of the Performance Curve of a Regenerative Pump-as-Turbine”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 143(5), p. 051001, (2021).
۲۴. مفاخری، میثم، محمودی، مصطفی، جهرمی، مهدی، “شبیه‌سازی عددی اثر لقی نوک پره بر عملکرد کمپرسور جریان محوری. نشریه پژوهشی مهندسی مکانیک ایران”، ۹۶-۱۲۲: ۱۹(۲)؛ (۱۳۹۶).
۲۵. مجدم، محمد، حاجیلوی بنیسی، علی، “مطالعه نظری و تجربی جریان در محفظه حلزونی کمپرسور جریان شعاعی”، علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک، ۱-۱۴: ۲۸(۱)؛ (۱۳۹۵).
26. Jang, C.M. and Han, G.Y., “Enhancement of performance by blade optimization in two-stage ring blower”, *Journal of Thermal Science*, Vol. 19(5), pp. 383-389, (2010).
۲۷. صنیعی‌نژاد، مهدی، “مبانی جریان‌های آشفته و مدل‌سازی آن‌ها”، کتاب، انتشارات دانش‌نگار، چاپ دوم (۱۳۹۸)
28. Raheel, M. and Engeda, A., “Performance characteristics of regenerative flow compressors for natural gas compression application”, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 127(1), pp. 7-14, (2005).
 29. Raheel, M., Engeda, A., Hamrin, D. and Rouse, G., “The performance characteristics of single-stage and multistage regenerative flow compressors for natural gas compression application”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 217(11), pp. 1221-1239, (2003).

Parametric Study and Numerical Analysis of the Regenerative Compressor with Symmetric Aerodynamic Blades for Improving Performance

Jafar Nejadali¹

1. Introduction

Regenerative flow compressors or blowers also known as side channels are rotodynamic machines with the ability to produce high heads at low flow rates. They have performance curves with very stable features.

Depending on the shape of the blades and the cross section of the flow channel, there are different structures for regenerative compressors. One of the structures is the regenerative compressor with aero-foil blades shown in Figure 1. Due to more regular flow rotation and reduced losses, the regenerative compressor with aero-foil blades performs better than other regenerative turbomachines.

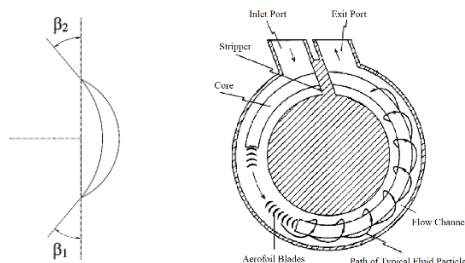


Figure 1. Regenerative compressor with aero-foil blades

Despite all the advantages of regenerative turbomachines, these machines usually have low isothermal efficiencies (less than 50 percent). This low efficiency is due to the numerous losses that are directly related to the geometric shape and operating principles of the machine. Therefore, the study of the behavior of these machines to improve performance and efficiency has been considered by many researchers. In this paper, these compressors are studied and analyzed using computational fluid dynamics. The main purpose of this study is to investigate the effect of changes in the inlet and outlet angles of the blades, the height of the blades and also the number of blades

on the performance and efficiency of the compressor. For this purpose, symmetrical aero-foil blades with the same inlet/output angles were used.

2. Model description and numerical simulation

The computational domain, as shown in Figure 2, is divided into two parts, including the flow channel and the impeller. Each of these sections was meshed separately.

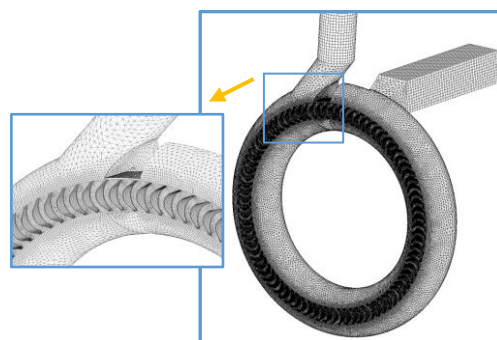


Figure 2. Computational grid

Due to the complex flow pattern and the presence of eddy current in the regenerative compressor, the SST turbulence model was used to solve the turbulence equations.

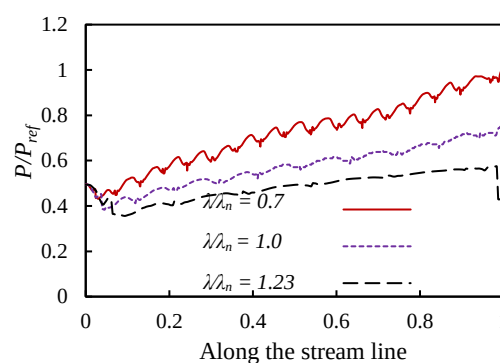


Figure 3. Pressure changes along the stream line drawn from the center of the inlet surface

Figure 3 shows how the pressure changes along a stream line (Figure 4). In all three curves, a slight drop in fluid pressure at the inlet area is initially observed. After this area, the fluid accelerates and gradually the amount of fluid pressure increases.

¹. Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Mazandaran, Babolsar, Iran. Email: J.nejad@umz.ac.ir

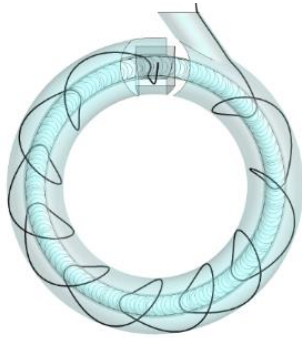


Figure 4: Stream line in the design flow coefficient

3. The results of parametric study

Effect of the height of the blades

Based on the numerical simulation results, as shown in Figure 5, reducing the blade height reduces the compressor pressure ratio. Efficiency has also been reduced.

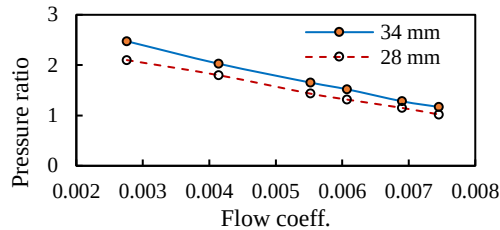


Figure 5: Pressure ratio vs flow coefficient

Effect of changes in the inlet and outlet angles

Five blades were designed with angles of 20, 30, 40, 50 and 60 degrees and their effects on compressor performance were studied using numerical simulation of fluid flow. Figure 6 shows a comparison of the pressure ratio curve in terms of flow coefficient.

Figure 7 shows the changes in normalized efficiency in terms of blade angles for the compressor design point. Based on regression analysis, the maximum of this curve is around an angle of 46 degrees.

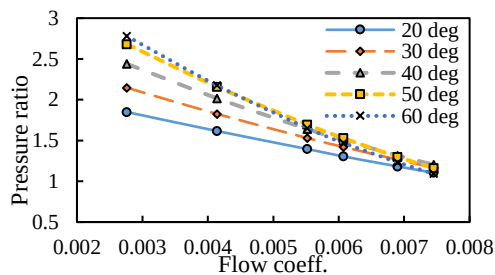


Figure 6: Pressure ratio vs flow coefficient at different blade angles

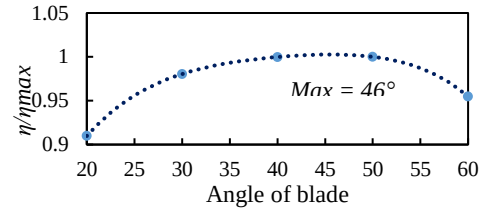


Figure 7: Normalized efficiency vs blade angle at design flow coefficient

The effect of the number of blades

To investigate the effect of the number of blades (z), a dimensionless number was used so that the results are independent of the size of the compressor and can be generalized. This dimensionless number is defined as the ratio of the pitch of the blades to the chord of the blade.

Figure 8 shows the normalized efficiency changes in terms of pitch -to-chord ratio at the design flow coefficient. According to regression analysis, the highest efficiency occurs for the pitch -to-chord ratio of 0.36.

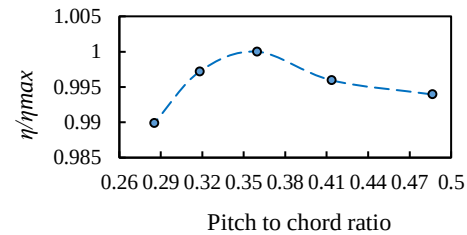


Figure 8: Normalized efficiency vs pitch-to-chord ratio at design flow coefficient

4. Conclusion

In this study, with the aim of improving the efficiency, the performance of the regenerative compressor with aero-foil blades was studied numerically. The results of numerical simulations showed that reducing the blade height reduces the pressure ratio and also decreases the compressor isothermal efficiency. Regression analysis showed that the optimal angle for symmetrical aerodynamic blades is 46°.

In order to investigate the effect of the number of blades on the performance of the regenerative compressor, a dimensionless number of pitch-to-chord ratio was used so that the obtained results could be archived. Based on the results of numerical analysis and regression analysis, the optimal value for which the value of efficiency is maximized at the design point occurs in the pitch-to-chord ratio of about 0.36.

پیش‌بینی عددی نویز میدان نزدیک و آکوستیک برگشتی حاصل از جت صوتی در شرایط کاری مختلف*

مقاله پژوهشی

رامین خوشنویسان^(۱)سبحان امامی کوپانی^(۲)

چکیده نویز (صوت) حاصل از جت مافوق صوت آشفته خروجی از نازل‌های همگرا یا همگرا-واگرا اثرات مخربی بر محیط و انسان‌های اطراف دارد. برای جلوگیری از این اثرات مخرب، سازوکارهای تولیدکننده نویز در میدان نزدیک و پشت نازل باید به خوبی فهم شود. در این پژوهش یک نازل خفه شده و صدای ناشی از آن به صورت دویعدی و با استفاده از رویکرد URANS و مدل آشفستگی $k-\epsilon$ Realizable مطالعه شده است. صدای حاصل از این جت آشفته در میدان نزدیک و پشت نازل با حل معادله ویلیامز-هاوکینگز به دست آمده است. تأثیر پارامترهای فشار و دمای خروجی از نازل روی نویز حاصل از جت آشفته بررسی شده است. تغییر دما، اثرات قابل توجهی روی لایه برشی و طول هسته پتانسیل جت دارد. نویز ثبت شده در نزدیک دهانه نازل و پشت نازل نشان می‌دهد که حضور سلول‌های ضربه‌ای در پلوم جت بر امواج آکوستیکی منتشر شده به سمت بالادست اثر داشته است و باعث به وجود آمدن نویز پهن باند ناشی از سلول ضربه‌ای می‌شود. این نویز برای جت سرد با دمای ۳۰۰ کلوین مقداری در حدود ۱۰۰ دسی‌بل و برای جت گرم با دمای ۶۰۰ کلوین مقداری در حدود ۱۰۵ دسی‌بل دارد. با افزایش فشار نازل به دوبرابر مقدار اولیه، نویز ثبت شده به حدود ۱۲۴ دسی‌بل رسیده است.

واژه‌های کلیدی جت آشفته، نازل خفه شده، نویز اختلاط آشفته، نویز پهن باند ناشی از موج ضربه‌ای، سطح فشار صوت.

مقدمه

اساساً جت به عنوان جریانی از سیال در نظر گرفته می‌شود که از مجرای (دهانه نازل یا یک روزنه هندسی) خارج و به ناحیه نسبتاً بزرگی وارد می‌شود که حاوی سیال منسجم است. جت (گاز یا مایع) با توجه به فشار بالادست با سرعت‌های مختلف (مادون صوتی، صوتی یا مافوق صوتی) از نازل طراحی شده خارج می‌شود [1]. جت سیال مقدار مومنتوم بسیار زیادی در مقایسه با سیال موجود در محیط اطرافش دارد؛ به همین دلیل زمانی که جریان جت در میدان شروع به حرکت می‌کند، ذرات سیال موجود در آن با سرعت بسیار بیشتری نسبت به ذرات سیال محیط حرکت می‌کنند و بنابراین ذرات سیال

محیط نمی‌توانند تغییرات ناگهانی در مسیر را به جریان پایین دست منتقل کنند. از این رو سیال موجود در محیط نمی‌تواند سریعاً خود را با آنچه که در جلو خود می‌بیند هماهنگ کند. در نتیجه تغییرات بسیار زیادی در مومنتوم و سایر خواص سیال محیط به وجود می‌آید [2,3]. جت‌های مافوق صوت در صنعت امروزی کاربردهای بسیار فراوانی دارند که از آن جمله می‌توان به موتورهای جت هواپیماهای نظامی و تجاری در صنعت هوانوردی، جت‌های مافوق صوت که در ماشین‌کاری‌های امروزی برای خنک‌کاری استفاده می‌شود و کاربران با آن‌ها در تماس مستقیم هستند، جت‌های مافوق صوتی که در فرایندهای پوشش‌دهی سطوح به کمک روش‌های اسپری گرم و سرد ایجاد می‌شوند [4] یا حتی به

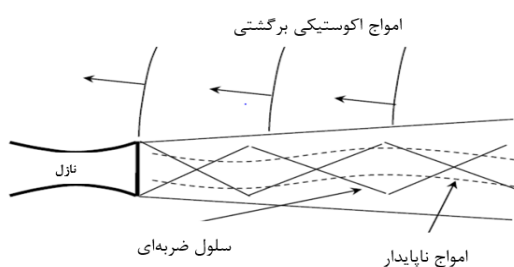
* تاریخ دریافت مقاله ۱۳۹۹/۱۲/۱۸ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۳/۱۱ می‌باشد.

(۱) دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف‌آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف‌آباد، ایران.

(۲) نویسنده مسئول: استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف‌آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف‌آباد، ایران.

مانند شکل (۱) در پلوم (Plume) جت شکل می‌گیرد. این موضوع باعث انتشار ۲ نوع صدای اضافی ناشی از موج ضربه‌ای می‌شود. دسته اول که دارای بسامدهای مجزا هستند، صداهای ناهنجار یا جیغ‌مانند (Screech tones) و دسته دوم نویز پهن‌بند ناشی از موج ضربه‌ای (Broadband shock associated noise) نامیده می‌شوند [8]. بنابراین برای جت‌های مافوق‌صوتی که انبساط کاملاً ایدئال را تجربه نمی‌کنند، نویز جت از ۳ بخش اساسی شامل نویز اختلاط آشفته، نویز پهن‌بند ناشی از موج ضربه‌ای و صداهای ناهنجار تشکیل می‌شود.

در شکل (۱) ساختار جت مافوق‌صوت فرومنبسط خروجی از یک نازل همگرا-واگرا مشاهده می‌شود. یک ساختار سلول موج ضربه‌ای شبه‌تناوبی در هسته جت فرومنبسط شکل گرفته است. در لبه نازل، لایه برشی نازکی وجود دارد که تحت تأثیر تحریک‌های بیرونی است. اختلالات آکوستیکی (امواج فشاری نوسانی) به سمت لبه نازل حرکت کرده و باعث برانگیختگی موج‌های ناپایدار می‌شود. این امواج به محض دریافت انرژی از جریان متوسط در پلوم جت رشد و به سمت پشت نازل نیز حرکت می‌کنند. بازگشت امواج باعث ایجاد نوسانات فشاری و در نهایت منجر به تولید امواج آکوستیکی خواهد شد.



شکل ۱ وجود سلول‌های ضربه‌ای در جریان جت فرومنبسط و ایجاد امواج صوتی برگشتی [9].

همچنین در قسمت پلوم جت در سلول موج ضربه‌ای چهارم یا پنجم دامنه امواج ناپایدار به حد کافی بزرگ می‌شوند و می‌توانند روی ساختار سلول موج ضربه‌ای تأثیر بگذارند. این اندرکنش ناپایا در نهایت منجر

جت‌های بادی و آبی نیز اشاره کرد. چالش اساسی به هنگام استفاده از جت‌های مافوق‌صوت بحث آلودگی صوتی و صدمات ناشی از امواج صوتی روی سازه‌ها و انسان‌هاست. جت‌های مافوق‌صوت معمولاً با صداهای بسیار زیاد و گوش‌خراشی همراه هستند که عموماً بر سلامت جسم و روان انسان و سایر موجودات تأثیر می‌گذارند. در چند دهه اخیر مطالعات زیادی روی مبحث صدای جت‌های مافوق‌صوت و عوامل مؤثر بر آن انجام گرفته است. بر اساس این مطالعات آلودگی صوتی ناشی از جت، ارتباط مستقیمی با ساختار جریان آشفته دارد [5]. شناخت بیشتر و عمیق‌تر این ساختار پیچیده به درک عوامل و منابع ایجاد نویز در این گونه وسایل منجر می‌شود و بر این اساس می‌توان به راهکارهایی در جهت کاهش نویز تولیدی اندیشید. لازم به ذکر است، تأثیر این امواج صوتی روی انسان می‌تواند به اختلالاتی نظیر ازدست‌دادن تکلم و حافظه کوتاه‌مدت منجر شود [6]؛ چرا که میزان صوت مجاز برای گوش هر انسان مقدار ۶۰ دسی‌بل است. در صورت بیشتر شدن این مقدار به بالای ۸۰ دسی‌بل به‌ازای افزایش هر ۵ دسی‌بل ساعت کاری کاربران نصف می‌شود؛ زیرا قرارگیری در چنین مکان‌هایی باعث گوش‌درد خواهد شد [7].

جریان‌های جت آشفته، شامل ساختارهای آشفته کوچک و بزرگ مقیاس بوده است که هر دو این ساختارها قادر به تولید نویز هستند. اگرچه در جت‌های مادون‌صوت نقش ساختارهای کوچک مقیاس در تولید نویز غالب است، در جت‌های مافوق‌صوت نقش ساختارهای بزرگ مقیاس اهمیت بیشتری پیدا می‌کند؛ به‌طوری‌که بخش غالبی از صدا مستقیماً در اثر ساختارهای بزرگ آشفته حاصل از جریان جت (نویز ناشی از اختلاط آشفته) تولید می‌شود [8]. از آنجایی که اغلب جت‌های مافوق‌صوت در عمل به‌صورت ایدئال منبسط (انبساط کامل) نمی‌شوند، یک ساختار سلول موج ضربه‌ای شبه‌متناوب (Semi periodic) یا متناوب،

فرومنبسط با نازلی با ضخامت‌های لبه مختلف بررسی شد. چندین ضخامت برای لبه نازل در نظر گرفته شد و در دمای ثابت تأثیر لبه نازل بر امواج صوتی تولیدشده به صورت تجربی مطالعه شد. اندازه‌گیری‌های آکوستیکی میدان نزدیک نشان می‌دهند دامنه و بسامد حالت‌های ناهنجار به ضخامت لبه نازل بستگی دارد. شن و تام [14] به شبیه‌سازی عددی نویز ناشی از جت آشفته پرداختند. نتایجی که از این شبیه‌سازی به دست آمد، با نتایج آزمایشگاهی تطابق خوبی داشت. این پژوهش نشان داد که با نرم‌افزارهای تجاری نیز می‌توان نتایج معتبری به دست آورد و عوامل واگرایی و ضعف مدل‌های عددی با دقت در شبکه‌بندی محاسباتی و در نظر داشتن مقیاس‌های بزرگ و کوچک نوسانات جریان می‌تواند به کمترین مقدار خود برسد. خاوران و همکاران [15] در بررسی عددی خود نویز اختلاط آشفته حاصل از یک جت مافوق صوت در فشار طراحی را محاسبه کردند. نتایج آن‌ها نشان داد شبیه‌سازی عددی با استفاده از مدل‌های معمول اغتشاشی و آکوستیکی تخمین نسبتاً مناسبی از نویز ایجادشده به دست می‌دهد. همچنین پیش‌بینی طیف نویز به تخمین دقیق از عدد اشتروال وابسته است.

بدونی و همکاران [16] در مطالعه‌ای نویز پهن‌بند ناشی از موج ضربه‌ای در جت‌های متقارن محوری را با استفاده از رویکرد شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ (LES) بررسی کردند. آن‌ها یک جت غیرگرم و خارج از شرایط طراحی (جت فرومنبسط) را با یک جت در شرایط طراحی (با انبساط کامل) مقایسه کردند. نتایج نشان داد که لایه‌های برشی جت خارج از شرایط طراحی به اندازه یک قطر پایین‌دست‌تر از جتی که در شرایط طراحی عمل می‌کند ادغام شده (طول هسته پتانسیل بیشتر است) و سطح قلّه نوسانات سرعت برای جت خارج از نقطه طراحی با کاهش ملایمی (در حدود

به تولید امواج آکوستیکی در میدان نزدیک و دور نازل و همچنین در پشت آن می‌شود. این اندرکنش‌ها، لایه اختلاطی جت در دهانه نازل را تحریک می‌کند که این خود امواج ناپایای جدیدی را تولید می‌کند که ضمن بسته شدن این چرخه همواره ادامه می‌یابد [8,9].

پاول [10] در پژوهشی تجربی به بررسی مکانیزم نویز حاصل از جت خفه‌شده پرداخت. مطابق این تحقیق نویز حاصل از اختلاط آشفته یک صدای ناهنجار یا جیغ‌مانند است. این نوع نویز، حاکم بر مکانیزم جت خفه‌شده است. موریس [11] در پژوهشی مدلی را برای ساختار آشفته یک جت که منابع آکوستیکی جریان محسوب می‌شوند، ارائه کرد. در این تحقیق ساختار آشفته به عنوان توده‌ای که کمترین نوسانات پایدار را در هر موقعیت محوری و جهتی دارد، توصیف شده است. همچنین این ساختار به صورت نقطه به نقطه در طول خط جریان جت و تأثیرات این ساختار در تولید نویز بررسی شده است. یافته‌های این تحقیق نشان می‌دهد که این ساختار ناپایدار با ترکیب شدن پی‌درپی با ساختار محیط باعث ایجاد یک آبشار انرژی در لایه‌های جت می‌شود و این لایه‌ها نقش بسزایی در تولید نویز دارند. تام و تانا [12] در سال ۱۹۸۲ میلادی یکی از پژوهش‌های مهم در زمینه نویز ناشی از موج ضربه‌ای در نازل‌های همگرا-واگرا را منتشر کردند. آن‌ها به مطالعه تجربی و تئوری مشخصه‌های نویز ناشی از موج ضربه‌ای حاصل از یک جت فرومنبسط مافوق صوت در طیف وسیعی از شرایط عملیاتی پرداختند. آن‌ها معتقدند که نویز پهن‌بند در اثر اندرکنش ضعیف اما منسجم ساختارهای بزرگ مقیاس جریان آشفته در پایین دست جریان، در لایه اختلاطی جت و تقریباً در نزدیکی سیستم سلول ضربه‌ای تناوبی ایجاد شده است. پوتن و سینر [13] به بررسی اثرات لبه خروجی نازل بر پلوم جت پرداختند. در این تحقیق انتشار نویز و لایه برشی اولیه حاصل از یک جت سرد

۶ درصد) همراه است. میدان فشار نزدیک برای جت خارج از شرایط طراحی تحت غلبه تابش موج ماخ در قسمت‌های پایین‌دست میدان جریان بوده اما حالت نهایی، مشابه جت طراحی است. اروین و سینها [17] در پژوهشی با جفت‌کردن رویکرد اغتشاشی LES و مدل آکوستیکی (ویلیامز-هاوکینگز) FW-H، نویز میدان دور و نزدیک یک جت مافوق‌صوت را بررسی کردند. در این مطالعه از نویز جریان بالادست چشم‌پوشی شده که باتوجه به این که نویز از تاریخچه خود نیز اثر می‌گیرد، محل چالش و بحث است. لیو و همکاران [18] در تحقیقی به بررسی عددی سه‌بعدی جریان‌های جت مافوق‌صوت با استفاده از رویکرد LES پرداختند. نویز دور‌دست حاصل از جت با یک روش محاسباتی آیروآکوستیکی که داده‌های جریان ناپایای میدان نزدیک حاصل از LES را با یک روش انتگرال سطح آکوستیکی پیوند می‌دهد، پیش‌بینی شده است. محاسبه دقیق صدای ساطع‌شده از جریان‌های آشفته و ساختار سلول موج ضربه‌ای نیازمند حل دقیق جریان آشفته و ساختارهای موج ضربه‌ای است. در نتیجه در این کار از یک روش گسسته‌سازی مرتبه بالا بدون اتلاف عددی استفاده شده است. علت این امر اولاً آن است که معمولاً دامنه میدان صدا چندین مرتبه بزرگی کوچک‌تر از میدان آیرودینامیکی است و ثانیاً به فرض استفاده از روش‌های گسسته‌سازی مرتبه پایین نیاز به شبکه به‌شدت ریزتری برای حل دقیق ساختارهای جریان آشفته است. شولز و همکاران [19] در مطالعه‌ای به شبیه‌سازی عددی مستقیم (DNS) صداهای ناهنجار حاصل از جت‌های مافوق‌صوت مسطح پرداخته‌اند. در مطالعه آن‌ها مشخص شد که موج ضربه‌ای شکل‌گرفته در سلول ضربه‌ای، حرکت دورانی دارد درحالی‌که لبه‌های موج ضربه‌ای از کنار نواحی کم‌ورثیستی لایه برشی از پلوم جت جدا و وارد فضای محیط می‌شود. این پدیده سبب تولید امواج

صوتی دایروی می‌شود که به سمت بالادست منتشر می‌شوند. این امواج صوتی با تابش صداهای ناهنجار رابطه دارند.

لیو و همکاران [20] مطالعه‌ای عددی روی ویژگی‌های منابع ایجاد نویز در یک جریان جت فرومنبسط انجام داده‌اند. مطابق این تحقیق ناحیه منبع نویز میدان نزدیک را می‌توان به ۲ بخش تقسیم کرد: منطقه اول که در فاصله ۱۵ برابری قطر (یک‌ونیم‌برابری طول هسته پتانسیل جت) قرار دارد، امواج درحال انتشار به سمت پایین‌دست و بالادست را تولید می‌کند و منطقه دوم که در پایین‌دست منطقه اول قرار دارد، عمدتاً امواج درحال انتشار به سمت پایین‌دست را تولید می‌کند. شدت آشفتگی و شدت نوسانات فشار نشان می‌دهد که مقیاس‌های کوچک بیشتر در ناحیه نزدیک خروجی نازل و مقیاس‌های بزرگ بیشتر در جریان پایین‌دست تأثیر دارند. البته به‌صورت تدریجی از بسامدهای پراثری در میدان نزدیک کاسته می‌شود. آن‌ها در مطالعه دیگری ویژگی‌های نویز در جریان‌های جت فرا منبسط را بررسی کردند. در جت‌های فرامنبسط، افزایش دمای جت، شدت صداهای ناهنجار را کاهش می‌دهد و هارمونیک‌های ناهنجار را از بین می‌برد. آن‌ها نشان داده‌اند که صداهای ناهنجار قوی تأثیر زیادی روی جریان و آشفتگی جت دارد. همچنین افزایش دمای جت، نویز ساطع‌شده از موج ماخ را که با امواج ناپایدار تولید شده است، افزایش می‌دهد. هرچه دمای جت افزایش می‌یابد، مکان قله نویز به سمت جریان بالادست حرکت می‌کند. آن‌ها عنوان کرده‌اند که منبع تولید صدای ناهنجار، امواج فشاری شدت بالا هستند [21]. گوجون و بوگی [22] مطالعه‌ای عددی روی جریان و میدان‌های صوتی نزدیک جت دایروی آزاد فرومنبسط که تولیدکننده ۲ صدای ناهنجار است انجام دادند. میدان‌های فشار فیلترشده در بسامدهای ناهنجار نشان‌دهنده حضور

به صورت تجربی منابع نویز جت که شامل الف) ناحیه اختلاطی جت، ب) ناحیه نزدیک به سلولهای ضربه‌ای و ج) ناحیه‌ای متشکل از اختلاط و سلولهای ضربه‌ای می‌شود را مشخص کرده‌اند. بهمن جهرمی و همکاران [26] صوت حاصل از جت برخوردی در لحظات اولیه تشکیل تا رسیدن به حالت شبه پایا را به صورت آزمایشگاهی بررسی کردند. در این پژوهش نشان داده شد که صوت حاصل از لایه برشی جت به صورت رویدادهای پرانرژی صوتی در حوزه زمان دیده می‌شوند. همچنین مشخص شده است که دامنه صوت حاصل از موج ضربه‌ای اولیه با افزایش زاویه قرارگیری میکروفن نسبت به صفحه برخورد کاهش می‌یابد. مریمی و همکاران [27] با بررسی تجربی جریان ناپایای عبوری از یک استوانه، عوامل اصلی نویز ثبت شده در دوردست را شناسایی کردند. مطابق نتایج این مقاله تغییر ماهیت جریان آزاد از آرام به آشسته سبب افزایش سطح انرژی نویز باریک‌بند و پهن‌بند می‌شود. موحدی و همکاران [28] نویز آیروآکوستیکی ناشی از جریان حول مدل یک ساختمان بلند را با استفاده از روش نیمه تحلیلی در میدان دوردست بررسی کردند. الگوی دوقطبی انتشار صدا برای هندسه سه بعدی مورد مطالعه که ناشی از پدیده ریزش گردابه است، در این کار مشاهده شد. دانیل و همکاران [29] از غیریکنواختی دما برای کاهش نویز جت مافوق صوت استفاده کردند. آن‌ها نشان دادند که اغتشاشات القاشده با غیریکنواختی دما، جابه‌جایی و ساختار آشفتگی در پلوم جت را تغییر داده است و قله انرژی‌های طیفی را به سمت اعداد موج بالاتر منتقل می‌کند. موریس و پراساد [30] در پژوهش خود از فناوری تزریق سیال برای کاهش نویز تولیدشده در پلوم جت استفاده کردند. به منظور درک دقیق سازوکارهای کاهش نویز، سیالات تزریقی در شرایط مختلف مطالعه شدند. در پژوهش آن‌ها مشخص شد که حتی به کارگیری

امواج ایستای هیدرودینامیکی-آکوستیکی هستند. در میدانهای فشار^۳ مؤلفه آکوستیکی دیگر شامل نویز اختلاطی بسامد پایین، نویز اختلاطی بسامد بالا و نویز پهن‌بند ناشی از موج ضربه‌ای مشاهده شدند. نویز ناهنجار ناشی از یک سازوکار بازخورد آیروآکوستیکی بین انتشار ساختارهای آشفته جریان پایین دست و انتشار امواج آکوستیک جریان بالادست است. مؤلفه نویز اختلاطی به نظر ناشی از نفوذ ناگهانی ساختارهای آشفته به درون هسته پتانسیل جت، در نزدیکی انتهای آن است. نویز پهن‌بند ناشی از موج ضربه‌ای در اثر اندرکنش ساختارهای آشفته موجود در لایه‌های برشی جت با موج ضربه‌ای حاصل از سلول ضربه‌ای است. کارنام و همکاران [23] در پژوهشی اثرات دما بر مشخصه‌های جریان در نسبت فشارهای مختلف را برای یک نازل مستطیلی از طریق سرعت سنج تصویری ذرات خط جریان (Particle Image Velocimetry) بررسی کرده‌اند. مقایسه‌های صورت گرفته نشان می‌دهد که افزایش فشار نازل منجر به افزایش طول هسته پتانسیل جت شده و با افزایش دمای جت اثری عکس آن رخ می‌دهد. آیوپوف و همکاران [24] به شبیه‌سازی عددی دقت بالای جریان جت خروجی از یک نازل با نسبت فشار نازل بسیار بالا (۲۱/۸) پرداختند. این شبیه‌سازی با رویکرد ترکیبی RANS/ILES و مدل آکوستیکی FW-H در شرایط کاری خارج از نقطه طراحی صورت گرفته است. نتایج این مطالعه نشان می‌دهد که اگرچه سطح نوسانات سرعت در لایه اختلاطی وابستگی کمی به نسبت فشار نازل دارد، اما سطح نوسانات فشار در لایه اختلاطی با افزایش نسبت فشار نازل کاهش می‌یابد. در مقایسه بین ۲ نسبت فشار نازل ۲۱/۸ و ۴ مشاهده شد که در نسبت فشار ۲۱/۸ سطح نویز میدان دور در حدود ۵ تا ۷ dB بیشتر است. برین و ایوجا [25] جابه‌جاشدن منبع نویز در جت مافوق صوت را بررسی کرده‌اند. آن‌ها

از جمله‌های موجود در معادلات حاکم متوسط‌گیری زمانی می‌شود. در معادله (۱) معادله مومنتوم متوسط‌گیری شده مشاهده می‌شود [31]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (1)$$

در این معادله u_i بیانگر مؤلفه سرعت در راستای i ، فشار p ، چگالی و τ تنش برشی است. با اعمال فرایند متوسط‌گیری، جمله $\rho \overline{u'_i u'_j}$ (که به تنش‌های رینولدز معروف است) در معادلات حاضر شده که نیازمند مدل‌سازی است. مدل‌های اغتشاشی برای مدل‌کردن این جمله توسعه یافته‌اند. در کار حاضر از مدل دومعادله‌ای $k-\varepsilon$ Realizable که دارای ویژگی‌های جذابی در مدل‌سازی جریان‌هایی با کرنش بالا، تغییر مسیر شدید جریان، جریان‌های جدایشی و جریان‌های دورانی شدید است، استفاده شده است.

لازم به ذکر است که اصولاً مدل‌های اغتشاشی برای همه حالت‌ها به صورت عمومی نیستند و بنا به تغییر هندسه‌های مختلف، می‌باید تنظیم شوند و ضرایب مدل به صورت تجربی برای مسئله خاص استخراج شود.

مدل اغتشاشی $k-\varepsilon$ Realizable

در این مدل دومعادله‌ای علاوه بر نوشتن یک معادله انتقال برای انرژی جنبشی آشفتگی، k ، یک معادله نیز برای نرخ اتلاف انرژی جنبشی، ε ، حل می‌شود. مزیت مدل‌های دومعادله‌ای در این است که از آن‌ها می‌توان برای پیش‌بینی خواص یک جریان آشفتهدون آگاهی از ساختار جریان آشفتهدون یا هندسه آن استفاده کرد [31]. معادلات انتقالی مدل $k-\varepsilon$ Realizable به صورت زیر بیان می‌شوند [32]:

یک افشانک این قابلیت را دارد که ساختارهای بزرگ‌مقیاس را که یکی از منابع تولید نویز در جت مافوق صوت هستند، به ساختارهای کوچک‌مقیاس تبدیل کند. علاوه بر این با نصب افشانک‌های بالادستی در هر موقعیت سمتی نویز پهن‌بند وابسته به موج ضربه‌ای کاهش می‌یابد.

همان‌طور که مشاهده شد، تمامی فعالیت‌های مرور شده در راستای شناخت بیشتر و بهتر منابع نویز تولیدی از جت مافوق صوت یا صوتی بوده است تا در راستای کاهش نویز تولیدشده با این وسایل قدمی برداشته شود. البته در پژوهش‌های انجام‌شده به امواج آکوستیکی برگشتی اشاره‌ای نشده است یا اگر هم این موضوع مورد تحقیق بوده باشد، به صورت انحصاری و محرمانه در اختیار شرکت‌های تجاری و نظامی بزرگ باقی مانده است. درحالی‌که این امواج و اختلالات آکوستیکی به سمت لبه‌های نازل و منطقه پشت آن منتشر و باعث نوعی خستگی به نام خستگی آکوستیکی می‌شود. این خستگی در بلندمدت باعث تخریب سازه‌ای نازل و تجهیزات پیرامونی می‌شود. همچنین این امواج بازگشتی می‌تواند به متخصصانی که در محیط کار با جت‌های مافوق صوت در ارتباط هستند آسیب‌های جدی مغزی-عصبی وارد کند. برای این منظور در کار عددی حاضر چندین میکروفون در فواصل و زوایای مختلف در پشت نازل صوتی مورد مطالعه تعبیه شده است تا سطح فشار صوت دریافت‌شده به وسیله این میکروفون‌ها در شرایط کاری مختلف نازل بررسی شود.

معادلات حاکم و مدل‌سازی عددی

معادلات حاکم. معادلات حاکم بر جریان تراکم‌پذیر آشفتهدون حاضر همان معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی هستند. مطابق معمول به منظور مدل‌سازی جریان آشفتهدون

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad (9)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (10)$$

$$\Omega_{ij} = \tilde{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (11)$$

در روابط فوق $\tilde{\Omega}_{ij}$ تانسور متوسط سرعت چرخشی که در یک قاب با مرجع دایره‌ای به سرعت زاویه‌ای ω_k است. C_μ تابعی از نرخ کرنش متوسط، S_{ij} ، و نرخ چرخش است. ثابت‌های مدل A_0 و A_ε از طریق روابط زیر استخراج می‌شود [32,33]:

$$A_0 = 4.04 \quad (12)$$

$$A_\varepsilon = \sqrt{6} \cos \phi \quad (13)$$

که

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) \quad (14)$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3} \quad (15)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad (16)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (17)$$

سایر ثابت‌ها عبارت‌اند از [33]:

جدول ۱ تعیین ضرایب مدل $k-\varepsilon$ Realizable [33].

$C_{1\varepsilon} = 1.44$	$C_2 = 1.9$	$\sigma_K = 1.0$	$\sigma_\varepsilon = 1.2$
---------------------------	-------------	------------------	----------------------------

مدل آشفتگی $k-\varepsilon$ -Realizable نسبت به سایر مدل‌های RANS در جریان‌های بازگشتی پیچیده و در جریان لایه مرزی تحت گرادیان فشار معکوس یا جدایش نتایج بسیار بهتری به دست می‌دهد. همچنین به دلیل نبود دیواره در کار حاضر استفاده از این مدل از لحاظ هزینه محاسباتی و همگرایی بهتر نسبت به مدل‌های خانواده $k-\omega$ ارجحیت دارد.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \\ G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S_\varepsilon - \\ \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} P_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (3)$$

به طوری که:

$$C_1 = \max \left[0.43 \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (4)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (5)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (6)$$

در معادلات بالا G_k نشان‌دهنده انرژی جنبشی آشفتگی باتوجه به گرادیان سرعت متوسط است. G_b انرژی جنبشی آشفتگی ناشی از نیروهای شناوری است که در معادله استاندارد $k-\varepsilon$ به دست می‌آید. Y_M سهم انبساط نوسانات در آشفتگی تراکم‌پذیر به نرخ کلی اتلاف است. C_2 و $C_{1\varepsilon}$ مقادیر ثابت هستند. σ_K و σ_ε اعداد پراوتل آشفتگی برای k و ε هستند. S_ε و S_k جمله‌های منبعی هستند که کاربر تعریف می‌کند. در روابط بالا μ نشانگر لزجت مولکولی و μ_t نشانگر لزجت اغتشاشی است [32]:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

به طوری که

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (8)$$

معادله حاکم بر میدان آکوستیکی

آکوستیک به معنای مطالعه صداهای ایجاد شده و انتشار آن‌ها در محیط است. این صداها ممکن است با یک جسم مرتعش یا در اثر عبور جریان سیال در محیط ایجاد شود [34]. صدای تولید شده با جریان در یک سیال نامحدود معمولاً صدای آبروآکوستیکی نامیده می‌شود. در بیشتر جریان‌های ناپایا در کاربردهای مهندسی که معمولاً دارای رینولدزهای بالا هستند در اثر حرکت ساختارهای آشفته، صوت تولید می‌شود. هرچند این صدای تولیدی بسیار کم باشد. در کار حاضر برای پیش‌بینی نویز در میدان نزدیک از روش انتگرالی (بر اساس آنالوژی آکوستیک لایت‌هیل) استفاده شده است. در این روش از میدان جریان به دست آمده در نزدیک جت که با حل معادلات حاکم و به کمک رویکرد اغتشاشی RANS گذرا حاصل شده است، برای حل انتگرالی تحلیلی معادلات موج و پیش‌بینی نویز استفاده می‌شود. در رویکرد آنالوژی آکوستیک انتشار صدا از تولید آن جدا شده است و در نتیجه فرایند حل جریان از تحلیل آکوستیکی آن جدا می‌شود [35]. فرمول‌بندی ویلیامز-هاوکنگز (FW-H) عمومی‌ترین شکل آنالوژی صوتی لایت‌هیل بوده و قادر به پیش‌بینی تولید نویز با منابع صوتی مشابه است.

معادله موج ویلیامز-هاوکنگز (FW-H) در واقع یک معادله موج ناهمگن است که بر اساس معادلات پیوستگی و ناویرا-ستوکس حاصل شده است. شکل دیفرانسیلی این معادله را می‌توان به صورت زیر نوشت [35]:

$$\frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \{T_{ij} H(f)\} - \frac{\partial}{\partial x_i} \{[p_i n_j + \rho u_i (u_n - v_n)] \delta(f)\} + \frac{\partial}{\partial t} \{[\rho_0 v_n + \rho (u_n - v_n)] \delta(f)\} \quad (18)$$

که در آن u_i مؤلفه سرعت سیال در جهت x_i ، v_i مؤلفه سرعت صفحه در جهت x_i ، n نشانگر جهت عمود بر سطح، p' فشار صوت، a_0 سرعت صوت متوسط، T_{ij} تانسور تنش لایت‌هیل، P_{ij} تانسور تنش فشاری، عملگر دلتای دیراک و $H(f)$ تابع مرحله واحد است. با حل معادله انتقال فوق میدان نوسانات فشار در محیط حل به دست می‌آید. سپس سطح فشار صوت از طریق رابطه زیر بر حسب دسی‌بل محاسبه خواهد شد [36]:

$$L_p = 20 \log \left(\frac{\tilde{p}}{2.10^{-5}} \right) \quad (19)$$

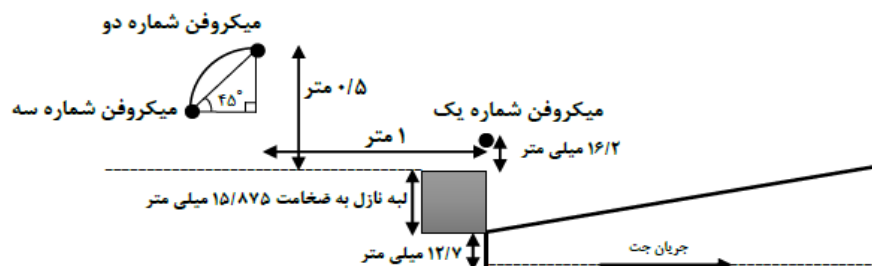
دامنه حل و شبکه‌بندی میدان

باتوجه به مطالعه آزمایشگاهی مرجع [13] نازل انتخابی دارای دهانه خروجی ۱۲٫۷ mm و ضخامت لبه ۱۵٫۸۷۵ mm است. طرح‌واره‌ای از هندسه مسئله و محل قرارگیری میکروفون‌ها در شکل (۲) نشان داده شده است. در این شکل محل قرارگیری میکروفن اول که در فاصله ۱۶٫۲ mm بالای لبه نازل تعبیه شده مشخص است. میکروفن شماره یک برای بررسی سطح فشار صوت در میدان نزدیک و میکروفن‌های شماره دو و سه برای ثبت میزان آکوستیک برگشتی در نظر گرفته شده است.

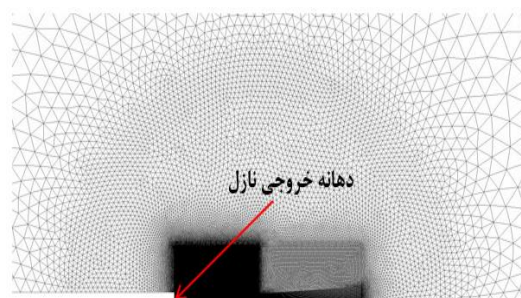
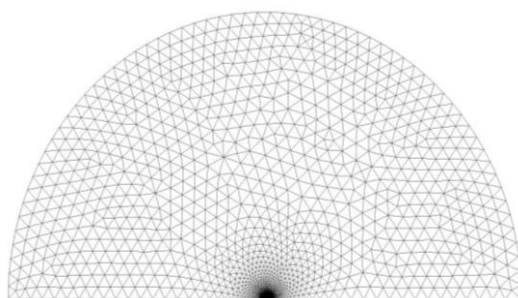
در شکل (۳) شبکه محاسباتی تولید شده در اطراف دهانه خروجی نازل نشان داده شده است. دامنه محاسباتی یک محیط نیم‌دایره‌ای بوده که به خوبی تمامی نواحی اطراف نازل را پوشش داده است. باتوجه به تقارن موجود در مسئله، فقط نیمی از هندسه تولید شده و از شرط تقارن محوری برای مرز پایینی استفاده شده است. با انتخاب این شرط حلگر تأثیرات فیزیکی سه‌بعدی متقارن محوری روی شبکه دو بعدی را نیز در نظر می‌گیرد و بدین ترتیب موجب کاهش قابل ملاحظه حجم محاسبات می‌شود [35]. مطابق شکل دهانه

یک شبکه بدون سازمان با المان‌های سه‌وجهی تغییر می‌یابد. به‌منظور جلوگیری از انعکاس امواج آکوستیکی از مرزهای خروجی، این مرزها حدود ۵۰۰ برابر طول موج آکوستیکی از منبع تولید نویز فاصله دارند. همچنین با نزدیک شدن به مرزهای خروجی، از شبکه محاسباتی با اندازه بزرگ استفاده شده است تا امواج آکوستیکی منتشرشده به‌سمت مرزها با لزجت عددی به‌طور کامل تلف شوند.

خروجی نازل که در حقیقت مرز ورودی جریان به میدان محاسباتی است، در مرکز میدان حل قرار گرفته و ناحیه جلو و پشت نازل حدود ۱۰۰ برابر قطر نازل امتداد یافته است. در فضای پیش‌بینی‌شده برای جریان جت و نواحی اطراف آن به‌علت نیاز به دقت بیشتر، از شبکه سازمان‌یافته با المان‌های چهاروجهی منظم استفاده شده است. به‌این‌ترتیب پارامترهایی از قبیل آکوستیک برگشتی به‌سمت لبه نازل با دقت خوبی پیش‌بینی می‌شوند. با دور شدن از دهانه نازل شبکه محاسباتی به



شکل ۲ طرح‌واره‌ای از هندسه مسئله و محل قرارگیری میکروفون‌ها



شکل ۳ نمای جانبی از شبکه محاسباتی تولیدشده در اطراف دهانه نازل. در تصویر سمت چپ کل دامنه محاسباتی مشاهده می‌شود. ناحیه پیش‌بینی‌شده برای جریان خروجی از دهانه نازل و اطراف جت جریان (میدان نزدیک) با شبکه‌بندی سازمان‌یافته و ناحیه میدان دور با شبکه بدون سازمان با المان‌های مثلثی پوشش داده شده است (تصویر سمت راست).

روش حل عددی و شرایط مرزی

شبیه‌سازی‌های عددی حاضر با استفاده از نرم‌افزار تجاری Ansys Fluent ویرایش ۲۰۱۹ نسخه R2 انجام شده است. از آنجایی که معادله آکوستیک ویلیامز-هاوکینگز بر اساس فشار عمل می‌کند، حلگر استفاده‌شده بر مبنای فشار است. همچنین کلیه شبیه‌سازی‌ها به صورت ناپایا و با استفاده از الگوریتم حل Coupled صورت گرفته است. برای گسسته‌سازی جملات جابه‌جایی در معادلات از روش Quick استفاده شده است که برای شبیه‌سازی جریان‌هایی که ورتیسیته زیادی دارند، با حلگر فلونت توصیه می‌شود [33]. استفاده از این روش باعث می‌شود بر خلاف روش‌های مرتبه پایین، مقادیر عددی بیش از حد پراکنده یا میرا نشوند. همچنین گزینه معادلات آکوستیکی ویلیامز-هاوکینگز نیز در حلگر فعال شده و این معادلات با حلگر فلونت حل شده‌اند. بر اساس پژوهش آزمایشگاهی [13] جریان خروجی از نازل خفه بوده است و با سرعتی معادل عدد ماخ واحد به محیط وارد می‌شود. شرایط مرزی تنظیم‌شده در دهانه خروجی نازل که در حقیقت شرط مرزی ورودی مسئله حاضر است، از نوع فشار معلوم است. باتوجه به عدد ماخ جریان خروجی از دهانه نازل و روابط جریان آیزنتروپیک فشار استاتیک ۱۲۷۳۶۰ پاسکال و فشار کل ۲۴۲۴۹۶ پاسکال تنظیم می‌شود. فشار در مرز خروجی میدان هم باتوجه به پژوهش [13] ۱۰۰۰۰۰ پاسکال در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است به منظور دستیابی به نتایج قابل اعتماد در شبیه‌سازی جریان جت پرسرعت، مطابق پیشنهاد مرجع [33] ضرایب مدل اغتشاشی $k-\epsilon$ Realizable به صورت زیر تنظیم می‌شود:

جدول ۲ تعیین ضرایب مدل $k-\epsilon$ Realizable [33]

C2-Epsilon	TKE Prandtl Number	TDR Prandtl Number	Energy Prandtl Number
۲	۰٫۳	۰٫۳۷	۰٫۴۲

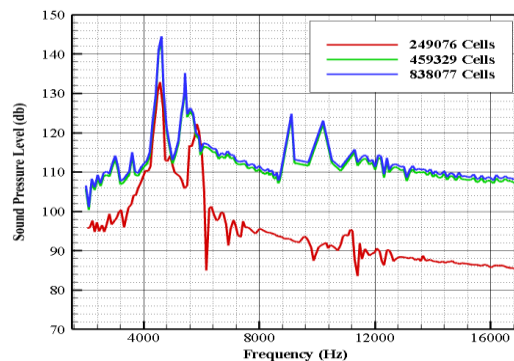
نتایج و بحث

استقلال حل از شبکه محاسباتی و اعتبارسنجی نتایج به منظور بررسی استقلال حل از شبکه محاسباتی مسئله حاضر با ۳ شبکه درشت (۲۴۹۰۷۶ سلول)، متوسط (۴۵۹۳۲۹ سلول) و ریز (۸۳۸۰۷۷ سلول) شبیه‌سازی شده است. در شکل (۴) نمودار سطح فشار صوت ثبت‌شده در میکروفون شماره یک بر حسب بسامد برای ۳ شبکه مورد اشاره ترسیم شده است. باتوجه به نتایج، شبکه متوسط با ۴۵۹۳۲۹ المان بهترین شبکه برای ادامه فرایند حل است. مطابق شکل با افزایش تعداد المان‌ها به دو برابر قبل (استفاده از شبکه ریز) تغییر محسوسی در نتایج ایجاد نشده و تغییرات بسیار ناچیز است. باتوجه به شکل (۴) مشاهده می‌شود که تا قبل از ایجاد صدای ناهنجار (که به صورت یک قله مجزا در نمودار مشخص است) یک صدای افزایش‌یابنده از بسامد نزدیک به صفر تا ۳۰۰۰ هرتز شکل می‌گیرد. در این مدت جت در حال انبساط است. به این صدای تولیدشده نویز ناشی از اختلاط آشفته گفته می‌شود. سپس یک کاهش نویز که حاصل از شروع تداخل ساختارهای آشفته کوچک و بزرگ است روی می‌دهد و پس از کامل شدن ترکیب ساختارهای آشفته صدای ناهنجار (جیغ‌مانند) که همانند یک قله مجزاست، تولید می‌شود. سپس نویز پهن‌بند ناشی از موج ضربه‌ای شکل می‌گیرد که حاصل تشکیل شدن سلول‌های ضربه‌ای در میدان جریان جت است [8]. همان‌طور که در شکل (۴) پیداست، شبکه درشت نتوانسته است به درستی اختلاط ساختارهای بزرگ و کوچک مقیاس را با یکدیگر نشان دهد و از این رو یک افت شدید تا قبل از بسامد ۶۰۰۰ هرتز رخ می‌دهد که در سایر شبکه‌بندی‌ها به این صورت نیست. شبکه‌بندی‌های ریزتر به دلیل دارا بودن تعداد کافی المان در جلو نازل حلگر می‌تواند به خوبی میزان سطح فشار صوت در میدان نزدیک را تخمین بزند.

لازم به ذکر است شبیه‌سازی‌های حاضر در ۳ گام زمانی 10^{-6} ، 5×10^{-6} و 10^{-7} ثانیه انجام شده و استقلال حل از گام زمانی در گام 10^{-6} ثانیه حاصل شده است. این گام زمانی با مقادیر گزارش شده در مراجع مختلف [38,39] مطابقت دارد. اجرای این مسئله روی سیستم رایانه‌ای شامل ۸ پردازشگر محاسباتی با سرعت پردازش ۴ گیگاهرتز و ۱۶ گیگابایت حافظه داخلی، ۱۲ روز به طول انجامیده است.

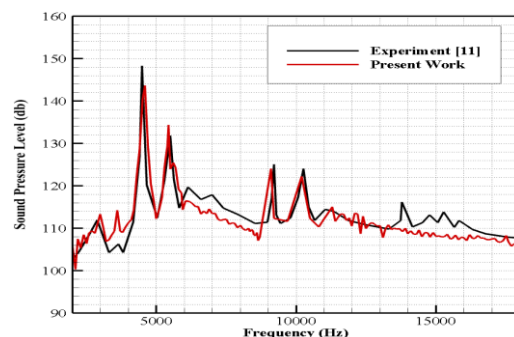
بررسی اثر دما روی ساختار جریان جت و امواج آکوستیکی

در این قسمت تأثیر دمای جت جریان بر میزان نویز میدان نزدیک و آکوستیک برگشتی بررسی شده است. برای این مقایسه دمای 300 K که نشان‌دهنده جت سرد است، دمای 450 K که نشان‌دهنده جت نیمه‌گرم است، دمای 600 K که نشان‌دهنده جت گرم است و دمای 750 K که نشان‌دهنده جت کاملاً گرم است برای شبیه‌سازی‌ها انتخاب شده است. در شکل (۶) کانتورهای عدد ماخ برای جریان در دماهای مختلف ترسیم شده است. مشاهده می‌شود که اثر دما تأثیر بسزایی در رشد لایه برشی و طول هسته پتانسیل دارد. به‌طوری‌که با افزایش دما، طول هسته پتانسیل کوتاه‌تر می‌شود. آن‌طور که پیداست دما نقش اساسی در اضمحلال سلول‌های ضربه‌ای ایفا نمی‌کند. در تمام حالات ۷ سلول ضربه‌ای قابل تشخیص است. افزایش دما پهنای سلول‌های ضربه‌ای را در لایه برشی جت تغییر می‌دهد و باعث کاهش آن می‌شود. در ضمن عدد ماخ در هسته سلول‌های ضربه‌ای نیز با افزایش دما افزایش پیدا کرده است که به‌خوبی می‌توان تأثیر آن را مشاهده کرد. با بررسی بیشتر این نکته مشخص می‌شود که وجود سلول ضربه‌ای در دمای بالا باعث افت کمتر سرعت در هسته سلول ضربه‌ای شده و فاصله بین قله عدد ماخ تا افت آن مقدار کمتری است. اما همچنان دمای بالا در جریان



شکل ۴ بررسی استقلال حل از شبکه محاسباتی

در شکل (۵) سطح فشار صوت ثبت شده در میکروفون اول با نتایج تجربی مرجع [13] مقایسه شده است. مطابق این شکل نتایج این شبیه‌سازی تطابق خوبی با داده‌های تجربی نشان می‌دهد؛ به‌طوری‌که مکان و دامنه قله‌های فشاری انطباق مناسبی با نتایج تجربی دارد. اندک اختلافات مشاهده شده به دقت شبکه محاسباتی و مدل‌های عددی استفاده شده بازمی‌گردد. به‌طور حتم استفاده از رویکرد اغتشاشی LES با دقت شبکه بسیار بالا (در حدود ۷۰ میلیون سلول [37]) ساختارهای اغتشاشی جریان و اندرکنش‌های امواج ضربه‌ای را با دقت بیشتری مدل می‌کند و پیش‌بینی‌های واقعی‌تری از نویز میدان دور و نزدیک به‌دست می‌دهد؛ اما با توجه به توان رایانه‌ای در دسترس و همچنین تطابق خوب بین نتایج عددی و تجربی (بر اساس شکل ۵) استفاده از رویکرد RANS گذرا و مدل آشفتگی k-ε Realizable انتخاب بهینه‌تری به نظر می‌رسد.

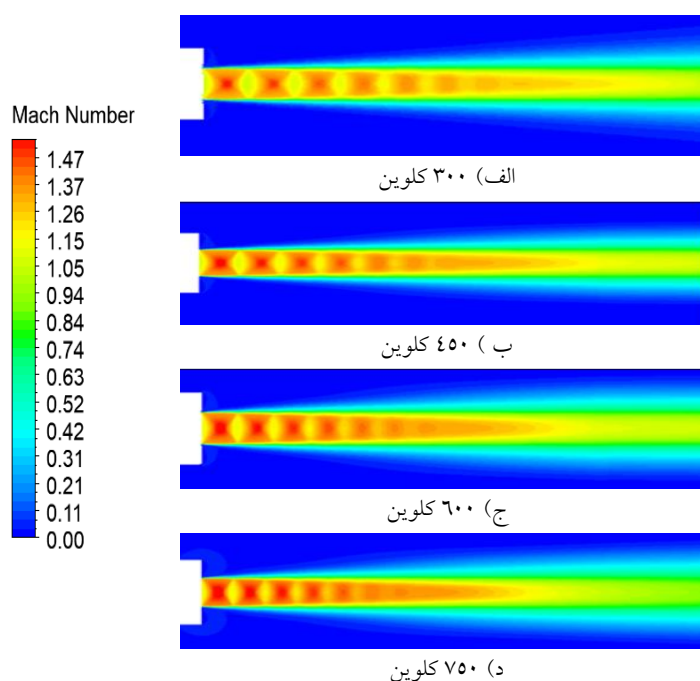


شکل ۵ مقایسه نتایج عددی حاضر و نتایج تجربی پونت و سینر [13]

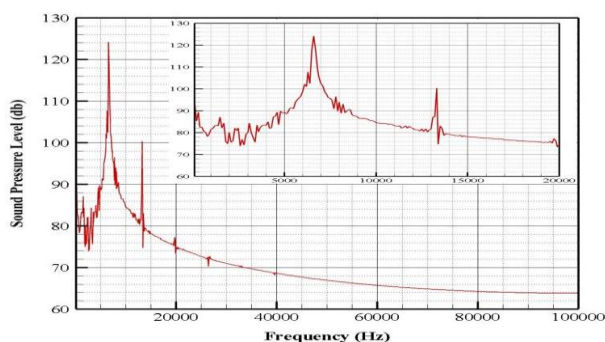
اساس پژوهش تام [8] در سمت چپ صدای ناهنجار، در بسامدهای پایین‌تر، نويز اختلاط آشفته مشاهده می‌شود که باتوجه به آنچه تاکنون بیان شده است، در نتیجه نفوذ ناگهانی ساختارهای آشفته به درون هسته پتانسیل جت، در نزدیکی انتهای آن است.

جت باعث خواهد شد افت عدد ماخ در جت‌های نیمه‌گرم و گرم کمتر از جت سرد باشد [17,23,40].

شکل (۷) سطح فشار صوت برگشتی را برای جت سرد در فاصله یک‌متری از پشت نازل (میکروفون شماره ۲) نشان می‌دهد. همان‌طور که از این شکل پیداست، صدای ناهنجار در بسامد ۶۵۰۰ هرتز رخ داده است. بر

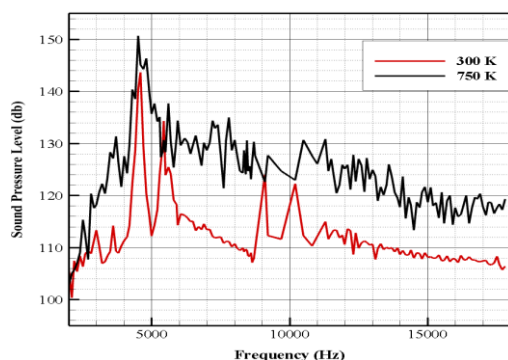


شکل ۶ هسته پتانسیل و لایه برشی تشکیل شده برای جت سرد، نیمه‌گرم، گرم و کاملاً گرم



شکل ۷ سطح فشار صوت برگشتی دریافت‌شده با میکروفن شماره ۲ قرارگرفته در فاصله یک‌متری از پشت نازل جت سرد

۳۰۰ کلوین (جت سرد) اختلاف سطح فشار صوت در بیشترین افت در حدود بسامد ۳۰۰۰ هرتز رخ می‌دهد و با قله اول سطح فشار صوت که در بسامد ۴۵۰۰ هرتز اتفاق می‌افتد ۳۴ دسی‌بل است؛ اما در جت گرم این اختلاف حدود ۲۸ دسی‌بل است. همچنین افزایش دمای جت سبب افت کمتر سطح فشار صوت شده چرا که میزان اختلاط لایه‌های آشفته را افزایش داده است. مطابق شکل، زمانی که دمای جت از سرد به کاملاً گرم تغییر می‌کند، تغییر مشخصی در مکان قله‌های صوتی رخ نمی‌دهد.



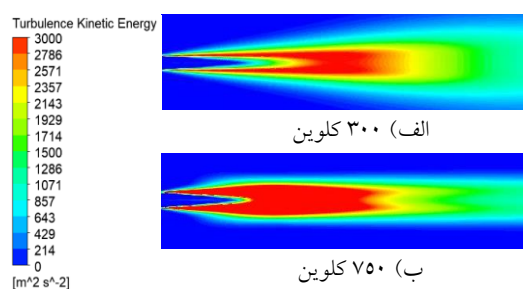
شکل ۸ سطح فشار صوت اندازه‌گیری شده برای جت سرد و خیلی گرم در میدان نزدیک با میکروفن شماره یک

شکل (۹) کانتور پارامتر ورتیسیته را برای جت سرد و جت کاملاً گرم نشان داده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود افزایش دما باعث کاهش طول لایه برشی شده است که تجمع آشفته‌گی را در پی خواهد داشت؛ به‌طوری‌که مطابق شکل با افزایش دما ضخامت لایه برشی و سطح ورتیسیته جریان افزایش یافته است [22,24]. با افزایش دما و به‌دنبال آن افزایش لرزش، اختلاط بین جریان سرد محیط و جریان داغ هسته جت بیشتر شده است که این موضوع علاوه بر افزایش ضخامت لایه برشی، افزایش سطح فشار صوت حاصل از اختلاط آشفته را به‌دنبال دارد.

همچنین در سمت راست قله صوتی (صدای ناهنجار) نویز پهن‌بند ناشی از سلول ضربه‌ای مشاهده می‌شود که در بسامدهای بالاتری (حدود ۱۳۵۰۰ هرتز) رخ داده است و این‌طور می‌توان دریافت کرد که شدت نسبی هر ۳ مؤلفه نویز تابعی از جهت انتشار جت است. همچنین تعبیر دیگر این است که نه‌تنها اختلاط جریان در پشت نازل از اهمیت خاصی برخوردار است، بلکه برخلاف تصور سلول‌های ضربه‌ای نیز در صدای تولیدشده در پشت نازل مؤثر هستند. میکروفن قرارداده‌شده توانسته است این صدا را که به آن نویز پهن‌بند ناشی از موج ضربه‌ای گفته می‌شود نیز تا حدودی دریافت کند. از عواملی که باعث کاهش سطح فشار صوت می‌شود می‌توان به حضور ناپایداری کلوین-هلمهولتز در جریان اشاره کرد. این ناپایداری هیدرودینامیکی پاشیدن جریان را تسریع می‌بخشد و باعث کاهش سطح فشار صوت در پشت نازل می‌شود، زیرا این ناپایداری سطح اختلاط جریان را در جلو نازل افزایش می‌دهد و به همین دلیل جریان اختلاطی در پشت نازل روند کاهشی به خود می‌گیرد [41].

شکل (۸) سطح فشار صوت میدان نزدیک (دریافت‌شده از میکروفن شماره یک) را برای ۲ دمای مختلف نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است، با افزایش دمای جت، اغتشاش فشاری در محیط افزایش می‌یابد و سطح فشار صوت نیز بیشتر می‌شود. نکته دیگر آن است که هرچه دمای جت افزایش یابد، قله اول سطح فشار صوت ثبت‌شده که بیانگر صدای ناهنجار است، اختلاف کمتری با سطح فشار صوت در بسامدهای مجاور داشته و افت سطح فشار صوت کمتری نیز رخ داده است.

در این دما اثرات امواج ضربه‌ای تأثیر قوی‌تری در افزایش سطح فشار صوت در قله‌های صداهای پهن‌بند دارند. همچنین صدای حاصل از اختلاط آشفته نیز با افزایش دما افزایش یافته است؛ به‌طوری‌که در دمای



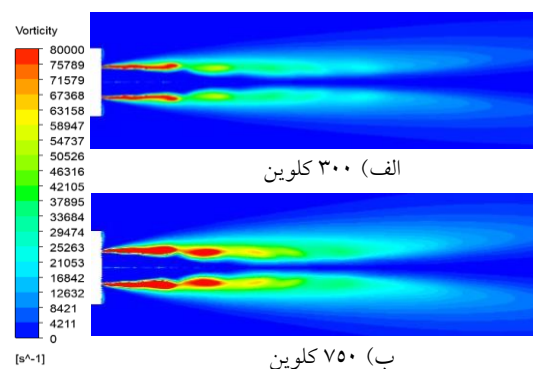
شکل ۱۰ میزان انرژی جنبشی آشفتگی در جت‌های سرد و کاملاً گرم

امواج آکوستیکی برگشتی حاصل از اختلالات فشار در دماهای مختلف

شکل (۱۱) نوسانات فشاری را که همان امواج آکوستیکی هستند، برای شرایط دمایی مختلف در زمان پایاشدن جریان بررسی می‌کند. این تصاویر علاوه بر ناحیه اطراف جریان جت، منطقه‌ای به بزرگی ۸ برابر قطر نازل در پشت دهانه را نیز نشان می‌دهند. همان‌طور که در این شکل مشخص است، با افزایش دما میزان تولید نوسانات فشاری در پشت نازل (امواج آکوستیکی برگشتی) مقدار بیشتری به خود می‌گیرد.

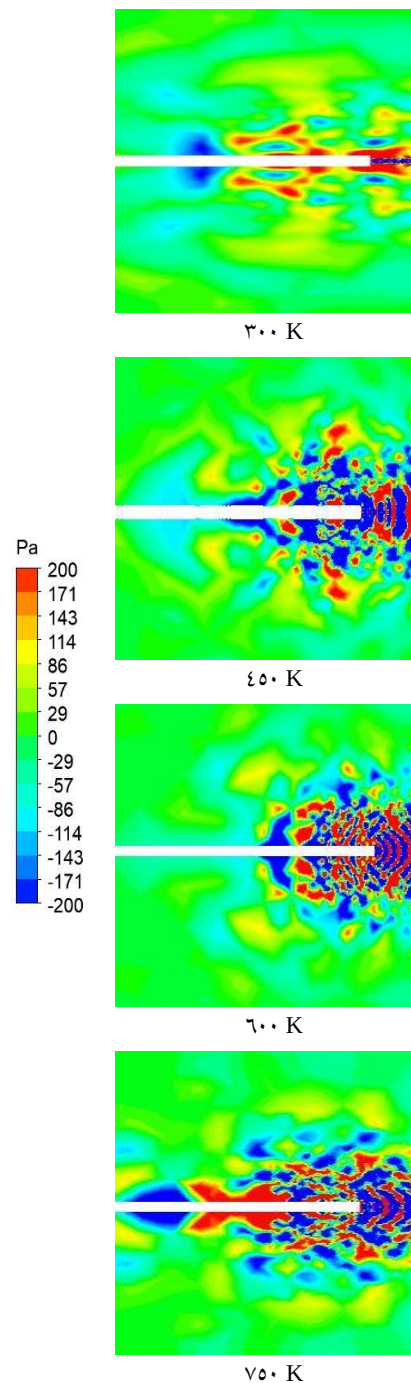
همان‌طور که مشخص است، با افزایش دما میزان ترکیب لایه‌های اختلاطی آشفتۀ بزرگ‌مقیاس و کوچک‌مقیاس افزایش یافته و نویز اختلاطی آشفتۀ همواره در پشت نازل غالب است؛ اما نویز پهن‌بند ناشی از موج ضربه‌ای نیز در قسمت‌های پشت نازل باتوجه‌به آنچه پیش‌تر در شکل (۷) بحث شد حضور دارد. لازم به ذکر است که هرچه میزان ترکیب‌شدن لایه‌های اختلاطی افزایش یابد، نوسانات فشاری که در این حین رخ خواهد داد، بیشتر خواهد بود.

در شکل (۱۰) انرژی جنبشی آشفتگی برای جت سرد و جت کاملاً گرم بررسی شده است. مطابق پژوهش‌های گذشته انتظار می‌رود که میزان انرژی سینماتیکی آشفتگی در جت سرد با جت‌های نیمه‌گرم و گرم کاملاً متفاوت باشد [23,40] که این موضوع در شکل (۱۰) نیز مشهود است. مطابق این شکل در جت سرد لایه برشی بلندتری شکل می‌گیرد و ناحیه آشفتۀ راستای عمود بر جریان نیز پهنای کوتاه‌تری دارد. در جت گرم آشفتگی در نزدیکی نازل مقدار بیشتری دارد. زمانی که دمای خروجی جریان به دمای محیط نزدیک باشد، جریان‌های آشفتۀ گردابی بزرگ و کوچک‌مقیاس با سرعت بیشتری با یکدیگر ترکیب می‌شوند و اندرکنش خاصی بین آن‌ها و محیط اتفاق نمی‌افتد و به این دلیل طول لایه برشی نیز افزایش می‌یابد و پهنای عمودی آن کم می‌شود؛ اما زمانی که دمای سیال خروجی از دهانه نازل اختلاف چشمگیری با دمای محیط بیرون دارد، اندرکنش بین جریان‌های بزرگ و کوچک‌مقیاس با محیط به بیشینه مقدار خود می‌رسد و این اتفاق در نزدیکی دهانه نازل روی خواهد داد. از این‌رو لایه برشی شکل‌گرفته طول کوتاه‌تری داشته است و به دلیل حجم اختلاط، عرض بزرگ‌تری پیدا می‌کند. به این‌صورت صدای تولیدشده به وسیله اختلاط آشفتۀ در جت گرم نسبت به جت سرد غالب می‌شود [42].



شکل ۹ جریان گردابی-لایه برشی آشفتۀ برای جت‌های سرد و کاملاً گرم

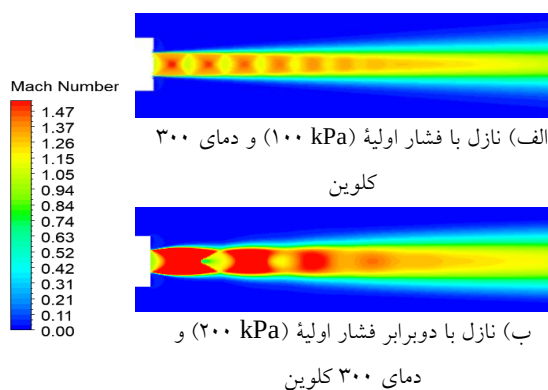
می‌دهد، نویز اختلاطی آشفته با افزایش هرچه بیشتر دما در پشت نازل همواره غالب میدان است. هر چند که در ادامه و حضور سلول‌های ضربه‌ای تأثیرات خود را بر نویز پهن‌بند ناشی از موج ضربه‌ای نشان می‌دهد؛ اما این نویز اختلاط آشفته است که عامل غالب در میزان نویز حاصل از جریان است. بر اساس شکل (۱۲) قله‌های به‌وجودآمده که در بسامد حدود ۶۲۰۰ هرتز برای جت سرد و بسامد در حدود ۷۲۰۰ هرتز برای جت خیلی گرم (در نمودار با علامت مشخص شده است). مؤید حضور سلول‌های ضربه‌ای و نویز پهن‌بند ناشی از موج ضربه‌ای است. از بسامد ۳۰۰۰ تا ۸۰۰۰ هرتز در جت خیلی گرم اختلاط به‌قدری افزایش داشته که سطح فشار صوت افت محسوسی را تجربه نکرده و نویز اختلاط آشفته تماماً حتی با حضور سلول‌های ضربه‌ای عامل غالب در میزان نویز حاصل از جریان است. در شکل (۱۲) مشاهده می‌شود که در جت سرد افت سطح فشار صوت قبل از بسامد ۶۲۰۰ هرتز رخ داده و سپس یک قله صوتی هرچند با مقدار کم نسبت به جت گرم در بسامد ۷۲۰۰ هرتز تشکیل شده است؛ اما در جت گرم تا قبل از بسامد ذکرشده افت محسوسی در سطح فشار صوت رخ نمی‌دهد و این نشان‌دهنده آن است که با افزایش دمای جت اختلاط قوی‌تری در پشت نازل شکل گرفته است که به‌نظر می‌رسد نویز غالب در پشت نازل نویز پهن‌بند ناشی از موج ضربه‌ای باشد. در جت سرد سلول ضربه‌ای تشکیل‌شده تا حدودی اثر خود بر سطح فشار صوت را داشته و باعث به‌وجودآمدن نویز پهن‌بند ناشی از ضربه شده است که این اثر در قله به‌وجودآمده در بسامد حدود ۶۲۰۰ هرتز قابل مشاهده است.



شکل ۱۱ مقایسه نوسانات فشاری در پشت دهانه نازل برای جت‌های سرد تا خیلی گرم در لحظه پایاشدن جریان

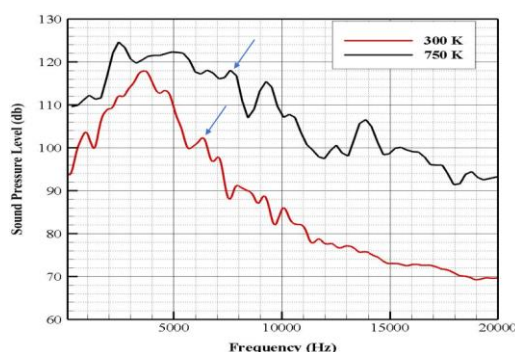
شکل (۱۲) سطح فشار صوت در پشت نازل را که با میکروفن شماره ۳ دریافت شده است، نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است و شکل (۱۱) نیز نشان

دارای تعداد قله‌های کمتر اما با قدرت خیلی بیشتر است؛ همچنین فاصله بین قله‌ها بیشتر خواهد بود.



شکل ۱۳ هسته پتانسیل و لایه برشی حاصل از جریان جت در فشارهای مختلف

در شکل (۱۴) سطح فشار صوت دریافت‌شده در میکروفون شماره ۱ برای ۲ جت سرد با $NPR=1$ و $NPR=2$ برحسب بسامد نشان داده شده است. همان‌طور که پیداست با افزایش نسبت فشار نازل، سطح فشار صوت افزایش چشمگیری پیدا کرده و همچنین مکان قله‌های سطح فشار صوت نیز تغییر قابل ملاحظه‌ای داشته است. این به دلیل تعداد کمتر سلول‌های ضربه‌ای، قدرت بیشتر آن‌ها و همچنین پهنای بیشتر مختص به آن‌هاست. در جت سرد با $NPR=2$ مقدار نویز اختلاطی تا قبل از قله اول به نسبت با جت سرد با $NPR=1$ غلبه کمتری در میدان دارد و پس از ظهور اولین سلول ضربه‌ای قدرتمند در میدان جریان قله صوتی یا صدای جیغ‌مانند در میدان جریان غالب می‌شود. با هرچه پایاتر شدن جریان، سطح فشار صوت کاهش می‌یابد اما نویز پهن‌بند ناشی از موج ضربه‌ای در $NPR=2$ نسبت به نویز اختلاط آشفته غالب میدان خواهد بود.

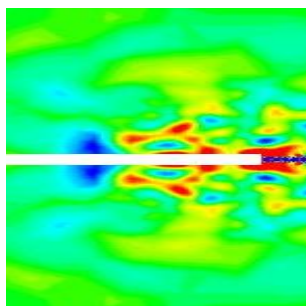


شکل ۱۲ سطح فشار صوت به دست آمده از میکروفن شماره ۳ که با زاویه ۴۵ درجه و فاصله یک‌متری از پشت نازل نصب شده است.

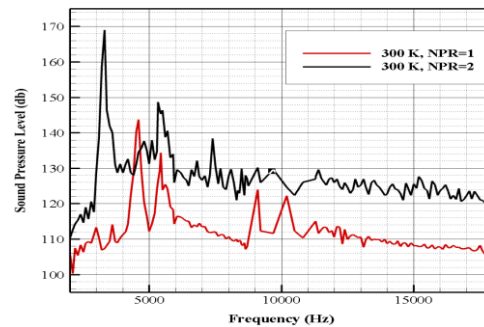
بررسی اثر فشار روی ساختار جریان و امواج آکوستیکی

پارامتر مؤثر دیگری که روی سرعت جریان جت، خصوصیات جریان آشفته، ساختار امواج ضربه‌ای و نویز حاصل از میدان مؤثر است، فشار ورودی جت است. در این قسمت برای یک جت سرد (دمای 300 K) نسبت فشار نازل (NPR) به دوبرابر مقدار اولیه تغییر کرده و اثرات آن بررسی شده است. شکل (۱۳) کانتور عدد ماخ برای ۲ جت سرد با ۲ نسبت فشار متفاوت را نشان می‌دهد. مطابق شکل در فشار بالاتر ($NPR=2$) ۴ سلول ضربه‌ای و در فشار پایین‌تر ($NPR=1$) ۷ سلول ضربه‌ای تشکیل شده است؛ اما طول هسته پتانسیل و لایه برشی تشکیل‌شده در $NPR=2$ کمی بیشتر است. تفاوت اساسی دیگر، در سلول‌های ضربه‌ای قدرتمندی است که عدد ماخ آن‌ها در $NPR=2$ بسیار بالاتر از جت با $NPR=1$ است؛ همچنین پهنای سلول ضربه‌ای تشکیل‌شده نیز در جت با $NPR=2$ بسیار بزرگ‌تر از جت با فشار کمتر است. همان‌طور که در شکل (۱۳) مشخص است، طول سلول‌های ضربه‌ای در نازل با $NPR=2$ ، بسیار بیشتر است. بر اساس مطالب فوق می‌توان نتیجه گرفت که توزیع فشار در خط مرکزی جریان برای جت با $NPR=2$

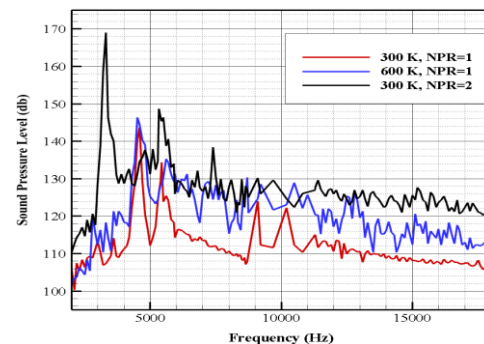
این شکل به منظور مقایسه بین تغییرات دما و فشار نوسانات فشار برای یک جت گرم با $NPR=1$ نیز آورده شده است. این تصاویر علاوه بر ناحیه اطراف جریان جت، منطقه‌ای وسیع در پشت دهانه نازل را نیز نشان می‌دهد. همان‌طور که در این شکل مشخص است، زمانی که فشار نازل به دوبرابر مقدار اولیه خود می‌رسد، علاوه بر این که اختلاط جریان بیشتر می‌شود، سلول‌های ضربه‌ای قدرتمندی نیز باتوجه به شکل (۱۳) تشکیل می‌شوند که حضور این سلول‌های ضربه‌ای در جریان باعث خواهد شد نویز پهن‌بند ناشی از سلول ضربه‌ای از نویز اختلاطی آشفته پیشی بگیرد و غالب در میدان جریان باشد. اثر این سلول‌های ضربه‌ای در نازل با فشار دوبرابر مقدار اولیه به خوبی در شکل (۱۷) نشان داده شده است؛ در این شکل سطح فشار صوت برگشتی که در میکروفون شماره ۳ ثبت شده برای ۳ حالت مختلف مقایسه شده است. در جت سرد با $NPR=2$ در بسامدهای ۲۴۰۰ و ۴۸۰۰ هرتز ۲ قله در سطح فشار صوت مشاهده می‌شود که اختلاف ناچیزی با یکدیگر دارند. همچنین قله‌های به وجود آمده در بسامدهای ۷۰۰۰ و ۱۰۰۰۰ هرتز نیز اختلاف زیادی از نظر مقدار دسی‌بل ندارند و این به دلیل حضور سلول‌های ضربه‌ای قدرتمند در جریان و غالب بودن نویز پهن‌بند ناشی از ضربه در جریان است.



الف) نسبت فشار نازل برابر ۱ و دما ۳۰۰ کلون



شکل ۱۴ سطح فشار صوت برای جت سرد در ۲ نسبت فشار نازل متفاوت در میدان نزدیک (دریافت شده در میکروفن شماره ۱)



شکل ۱۵ مقایسه‌ای بین تأثیر افزایش دما و فشار روی سطح فشار صوت در میدان نزدیک (دریافت شده در میکروفن شماره ۱).

در شکل (۱۵) تأثیر افزایش فشار و دما روی نویز میدان نزدیک به طور هم‌زمان بررسی شده است. در میدان نزدیک نازل این نکته قابل درک است که با افزایش دوبرابری دمای جت از ۳۰۰ تا ۶۰۰ کلون، میزان اختلاط جریان افزایش بیشتری دارد و نویز اختلاطی آشفته همواره عامل غالب در تولید نویز است؛ اما با افزایش دوبرابری فشار نازل، به دلیل وجود سلول‌های ضربه‌ای قدرتمندتر این نویز پهن‌بند ناشی از موج ضربه‌ای است که پس از صدای جیغ‌مانند، عامل غالب خواهد بود.

امواج آکوستیکی برگشتی حاصل از اختلالات فشار در نسبت فشارهای مختلف

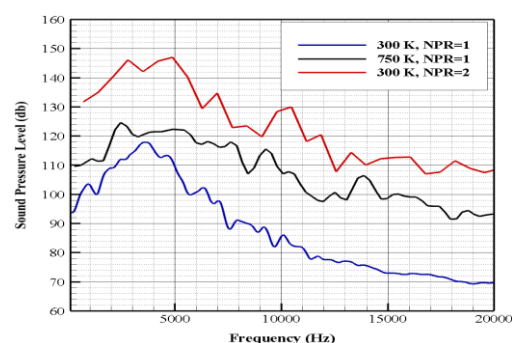
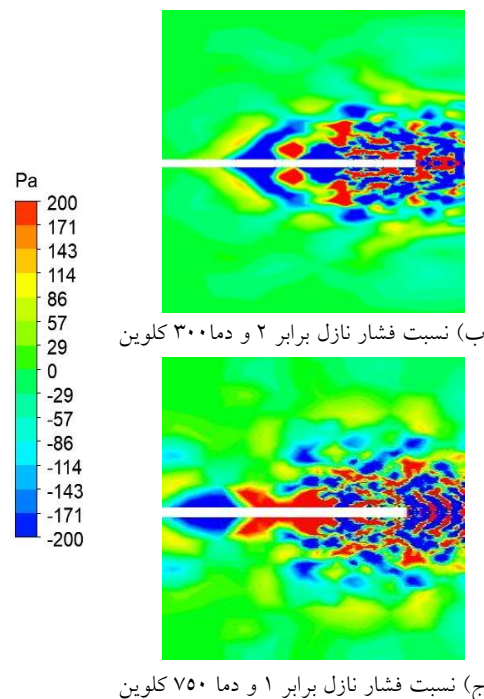
شکل (۱۶) کانتور نوسانات فشار را برای نسبت فشار نازل مختلف در زمان پایاشدن جریان بررسی می‌کند. در

جت جریان است. نتایج این پژوهش به صورت زیر دسته‌بندی شده‌اند:

الف) با افزایش دما طول هسته پتانسیل و لایه برشی کوتاه‌تر می‌شود؛ اما افزایش دما تأثیری در تعداد سلول‌های ضربه‌ای به وجود آمده در جریان جت ندارد. البته با افزایش دمای جت جریان، تراکم انرژی آشفتگی در نزدیکی نازل بیشتر می‌شود و همچنین امواج آکوستیکی برگشتی قدرتمندتری شکل می‌گیرد. افزایش دما همچنین باعث شده است اختلاط ساختارهای آشفتۀ بزرگ و کوچک مقیاس در جلو و پشت نازل افزایش یابد و نویز اختلاط آشفتۀ در جت خیلی گرم نسبت به جت سرد مقدار بسیار بالاتری داشته باشد. نتایج حاضر نشان داد حضور سلول‌های ضربه‌ای در پلوم جت بر امواج آکوستیکی تولیدشده در پشت نازل نیز تأثیر دارد و باعث به وجود آمدن نویز پهن‌بند ناشی از سلول ضربه‌ای می‌شود.

ب) با دوبرابر شدن فشار کاری نازل تأثیر قابل توجهی در اندازه طول هسته پتانسیل و لایه برشی مشاهده نشده است؛ اثر افزایش فشار کاری نازل به دوبرابر مقدار اولیه خود باعث شده است تا تعداد سلول‌های ضربه‌ای تشکیل شده نسبت به جت سرد در شرایط اولیه کمتر شود. البته قدرت و پهنای هر سلول ضربه‌ای نیز نسبت به شرایط کاری اولیه افزایش قابل توجهی دارد. زمانی که فشار نازل به دوبرابر مقدار اولیه رسیده است، امواج آکوستیکی برگشتی به سمت لبه نازل نیز سطح فشار صوت بسیار بیشتری پیدا کرده است. این مقدار در فاصله یک‌متری از پشت نازل حدود ۱۴۸ دسی‌بل است که این مقدار برای هر موجود زنده‌ای آسیب‌زا است.

با شناسایی عوامل و منابع تولید امواج آکوستیکی از جمله آکوستیک برگشتی می‌توان در راستای کاهش نویز



شکل ۱۷ سطح فشار صوت به دست آمده با میکروفن شماره ۳ با زاویه ۴۵ درجه و فاصله یک‌متری از پشت نازل برای جت سرد در ۲ نسبت فشار و جت گرم در نسبت فشار یک

نتیجه‌گیری

در این پژوهش یک نازل خفیه شده و صدای به وجود آمده از آن به صورت تقارن محوری و با استفاده از رویکرد RANS گذرا و مدل آشفتگی $k-\epsilon$ Realizable شبیه‌سازی شده است. صدای حاصل از جت آشفتۀ در میدان نزدیک نازل از طریق معادله ویلیامز-هاوکینگز تخمین زده شده است. هدف از انجام این پژوهش تمرکز بر پدیده آکوستیک بازگشتی و نویز میدان نزدیک ناشی از پلوم

تابعی از کرنش متوسط و نرخ چرخش	C_{μ}
ثابت مدل k- ϵ Realizable	C_2
ثابت مدل k- ϵ Realizable	$C_{1\epsilon}$
انرژی جنبشی آشفتگی باتوجه به گرادیان سرعت متوسط	G_k
انرژی جنبشی آشفتگی ناشی از نیروهای شناوری	G_b
تابع مرحله واحد	$H(f)$
انرژی جنبشی آشفتگی، J	k
فشار، Pa	p
جمله منبع مدل k- ϵ Realizable	S_k
جمله منبع مدل k- ϵ Realizable	S_{ϵ}
مؤلفه سرعت در راستای i ، m/s	u_i
مؤلفه سرعت عمود بر صفحه $f=0$ ، m/s	u_n
مؤلفه سرعت صفحه در جهت x_i ، m/s	v_i
مؤلفه سرعت صفحه ای در جهت عمود، m/s	v_n
سهم انبساط نوسانات در آشفتگی تراکم پذیر به نرخ کلی اتلاف	Y_M

علائم یونانی

چگالی، kg/m ³	ρ
تنش برشی، N/m ²	τ
تنش های رینولدز	$\overline{\rho u_i' u_j'}$
نرخ اتلاف انرژی جنبشی	ϵ
عدد پرانتل آشفتگی برای k	σ_k
عدد پرانتل آشفتگی برای ϵ	σ_{ϵ}
لزجت مولکولی، kg /m.s	μ
لزجت اغتشاشی، m ² /s	μ_t
تانسور متوسط سرعت چرخشی	$\bar{\omega}_{ij}$
عملگر دلتای دیراک	$\delta(f)$

زیر نویس

f سیال

بالا نویس

* شرایط مرجع

ایجاد شده توسط جت های جریان که استفاده های گوناگونی در صنعت کنونی دارند، گام برداشت. یکی از عوامل تأثیرگذار بر ساختار جت جریان و امواج آکوستیکی بازگشتی ضخامت لبه نازل است که برای تحقیقات آتی می توان ضخامت های گوناگونی از لبه نازل را در دماهای مختلف بررسی کرد.

واژه نامه

Acoustic wave	موج صوتی
Broadband noise	نویز پهن باند
Chocked nozzle	نازل (شیپوره) خفه
Near field	میدان نزدیک
Noise	صدا
Noise pollution	آلودگی صوتی
Nozzle	نازل (شیپوره)
Over-expanded	فرو منبسط
Screech tone	صدای ناهنجار
Semi periodic	شبه متناوب
Shear layer	لایه ی برشی
Shock wave	موج ضربه ای
Sonic jet	جت صوتی
Sound pressure level	سطح فشار صوت
Turbulent mixing	اختلاط آشفته
Turbulent structure	ساختار آشفته
Under-expanded	فرا منبسط

علائم

علائم انگلیسی

ثابت مدل k- ϵ Realizable	A_0
ثابت مدل k- ϵ Realizable	A_s

مراجع

1. White F.M., Majdalani J., "Viscous Fluid Flow", Forth Edition, McGraw-Hill LLC, New York, USA, pp. 375-381, (2021).
2. Falkovich G., "Fluid Mechanics: A Short Course for Physicists", Cambridge University Press, Cambridge, UK, (2011).
3. Kundu P.K., Cohen I.M., "Fluid Mechanics", Fourth Edition, Academic Press, Elsevier, Inc., Oxford, UK, pp. 381-388, (2008).
4. Emami S., Jafari H., Mahmoudi Y., "Effects of combustion model and chemical kinetics in numerical modeling of hydrogen-fueled dual-stage HVOF system", *Journal of Thermal Spray Technology*, Vol. 28, No. 3, pp. 333-345, (2019).
5. Munday D., Gutmark E., Liu J., Kailasanath K., "Flow structure and acoustics of supersonic jets from conical convergent-divergent nozzles", *Physics of Fluids*, Vol. 23, No. 11, pp. 116102, (2011).
6. Needham C.E., "Blast Waves", Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, (2010).
7. Kleiner M., "Acoustics and Audio Technology", 3rd Edition, J. Ross Publishing, USA. (2011).
8. Tam C.K., "Supersonic jet noise", *Annual Review of Fluid Mechanics*, Vol. 27, pp. 17-43, (1995).
9. Schulze J., Sesterhenn J., Schmid P., Bogey C., de Cacqueray N., Berland J., Bailly C., "Numerical simulation of supersonic jet noise", In: Brun C., Juvé D., Manhart M., Munz CD. (eds) Numerical Simulation of Turbulent Flows and Noise Generation. Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design, Vol 104. Springer, Berlin, Heidelberg, pp. 29-46, (2009).
10. Powell A., "On the mechanism of choked jet noise", *Proceedings of the Physical Society, Section B*, Vol. 66, No. 12, pp. 1039, (1953).
11. Morris P., "A model for the structure of jet turbulence as a source of noise", *12th Aerospace Sciences Meeting*, pp. 1, (1974).
12. Tam C.K., Tanna H., "Shock associated noise of supersonic jets from convergent-divergent nozzles", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 81, No. 3, pp. 337-358, (1982).
13. Ponton M., Seiner J., "The effects of nozzle exit lip thickness on plume resonance", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 154, No. 3, pp. 531-549, (1992).
14. Shen H., Tam C.K., "Numerical simulation of the generation of axisymmetric mode jet screech tones", *AIAA Journal*, Vol. 36, No. 10, pp. 1801-1807, (1998).
15. Khavaran A., Bridges J., "Modelling of fine-scale turbulence mixing noise", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 279, No. 3-5, pp. 1131-1154, (2005).
16. Bodony D., Ryu J., Ray P., Lele S., "Investigating broadband shock-associated noise of axisymmetric jets using large-eddy simulation", *12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (27th AIAA Aeroacoustics Conference)*, pp. 1216-1226, Cambridge, MA, USA, (2006).
17. Erwin J.P., Sinha N., "Near and far-field investigations of supersonic jet noise predictions using a coupled LES and FW-H equation method", *ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*, American Society of Mechanical Engineers, pp. 91-100, Vancouver, British Columbia, Canada, (2011).

18. Lo S.C., Aikens K., Blaisdell G., Lyrantzis A., "Numerical investigation of 3-D supersonic jet flows using large-eddy simulation", *International Journal of Aeroacoustics*, Vol. 11, No.7-8, pp. 783-812, (2012).
19. Schulze J., Sesterhenn J., "Optimal Control to Reduce Supersonic Jet Noise", In: Dillmann A., Heller G., Kreplin H.P., Nitsche W., Peltzer I. (eds) *New Results in Numerical and Experimental Fluid Mechanics VIII. Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design*, Vol. 121, Springer, Berlin, Heidelberg, pp. 707-714, (2013).
20. Liu J., Corrigan A.T., Kailasanath K., Heeb N.S., Gutmark E.J., "Numerical study of noise sources characteristics in an underexpanded jet flow", *20th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, pp. 2604, Atlanta, GA, USA, (2014).
21. Liu J., Corrigan A.T., Kailasanath K., Heeb N.S., Gutmark E.J., "Numerical study of noise characteristics in overexpanded jet flows", *53rd AIAA Aerospace Sciences Meeting*, pp. 0508, Kissimmee, Florida, USA, (2015).
22. Gojon R., Bogey C., "Numerical study of the flow and the near acoustic fields of an underexpanded round free jet generating two screech tones", *International Journal of Aeroacoustics*, Vol. 16, No. 7-8, pp. 603-625, (2017).
23. Karnam A., Baier F., Gutmark E.J., Kailasanath K., "Flow measurement and acoustic investigation of high temperature rectangular jets", *2018 AIAA Aerospace Sciences Meeting*, pp. 0260, Kissimmee, Florida, USA, (2018).
24. Ayupov R.S., Benderskii L., Lyubimov D., "RANS/ILES analysis of the flow pattern and the acoustic characteristics of a supersonic off-design jet at large nozzle pressure ratios", *Fluid Dynamics*, Vol. 54, pp. 114-122, (2019).
25. Breen N.P., Ahuja K.K., "Supersonic jet noise source distributions", *AIAA Scitech 2020 Forum*, pp. 0497, Orlando, FL, USA, (2020).
۲۶. بهمن جهرمی، ایمان، قربانیان، کاوه، ابراهیمی، محمد، "مطالعه تجربی منابع تولید صوت در جت برخوردی مافوق صوت دما بالا به صفحه تخت در مراحل اولیه تشکیل جت"، *مهندسی مکانیک مدرس*، دوره ۱۷، شماره ۲، صفحه ۳۵۹-۳۶۸، (۱۳۹۶).
۲۷. افشاری، عباس، دهقان، علی اکبر، فرمانی، محمد، "بررسی نیمه تحلیلی نویز لبه فرار لایه مرزی آشفتگی با استفاده از اندازه‌گیری فشار ناپایای سطح"، *نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر*، دوره ۵۱، شماره ۶، صفحه ۱۲۷۰-۱۲۵۳، (۱۳۹۸).
۲۸. موحدی، علیرضا، دهقان، علی اکبر، دهقان منشادی، مجتبی، "پیش‌بینی نویز آیروداکوستیکی دوردست از مدل ساختمان بلند استاندارد به کمک اندازه‌گیری ناپایای فشار سطحی"، *نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر*، دوره ۵۲، شماره ۷، صفحه ۱۹۰۴-۱۸۸۵، (۱۳۹۹).
29. Daniel K., Mayo D., Lowe K., Ng W., "Use of thermal nonuniformity to reduce supersonic jet noise", *AIAA Journal*, Vol. 57, No. 10, pp. 4467-4475, (2019).
30. Prasad C., Morris P., "Effect of fluid injection on turbulence and noise reduction of a supersonic jet", *Philosophical Transactions of the Royal Society A*, Vol. 377, No. 2159, pp. 20190082, (2019).
31. Wilcox, D.C. "Turbulence Modeling for CFD", 3rd Edition, La Canada, CA: DCW Industries, Inc, pp. 107-230, (2006).
32. Shih T.H., Liou W.W., Shabbir A., Yang Z., Zhu J., "A new k-e eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows", *Computers & Fluids*, Vol. 24, pp. 227-238, (1995).
33. Thies A.T., Tam C.K., "Computation of turbulent axisymmetric and nonaxisymmetric jet flows using the k-epsilon model", *AIAA Journal*, Vol. 34, No. 2, pp. 309-316, (1996).

34. Lighthill M.J., "On sound generated aerodynamically I. General theory", *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, Vol. 211, No. 1107, pp. 564-587, (1952).
35. Ansys Fluent Theory Guide, Release 15, ANSYS, Inc. pp. 361-369, (2013).
36. Kaltenbacher M., "Computational Acoustics", Springer, Cham, pp. 1-33, (2018).
37. Markesteijn A.P., Gryazev V., Karabasov S.A., Ayupov R.S., Benderskiy L.A., Lyubimov D.A., "Flow and noise predictions of coaxial jets", *AIAA Journal*, pp. 1-14, (2020).
38. Davison L., Horie Y., Graham R.A., "Shock Wave and High Pressure Phenomena", Springer Nature, Switzerland, (2008).
39. Naqavi I.Z., Wang Z.-N., Tucker P.G., Mahak M., Strange P., "Far-field noise prediction for jets using large-eddy simulation and Ffowcs Williams-Hawkings method", *International Journal of Aeroacoustics*, Vol. 15, No. 8, pp. 757-780, (2016).
40. Liu J., Corrigan A.T., Kailasanath K., Heeb N.S., Munday D.E., Gutmark E.J., "Computational study of shock-associated noise characteristics using LES", *19th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, pp. 2199, Berlin, Germany, (2013).
41. Nastro G., Fontane J., Joly L., "Optimal perturbations in viscous round jets subject to Kelvin-Helmholtz instability", *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 900, pp. 1-25, (2020).
42. Baier F., Karnam A., Gutmark E.J., Kailasanath K., "High temperature supersonic flow measurements of a rectangular jet exhausting over a flat surface", *2018 AIAA Aerospace Sciences Meeting*, pp. 0012, Kissimmee, Florida, USA, (2018).

Numerical Prediction of Near-Field Noise and Return Acoustics from Sonic Jets in Different Operating Conditions

Ramin Khoshnevisan¹, Sobhan Emami²

1. Introduction

Noise from a supersonic turbulent jet emitted from convergent or convergent-divergent nozzles has destructive effects on the environment, structures, and personals. Jet noise pollution is directly related to the turbulent flow structure. A deeper and better study of this complex structure leads to an understanding of the mechanisms and sources of noise generation in such devices. Turbulent jet flows include small and large-scale turbulent structures, both of which are capable of generating noise. Although the role of small-scale structures in noise generation is predominant in subsonic jets, but the role of large-scale structures becomes more important in supersonic jets; so that a significant part of the supersonic jet noise is directly due to the large turbulent structures resulting from the turbulent jet flow (turbulent mixing noise). In an imperfectly expanded supersonic jet, there are two additional shock-associated noise components. The first component, which has discrete frequencies, is called screech tones, and the second one is called broadband shock-associated noise. In this study, a choked nozzle and the resulting noise in the near field and behind the nozzle were studied and, the effect of operating parameters such as pressure and temperature of the flow on the noise generated by the turbulent jet were investigated.

2. Governing Equations and Numerical Methods

In the present case, the jet flow enters the surrounding ambient at the speed of sound through a converging nozzle with a diameter of 12.7 mm and a certain edge thickness. Figure 1 shows a schematic diagram of the problem geometry and position of the microphones. Microphone No. 1 was used to examine the sound pressure level in the near field and microphones No. 2 and 3 were considered to record the return acoustics.

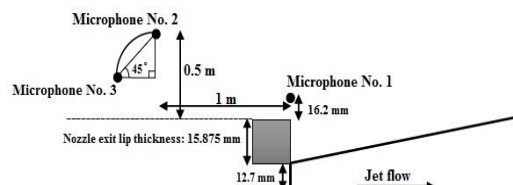


Figure 1. Schematic diagram of the problem geometry and position of the microphones

The sonic jet flow that enters the solution domain is unsteady and turbulent. Accordingly, the governing equations of the problem consist of the conservation equations of mass, momentum, and the energy alongside the ideal gas equation of state. These equations are solved for compressible axial symmetric flow. Turbulent flow was modeled using the k- ϵ realizable turbulence model and integral method (based on Lighthill acoustic analogy) was used to predict near-field noise. The Ffowcs Williams-Hawkings (FW-H) formulation is the most common form of Lighthill acoustic analogy used in this study to predict noise.

Figure 2 shows the CFD mesh generated around the nozzle exit. According to the figure, the nozzle exit which is the inlet boundary of the flow to the computational domain, is located in the center of the domain. The upstream and downstream of the nozzle is extended about 100 times the diameter of the nozzle exit. In the space predicted for the jet flow and the surrounding areas, because of the need for higher accuracy, a structured grid with regular quadrilateral elements was used.

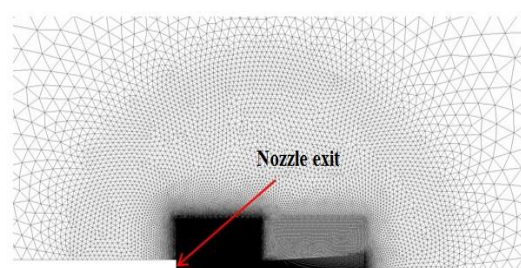


Figure 2. Side view of the computational grid generated around the nozzle exit.

3. Results and Discussion

The effects of temperature and pressure of the jet flow on the near-field noise and return acoustics were investigated. Temperatures of 300 K (cold jet), 450 K (semi-hot jet), 600 K (hot jet) and 750 K (fully hot jet) were investigated in the simulations. In the case of pressure, two nozzle

¹. MSc Student, Department of Mechanical Engineering, Najafabad Branch, Islamic Azad University, Najafabad, Iran

². Corresponding Author. Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Najafabad Branch, Islamic Azad University, Najafabad, Iran. Email: sobhan@pmc.iaun.ac.ir

pressure ratios (NPR) were selected.

Investigation of the Effect of Temperature on the Structure of Jet Flow and Acoustic Waves

Figure 3 shows the near-field sound pressure level or SPL (received from microphone No. 1) for two different temperatures. As the jet temperature increases, the pressure fluctuations in the environment and also the sound pressure level increase. The difference between the first peak of the recorded SPL, which indicates a screech tone, and the SPL at adjacent frequencies decreased with increasing temperature and there is less sound pressure drop. According to the figure, when the temperature of the jet changes from cold to fully hot, there is no significant change in the frequency of the SPL peaks (screech tones).

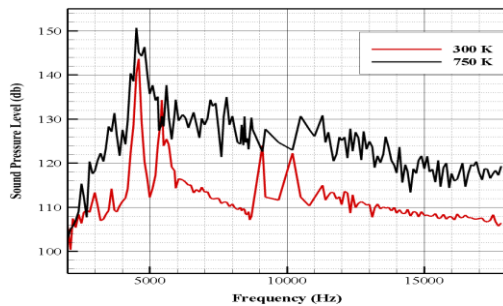


Figure 3. Sound pressure level recorded for a cold and very hot jet in the near field by microphone No. 1

Investigation of the Effect of Pressure on the Structure of Flow and Acoustic Waves

As the nozzle pressure ratio (NPR) increases, the number of shock cells formed in the jet plume decreases, but their strength and width increase. Figure 4 shows the SPL received in microphone No. 1 for two cold jets with nozzle pressure ratios of 1 and 2 in terms of frequency. As it is shown, with increasing the NPR, the sound pressure level increased significantly and also the position of the SPL peaks changed significantly.

Figure 5 compares the return sound pressure levels recorded in Microphone No. 3 for three different cases. According to the figure, the effect of nozzle pressure on the return acoustic level is greater than the effect of the temperature. The presence of shock cells in the jet plume also affects the acoustic waves emitted behind the nozzle and causes the shock cell-associated broadband noise.

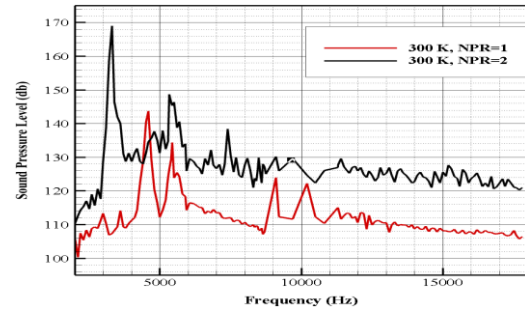


Figure 4. Sound pressure level for a cold jet at two different nozzle pressure ratios in the near-field (received in microphone No. 1)

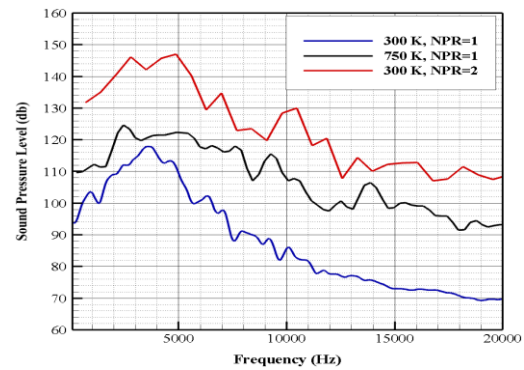


Figure 5. The sound pressure level obtained by microphone No. 3 with an angle of 45 degrees and a distance of one meter from the back of the nozzle for cold jet in two pressure ratios and hot jet in one pressure ratio

4. Conclusion

In this study, the effects of factors such as temperature and pressure of jet flow on the near field noise and return acoustics resulting from a sonic jet were investigated. Temperature change has significant effects on the shear layer and the length of the jet potential core. Noise recorded near the nozzle exit lip and behind the nozzle indicates that the presence of shock cells in the jet plume affects the acoustic waves propagate upstream. It causes broadband shock cell-associated noise. This noise is about 100 db for a cold jet at 300 K and about 105 db for a hot jet at 600 K. By increasing the nozzle pressure to twice the initial value, the recorded noise reached about 124 db.

اثر پارامتر گام بر کرنش و تنش فرایند گنبدی کردن انتهای لوله (اسپینینگ) در ساخت مخزن CNG آلومینیمی*

مقاله پژوهشی

محمد صدیقی^(۱)کمال الدین ناصری نژاد^(۲)

چکیده مخازن CNG آلومینیمی تقویت شده می توانند با کاهش وزن و مصرف سوخت خودرو نسبت به مخازن فولادی مزیت ویژه ای را ایجاد کنند. گنبدی کردن انتهای لوله (اسپینینگ) مرحله ای مهم در تولید مخزن CNG بدون درز است. هدف از انجام پژوهش حاضر، شبیه سازی انجام این فرایند روی لوله آلومینیمی 6061-O در دمای بالا، بررسی اثر گام بر کرنش و تنش پس از انجام گذر اول و همچنین اثر آن بر کل فرایند است. پس از شبیه سازی کل فرایند و به دست آوردن شکل نهایی گنبد، در راستای بررسی اثر گام بر کرنش، کرنش های محیطی، محوری و در راستای ضخامت لوله پس از گذر اول، روی مسیرهای مختلف داخلی، میانی و خارجی در کردارهایی گزارش شده است. تغییرات گام، اثر قابل توجهی بر کم شدن شیب افزایش قدر مطلق کرنش محیطی، وجود کرنش محوری مثبت در مسیر داخلی و توزیع کرنش در مسیر میانی ندارد. اثر عمده افزایش گام در دیگر کرنش های مورد بررسی، یکنواخت تر شدن توزیع آن ها است. این اثر مطابق با پایداری بیشتر و اعوجاج کمتر در انجام کل فرایند با گام های بیشتر است. این پایداری در گذر بالاتر به ازای گام های مختلف نیز مشاهده شده است. از جهت تنش، تنش پس از برداشتن بار گذر اول به ازای گام های مختلف بررسی شده است. افزایش گام باعث کاهش بیشینه تنش موجود در لوله پس از جدا شدن غلتک از آن بعد از گذر اول می شود.

واژه های کلیدی اسپینینگ، خم کاری چرخشی، گنبدی کردن انتهای لوله، مخزن بدون درز آلومینیمی، گام.

مقدمه

بیشتر در برابر خوردگی خواهد بود. کم بودن مصرف سوخت از جهت افزایش قیمت آن امری مهم برای سازندگان و خریداران خودروهاست. از طرفی آلومینیم نسبت به فولاد از استحکام کمتری برخوردار است اما این کاهش نسبی استحکام را می توان با اضافه کردن تقویت کننده ای مانند کامپوزیت جبران کرد. در یکی از روش های ساخت مخزن بدون درز، ابتدا با انجام فرایند کشش عمیق روی یک ورق، قطعه ای شبیه به یک لیوان تولید می شود. انتهای باز این لیوان که به نوعی یک لوله به حساب می آید، با فرایندی شبیه به کوزه گری که به آن در مقاله حاضر گنبدی کردن گفته می شود، به شکل یک گنبد درمی آید. در واقع فرایند

استفاده نکردن از اتصالات در ساخت یک مخزن و یا به عبارت دیگر ساخت یک مخزن بدون درز می تواند کیفیت بهتری نسبت به مخزنی که در آن از اتصالاتی مانند جوش استفاده شده است، به وجود آورد. یکی از کاربردهای مهم و گسترده مخازن بدون درز، ذخیره گاز طبیعی به عنوان سوخت خودرو (مخزن CNG) است. این مخازن را می توان از فولاد یا آلومینیم ساخت. استفاده از فولاد با وجود ایجاد استحکام بیشتر، باعث وزن بالای مخزن و آسیب پذیری آن در برابر خوردگی می شود. از طرف دیگر، استفاده از آلومینیم باعث کاهش وزن مخزن و در نتیجه کاهش مصرف سوخت و همچنین مقاومت

* تاریخ دریافت مقاله ۱۳۹۹/۹/۲۳ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۴/۸ می باشد.

(۱) استاد، دانشکده مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران

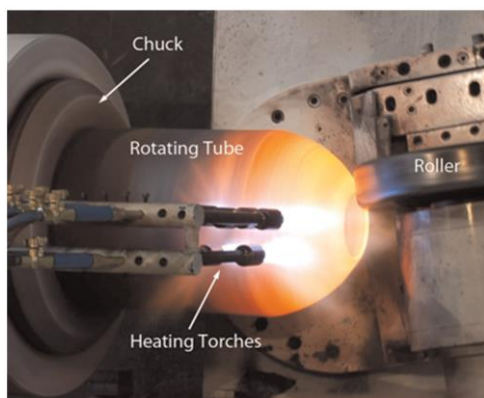
(۲) نویسنده مسئول: کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران

در زمینه اسپینینگ انجام شده است، اثر گام روی ریزساختار مورد توجه است. در این پژوهش نخست روش فرایند متفاوت از روش مقاله حاضر است و دوم جنس لوله آلومینیم نیست.

پارامتر گام در دیگر انواع شکل‌دهی چرخشی نیز مورد توجه بوده است. جیانگو و ماکوتو [7-9] در پژوهش‌های خود به بررسی اثر پارامتر گام در فرایند اسپینینگ انجام‌شده روی یک لوله آلومینیمی پرداخته‌اند. در این پژوهش‌ها قسمتی از لوله با استفاده از ۲ غلتک به شکل یک مخروط ناقص درمی‌آید. چن و همکاران [10] به بررسی اثر گام بر کیفیت سطح محصول فرایند اسپینینگ برشی (Shear Spinning) پرداخته و توانسته‌اند به سطحی با کیفیت پرداخت بالا دست یابند. ژان و همکاران [11] اثر پارامتر گام روی نیرو و کیفیت شکل‌دهی را مورد توجه قرار داده‌اند. در این پژوهش که در آن از یک ورق یک مخروط ناقص با یک انتهای بسته ساخته می‌شود، از ۲ غلتک استفاده شده است. وانگ و همکاران [12] اثر گام روی ایجاد چروک را در فرایند اسپینینگ معمولی (Conventional Spinning) بررسی کرده‌اند. جیان و همکاران [13] اثر تغییر گام را روی تنش در اسپینینگ استوانه آلومینیمی 2A12 بررسی کرده‌اند. در پژوهش اخیر از ماندل استفاده شده است. در یک نگاه کلی، پژوهش‌های متعددی روی انواع فرایندهای خم‌کاری چرخشی و پژوهش‌های محدودی روی گنبدی کردن انتهای لوله انجام شده است. اما در این میان بررسی اثر گام در گنبدی کردن انتهای لوله آلومینیمی 6061-O که فرایندی با استفاده از یک غلتک و بدون استفاده از ماندل است در جست‌وجوهای نگارنده یافت نشده است. برخی پژوهش‌های اخیر [14-17] روی انجام فرایندی مشابه و بدون ماندل بر لوله از جنس آلایژ آلومینیمی صورت گرفته‌اند. اما در هیچ یک پارامتر گام بررسی نشده است. در [18] اثر گام بررسی

گنبدی کردن انتهای لوله یکی از انواع روش شکل‌دهی چرخشی یا همان اسپینینگ است که در آن از ماندل استفاده نمی‌شود. در گنبدی کردن انتهای لوله که شکل‌دهی در آن با یک یا چند غلتک انجام می‌شود، محل نصب شیر مخزن را نیز می‌توان در گنبد تعبیه کرد. یکی از پارامترهای مهم گنبدی کردن انتهای لوله، پارامتر گام است. منظور از گام، میزان پیشروی غلتک روی مسیر شکل‌دهی به‌ازای هر دور از دوران لوله است. پژوهش‌های زیادی درباره بررسی اثر پارامتر گام در فرایند گنبدی کردن انجام نگرفته است. از نگاهی کلی‌تر، پژوهش‌هایی که روی فرایند گنبدی کردن انتهای لوله صورت گرفته‌اند، نسبتاً کم‌تعدادند. این موضوع شاید از آن جهت باشد که مخازن CNG عمدتاً به‌صورت تجربی و سعی و خطا ساخته شده‌اند [1]. ازجمله پژوهش‌های صورت‌گرفته جهت بررسی اثرات پارامتر گام در گنبدی کردن انتهای لوله، پژوهش هانگ و همکاران [2] است. ایشان در پژوهش خود که در آن به گنبدی کردن انتهای باز یک لیوان فولادی کوچک پرداخته‌اند و اثر سرعت حرکت انتقالی غلتک روی زاویه پیچش و دایره‌ای بودن لوله شکل‌دهی شده را بررسی کرده‌اند. ذوقی و همکاران [3] با جزئیات بیشتری به بررسی اثرات پارامتر گام پرداخته‌اند. در پژوهش ایشان اثر این پارامتر روی کرنش و تنش پسماند، در گنبدی کردن انتهای یک لوله فولادی بررسی شده است. ژیونگ و همکاران [4] به بررسی اثر گام و همچنین بررسی تغییر شکل و توزیع تنش در شکل‌دهی محل نصب شیر مخزن از جنس آلومینیم ۶۰۶۱ پرداخته‌اند. در یکی از آخرین پژوهش‌های انجام‌شده در زمینه خم‌کاری چرخشی بدون ماندل که روشی متفاوت از روش گنبدی کردن انتهای لوله به کار گرفته، در این پژوهش حاضر است، لین و همکاران [5] اثر گام را روی دقت ایجاد شکل نهایی بررسی کرده‌اند. در پژوهش جدید دیگر [6] که

در نظر گرفته می‌شود. بنابراین به این روش شکل‌دهی، گنبدی‌کردن انتهای لوله گفته شده است. لوله در حین انجام این فرایند در حال دوران است. در این فرایند، یک سر لوله درون سه‌نظام کاملاً مقید شده است و شکل‌دهی روی سر دیگر لوله انجام می‌شود. به این نواحی به ترتیب سر گیردار و سر آزاد لوله گفته می‌شود. از طرفی، باتوجه به تغییر شکل زیاد ایجاد شده و همچنین باتوجه به جنس ماده، در بعضی موارد، دمای لوله در حال دوران از طریق مشعل‌هایی بالا نگه داشته می‌شود. شکل (۱) نمایی از فرایند عملی گنبدی‌کردن انتهای لوله را نشان می‌دهد.



شکل ۱ فرایند گنبدی‌کردن انتهای لوله [20]

ورودی‌ها و موارد مربوط به شبیه‌سازی. یکی از ورودی‌های شبیه‌سازی، خواص ماده است. در پژوهش آکوس و کاواهارا [21] که روی بررسی تجربی و تحلیلی گنبدی‌کردن انتهای لوله آلومینیم 6061-O متمرکز است، لوله تا دمای حدود ۱۸۰ درجه سلسیوس گرم شده است. در پژوهش حاضر، برای شبیه‌سازی خواص لوله‌ای از جنس آلومینیم ۶۰۶۱ که تا دمای ۲۰۰ درجه سلسیوس حرارت داده شده است، مورد استفاده قرار می‌گیرد و فرض می‌شود که مشعل‌هایی دما را در طول فرایند شکل‌دهی ثابت نگه می‌دارند. در مراجع مختلفی دما در

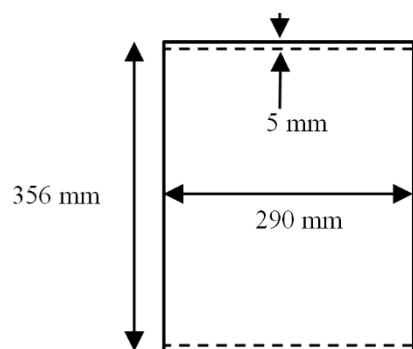
شده است اما جنس لوله آلومینیم خالص ۱۰۷۰ است. لازم به ذکر است در مقاله قبلی [۱۹] نویسندگان مقاله حاضر، به اثر پارامتر گام به عنوان یکی از پارامترهای فرایند، به شکل بسیار کوتاه‌تری پرداخته شده است. در این مقاله با استفاده از نرم‌افزار آباکوس به شبیه‌سازی گنبدی‌کردن انتهای یک لوله آلومینیمی 6061-O، ارائه سطح مقطع شکل نهایی گنبد و بررسی مبسوط اثر پارامتر گام پس از انجام گذر اول پرداخته می‌شود. در این راستا با استفاده از نتایج شبیه‌سازی، کرنش‌های موجود در سطح مقطع لوله پس از گذر اول و اثرات گام بر آن در ۳ مسیر داخلی، میانی و خارجی بررسی و تفسیر می‌شود. همچنین اثر گام بر کرنش معادل و بر کل فرایند شکل‌دهی مورد توجه قرار می‌گیرد. بررسی اثر گام بر تنش موجود در قطعه پس از جداسدن غلتک در گذر اول نیز از مواردی است که در پژوهش حاضر به آن پرداخته می‌شود.

فرایند عملی و شبیه‌سازی

شرح روش شکل‌دهی گنبدی‌کردن انتهای لوله، مقدمه‌ای بر توضیح شبیه‌سازی انجام شده در پژوهش حاضر است. با ارائه این مقدمه در ادامه به شبیه‌سازی فرایند مذکور پرداخته می‌شود.

گنبدی‌کردن انتهای لوله. در این روش شکل‌دهی، انتهای باز قطعه‌ای شبیه به یک لیوان که از فرایند کشش عمیق حاصل شده است با حرکات رفت و برگشتی یک غلتک به شکل یک گنبد درمی‌آید. به هر یک از حرکات شکل‌دهی انجام شده با غلتک که از محیط لوله به سمت مرکز لوله انجام می‌شود، یک گذر (pass) می‌گویند. از آنجایی که شکل‌دهی روی انتهای باز لیوان مذکور انجام می‌شود، ناحیه در حال شکل‌دهی یک لوله

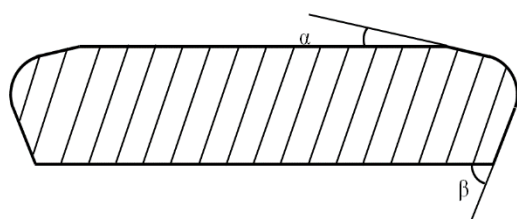
نتایج مهمی را به دنبال داشته باشند. در پژوهش حاضر نوع مدل سازی و ابعاد غلتک با استفاده از پژوهش های مشابه انتخاب شده است.



شکل ۳ هندسه لوله

نوع غلتک مدل سازی شده جسم صلب تحلیلی (Analytical Rigid Body) است و شبکه بندی نمی شود. صلب در نظر گرفتن غلتک در پژوهش های [2,3,14,23,24] نیز انجام گرفته است.

قطر غلتک تقریباً ۴۰۰ میلی متر است. این قطر بر اساس پژوهشی [29] که روی هندسه غلتک در فرایند گنبدی کردن متمرکز بوده، انتخاب شده است. قطر لوله در پژوهش مذکور و پژوهش حاضر یکسان است. مقدار شعاع دماغه و زاویه تماس غلتک (آلفا) نیز بر همین اساس به ترتیب ۱۸ میلی متر و ۱۰ درجه است. با توجه به امکان اتصال غیر مطلوب بین لوله و غلتک، زاویه رهایی غلتک بر اساس پژوهش ذوقی و همکاران [3] ۳۰ درجه تعیین شده است. زاویه رهایی با حرف بتا در شکل (۴) مشاهده می شود.

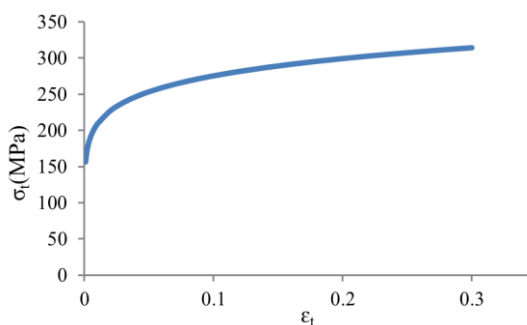


شکل ۴ غلتک

شبیه سازی ثابت در نظر گرفته شده است که از جمله می توان [22-24] را نام برد. خواص لوله مذکور در جدول (۱) و شکل (۲) آورده شده است.

جدول ۱ خواص آلومینیم ۶۰۶۱ [27]

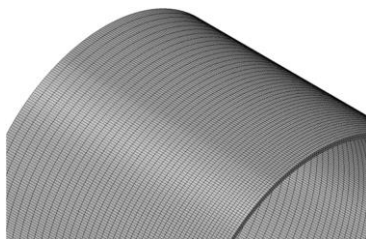
پارامتر	مدول الاستیسیته	چگالی	ضریب پواسن
مقدار	۶۹ GPa	۲۷۰۰ kg/m ³	۰/۱۲۵



شکل ۲ کردار تنش - کرنش آلومینیم ۶۰۶۱، به دست آمده از آزمون بالچ در دمای ۲۰۰ درجه سلسیوس و نرخ کرنش ۰/۰۱۳ بر ثانیه [28]

با توجه به در نظر گرفتن جنبه های عملی و صنعتی فرایند در پژوهش حاضر، قطر لوله مورد استفاده در شبیه سازی، بر اساس قطر یک مخزن تولید شده در داخل کشور [۲۵] مقدار ۳۵۶ میلی متر انتخاب شده است (شکل ۳). ضخامت لوله بر اساس ضخامت جداره محصول تولید شده در پژوهشی [26] که به کشش عمیق ورق جهت تولید مخازن CNG می پردازد، مقدار ۵ میلی متر است. طول لوله در فرایند شبیه سازی، فاصله بین سر آزاد لوله و گیره یا سه نظام نگهدارنده لوله در فرایند عملی است. این طول در پژوهش حاضر ۲۹۰ میلی متر است. ابعاد و ویژگی های غلتک می توانند در نتایج شبیه سازی

به وجود آمده در لایه‌های مختلف که در ادامه به تفصیل درباره آن صحبت شده است، تعداد المان در نظر گرفته شده در راستای ضخامت لوله ۴ است. در هر شکل شبکه‌بندی از المان توپر مکعبی (C3D8R) استفاده شده است. در حالتی که ۲ المان در ضخامت در نظر گرفته شده باشد، تعداد المان در محیط لوله ۴۴۸ و در طول لوله ۴۴، بنابراین تعداد کل المان‌ها ۱۹۷۱۲ عدد است. تعداد کل المان‌ها در حالت ۴ المان در ضخامت، ۳۹۴۲۴ خواهد بود. با توجه به تغییر شکل بیشتر المان‌های نزدیک به سر آزاد لوله، این المان‌ها اندازه طولی کوچک‌تری نسبت به المان‌های نزدیک به سر گیردار لوله دارند. شکل (۶) شبکه‌بندی انجام شده در لوله را نشان می‌دهد.



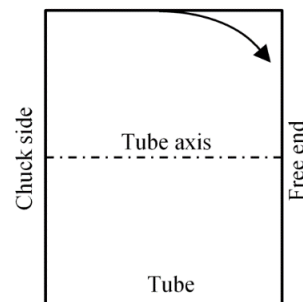
شکل ۶ شبکه‌بندی لوله

روابط حل. نوع تحلیل انجام شده در نرم‌افزار آباکوس، دینامیک صریح است. فرایند این حل بر مبنای انتگرال صریح است. انتگرال‌گیری از معادلات حرکت به صورت زیر انجام می‌شود [33]:

$$\mathbf{u}^{(i+1)} = \mathbf{u}^{(i)} + \Delta t^{(i+1)} \dot{\mathbf{u}}^{(i+\frac{1}{2})} \quad (1)$$

$$\dot{\mathbf{u}}^{(i+\frac{1}{2})} = \dot{\mathbf{u}}^{(i-\frac{1}{2})} + \frac{\Delta t^{(i+1)} + \Delta t^{(i)}}{2} \ddot{\mathbf{u}}^{(i)} \quad (2)$$

در روابط (۱ و ۲)، $\ddot{\mathbf{u}}$ ماتریس سرعت و $\dot{\mathbf{u}}$ ماتریس شتاب است و شمارنده i ، نمو را نشان می‌دهد. سرعت اولیه به صورت پیش فرض مقدار به دست آمده از رابطه



شکل ۵ جهت مسیرهای شکل‌دهی

در چینش اولیه، زاویه بین محور لوله و محور غلتک، جهت جلوگیری از برخورد نامطلوب و همچنین استفاده بهتر از ناحیه با شعاع ۱۸ میلی‌متر، مقدار ۰ درجه است. فاصله نقطه تماس اولیه غلتک از سر آزاد برای شبیه‌سازی گنبدی کردن کامل انتهای لوله، مقدار تقریبی ۵۴ میلی‌متر است.

در پژوهش حاضر فرایند شکل‌دهی در ۸ گذر که مسیر آن‌ها کمانی از دایره است، انجام می‌شود. مرکز این کمان‌ها محور لوله و جهت حرکت غلتک روی آن‌ها از سمت سر گیردار به سمت سر آزاد لوله است. شکل (۵) جهت مسیرهای شکل‌دهی در گذرهای مختلف را نشان می‌دهد. گام حرکت غلتک روی این مسیرها مقادیر ۷/۵ میلی‌متر بر دور برای عمده فرایند و ۱/۵ میلی‌متر بر دور برای قسمت پایانی شکل‌دهی است. سرعت دوران لوله، پس از بررسی‌های متعدد ۸۰۰ دور بر دقیقه در نظر گرفته شده است. تماس بین غلتک و لوله با توجه به تماس غلتشی این دو در فرایند عملی به صورت بدون اصطکاک در نظر گرفته شده است. در این مورد می‌توان به برخی پژوهش‌های انجام شده مانند [14,23,29-31] استناد کرد.

در شبکه‌بندی (Mesh) انجام شده جهت شبیه‌سازی کل فرایند، دو المان در راستای ضخامت لوله در نظر گرفته شده است. برای بررسی جزئی‌تر کرنش‌های

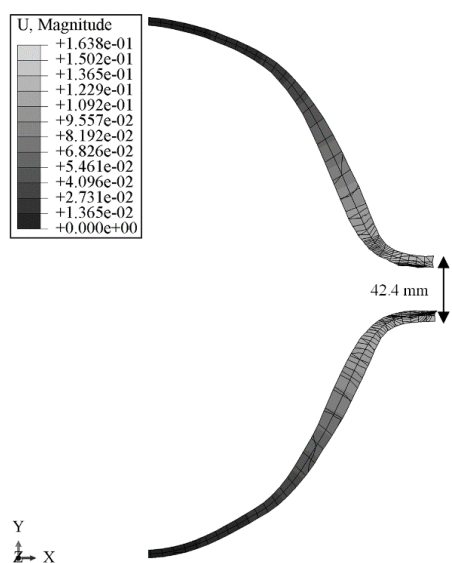
(۳) در نظر گرفته می‌شود:

$$\dot{u}^{(+\frac{1}{2})} = \dot{u}^{(0)} + \frac{\Delta t^{(1)}}{2} \ddot{u}^{(0)} \quad (3)$$

نتایج و بحث

با استفاده از روش و مقادیر پارامتر انتخاب‌شده، شبیه‌سازی نهایی صورت گرفت. شکل (۷) سطح مقطع گنبد به‌دست‌آمده را نشان می‌دهد. جهت بررسی اثر پارامترها در گذرهای مختلف شبیه‌سازی‌های مقطعی نیز انجام شده است. لازم به ذکر است که بر اساس شبیه‌سازی مشابه، با کاهش طول لوله از ۲۹۰ به ۲۵۰ میلی‌متر می‌توان قطعه نهایی با شکل بهتری را حاصل کرد.

نکته‌ای که در شکل (۷) باید مورد توجه قرار گیرد، شکل‌دهی سر (نافی) مخزن جهت نصب شیر روی مخزن است. به عبارت دیگر پارامترها و روش در نظر گرفته‌شده توانسته است به‌جای ایجاد یک گنبد کروی و بدون محل نصب شیر، به گنبدی دست یابد که در آن محل نصب شیر بدون انجام جوشکاری و به‌صورت یکپارچه وجود دارد. این مورد به‌نوعی فرایند ساخت یک مخزن بدون درز را تکمیل می‌کند.



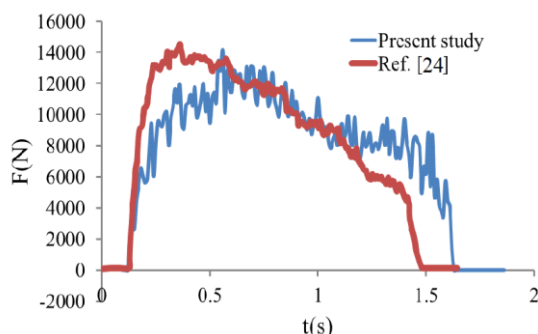
شکل ۷ سطح مقطع گنبد نهایی و توزیع جابه‌جایی (متر)

برای محاسبه شتاب از رابطه (۴) استفاده می‌شود که در آن ماتریس جرم (M)، قطری است و محاسبات را تسریع می‌کند:

$$\ddot{u}^{(i)} = M^{-1} \cdot (F^{(i)} - I^{(i)}) \quad (4)$$

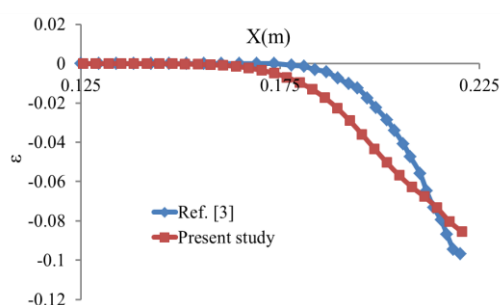
موانع و راه‌حل‌ها. همان‌طور که در مقدمه ذکر شد، در زمینه شبیه‌سازی گنبدی کردن انتهای لوله آلومینیومی 6061-O با روش مورد استفاده در پژوهش حاضر هیچ مقاله‌ای یافت نشده است. از این رو، دستیابی به مقدار مناسب برای هر پارامتر یا مقداری که بتوان با آن شبیه‌سازی را به جلو برد، با توجه به تعدد پارامترها و اثرات هر یک و همچنین تعدد مراحل شکل‌دهی، مهم‌ترین چالش پیش‌رو در پژوهش حاضر بوده است. تعداد زیاد المان‌ها و زمان نسبتاً طولانی انجام فرایند شکل‌دهی باعث افزایش زمان حل می‌شود، بنابراین در پژوهش حاضر از روش حل هم‌زمان جهت بالا بردن سرعت حل استفاده شده است. به این منظور ۴ هسته محاسباتی به کار گرفته شده‌اند.

استفاده از تکنیک بزرگ‌نمایی جرم (Mass scaling) راه‌حل دیگری برای کاهش زمان حل انجام شبیه‌سازی است. در پژوهش حاضر ضرایب بزرگ‌نمایی جرم بهینه‌سازی‌شده‌ای در شبیه‌سازی‌های کل فرایند شکل‌دهی از مقدار ۱ تا ۴ در نظر گرفته شده‌اند. اعمال بزرگ‌نمایی جرم می‌تواند اثرات نامطلوبی بر شکل گنبد حاصل داشته باشد [24]. بنابراین در پژوهش حاضر لوله ثابت است و غلتک با دوران خود گنبد را شکل می‌دهد.



شکل ۸ مقایسه مقدار نیروی عکس العمل غلتک در تکرار انجام شده به روش مورد استفاده در پژوهش حاضر و پژوهش ذوقی و همکاران [24]

پارامتر دیگر مورد توجه، پارامتر کرنش است. با تکرار شبیه سازی انجام گرفته توسط ذوقی و همکاران [3]، توزیع کرنش به دست آمده با توزیع کرنش گزارش شده در مقاله ایشان مقایسه می شود. این کرنش ها در جدار داخلی لوله تغییر شکل یافته حاصل از گذر اول خوانده شده است. شکل (۹) مقایسه مذکور را نشان می دهد. مقدار خطا در کرنش حداکثر، ۱۱/۷ درصد است. محور طولی در شکل (۹)، فاصله از سر گیردار را نشان می دهد.



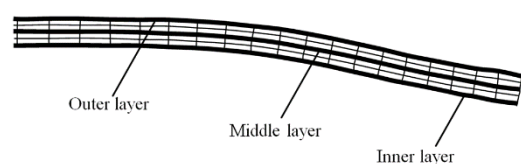
شکل ۹ مقایسه توزیع کرنش محیطی در مسیر داخلی در تکرار انجام شده به روش مورد استفاده در پژوهش حاضر و پژوهش ذوقی و همکاران [3]

میزان اختلاف موجود در شکل های (۸ و ۹) می تواند به دلیل نقص اطلاعات در دسترس از شبیه سازی

اعتبارسنجی. باتوجه به دراختیار نداشتن نتایج فرایند عملی گنبدی کردن انتهای لوله آلومینیمی، در پژوهش حاضر از پژوهش های مشابه جهت اعتبارسنجی استفاده شده و سعی شده است تا با انجام دوباره شبیه سازی صورت گرفته توسط دیگر پژوهشگران، «روش شبیه سازی» استفاده شده در پژوهش حاضر اعتبارسنجی شود. مشابه این روش اعتبارسنجی در [33] استفاده شده است. جهت اعتبارسنجی از این روش، داده های موجود در پژوهش ذوقی و همکاران [3, 24] انتخاب شده است. ایشان در پژوهشی به گنبدی کردن انتهای لوله فولادی (42CrMo) پرداخته اند.

روی این مورد تأکید مجدد می شود که در اینجا نتایج گنبدی کردن یک لوله آلومینیمی با نتایج گنبدی کردن یک لوله فولادی مورد مقایسه قرار نگرفته اند. بلکه با تکرار شبیه سازی فرایند گنبدی کردن لوله فولادی که در [3, 24] انجام شده است، نتایج به دست آمده با نتایج همان منابع مقایسه شده و از این طریق «اعتبار شبیه سازی» به کار گرفته شده در پژوهش حاضر ارزیابی شده است.

پارامتر اول مورد توجه برای مقایسه و اعتبارسنجی، پارامتر نیروی عکس العمل است. با تکرار شبیه سازی انجام شده توسط ذوقی و همکاران [۱۵]، مقدار نیروی عکس العمل غلتک در گذر اول با گام ۲/۵ میلی متر بر دور به دست آمده است. فاصله نقطه تماس غلتک از سر آزاد لوله ۴۰ میلی متر است. شکل (۸) کردار آمده در مقاله ایشان و کردار به دست آمده در پژوهش حاضر را نشان می دهد. در این شکل مشاهده می شود که با وجود اختلاف، روند کلی و مقادیر حداکثر به یکدیگر نزدیک هستند. مقدار خطا بین حداکثر نیروی عکس العمل در ۲ پژوهش ۲/۸ درصد است.

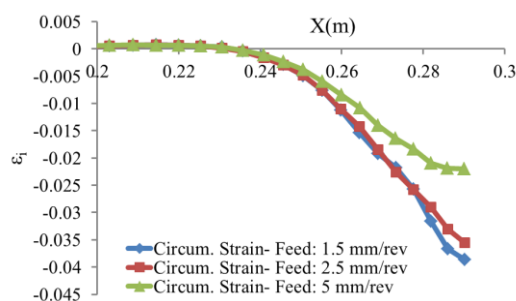


شکل ۱۰ مکان هندسی برداشت نتایج، خط‌های ضخیم مسیریایی هستند که کرنش‌های روی نقاط واقع در آن‌ها خوانده شده‌اند.

اثر پارامتر گام بر کل فرایند شکل‌دهی و همچنین اثر این پارامتر بر تنش‌های موجود در لوله پس از جداسدن غلتک در گذر اول نیز در این قسمت مورد توجه و بررسی قرار گرفته است.

بررسی کرنش محیطی و اثرات گام بر آن.

۱- تقریباً در تمامی کردارهای مربوط به کرنش محیطی (شکل ۱۳-۱۱)، شیب افزایش قدر مطلق کرنش با نزدیک شدن به سر آزاد لوله کم می‌شود و تغییرات گام در این مورد اثری ندارد. در تفسیر این کاهش مقدار صعود می‌توان گفت که در سر آزاد المان‌ها می‌توانند با آزادی بیشتری به جای آنکه الزاماً در راستای محیطی به یکدیگر فشرده شوند، در راستای محوری نیز حرکت کنند. توجه به روند کرنش‌های در راستای محور لوله که در ادامه درباره آن‌ها بحث شده است، می‌تواند تأییدی بر این تفسیر باشد.



شکل ۱۱ کرنش محیطی در مسیر داخلی به‌ازای گام‌های ۱/۵، ۲/۵ و ۵ میلی‌متر بر دور

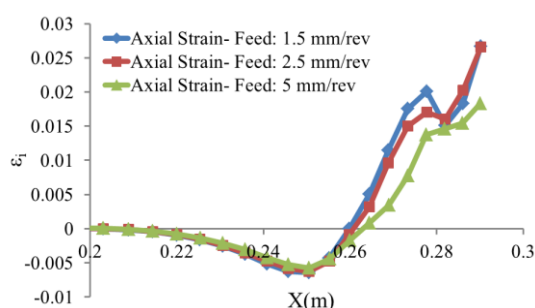
ذوقی و همکاران [24, 3] باشد. طبیعی است که در این مقالات تمام داده‌ها و جزئیات مراحل متعدد شبیه‌سازی ذکر نشده باشد. از طرفی مقادیر نقاط کردارهای استخراج‌شده از این مقالات که در شکل‌های (۸ و ۹) آورده شده‌اند، از طریق روش دیجیتالی به دست آمده‌اند. در چنین شرایطی دستیابی به این سطح از تطابق می‌تواند تا حدود خوبی اعتبار شبیه‌سازی انجام‌شده در پژوهش حاضر را تأیید کند.

بررسی کرنش‌ها، تنش و اثر پارامتر گام. در این قسمت به بررسی دقیق‌تر گنبدی کردن انتهای لوله پرداخته می‌شود. در شبیه‌سازی‌هایی که نتایج آن‌ها در این قسمت بررسی می‌شود، به‌جای ۲ المان در راستای ضخامت از ۴ المان استفاده شده است.

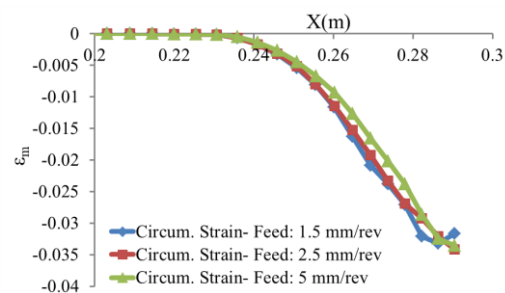
یکی از پارامترهایی که می‌تواند در راستای بررسی دقیق‌تر فرایند شکل‌دهی مورد توجه قرار گیرد، پارامتر گام است. این پارامتر به‌لحاظ اقتصادی نیز اهمیت دارد و هرچه گام بالاتر باشد، سرعت و بازده زمانی تولید افزایش می‌یابد.

در راستای بررسی دقیق‌تر فرایند گنبدی کردن انتهای لوله می‌توان اثر پارامتر گام شکل‌دهی را روی کرنش‌ها و تنش‌های به‌وجودآمده در نواحی مختلف بررسی کرد. انتخاب مقادیر مختلف برای این پارامتر می‌تواند روی کرنش‌های به‌دست‌آمده اثرگذاری کند. در این قسمت کرنش‌های محیطی، طولی و در راستای ضخامت لوله پس از انجام گذر اول، به‌ازای مقادیر مختلف گام مدنظر قرار گرفته‌اند. این کرنش‌ها از گره‌هایی در سطح مقطع طولی لوله در ۳ مسیر داخلی (ϵ_i)، میانی (ϵ_m) و خارجی (ϵ_o) خوانده شده و در کردارهایی مورد بررسی قرار گرفته است. گره‌های مذکور تشکیل مسیریایی را می‌دهند که بخشی از آن در شکل (۱۰) مشاهده می‌شود. در شکل‌های مربوط به توزیع کرنش مبدأ مختصات روی محور لوله و در سر گیردار لوله قرار دارد.

مسیر داخلی به شکل فشاری و کششی وجود دارد در حالی در شکل (۱۵) مشاهده می شود که در مسیر میانی عمده کرنش ها مثبت و کششی هستند و تغییرات گام اثر چندانی بر آن ها ندارد. فشردگی جدار داخلی لوله بر اثر خمش امری طبیعی است. اما این که چرا در ادامه مسیر داخلی به سمت سر آزاد، کرنش ها مثبت می شوند می تواند مربوط به امکان حرکت ماده به سمت سر آزاد بر اثر حرکت غلتک باشد. تغییرات گام بر این رفتار اثری ندارد. ۲- در شکل های (۱۴ و ۱۵) در مجاورت سر آزاد ناحیه ای وجود دارد که در آن رشد کرنش کششی تقریباً متوقف یا منفی می شود. این پدیده نشان می دهد که حرکت غلتک خمش موضعی بیشتری را در سر آزاد به وجود می آورد. در توضیح دلیل این تفسیر باید به شکل های (۱۴ و ۱۵) توجه کرد. در همان ناحیه از مسیر داخلی که کرنش در کردار مربوط به گام ۱/۵ میلی متر بر دور در شکل (۱۴) کاهش می یابد، در شکل (۱۵) کرنش در کردار مربوط به گام ۱/۵ میلی متر بر دور در مسیر میانی کاهش نمی یابد. این یکسان نبودن مقدار تغییر کرنش نشانگر خوبی از خمش موضعی است. افزایش گام باعث کاهش این خمش موضعی می شود.

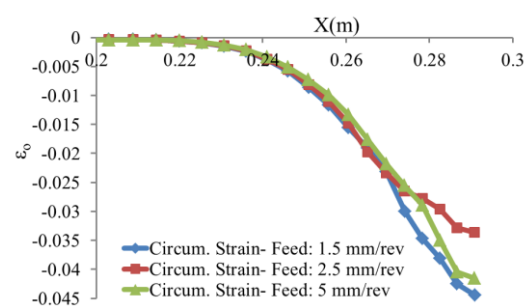


شکل ۱۴ کرنش محوری در مسیر داخلی به ازای گام های ۱/۵، ۲/۵ و ۵ میلی متر بر دور



شکل ۱۲ کرنش محیطی در مسیر میانی به ازای گام های ۱/۵، ۲/۵ و ۵ میلی متر بر دور

۲- از شکل (۱۱) می توان این گونه برداشت کرد که در مسیر داخلی افزایش گام باعث کاهش قدر مطلق کرنش می شود. در مسیر میانی (شکل ۱۲) تغییر گام اثر مشابه و بسیار کمی بر تغییر کرنش گذاشته است. در مسیر خارجی و به طور مشخص در نواحی نزدیک به سر آزاد لوله این نظم حاکم نیست (شکل ۱۳). از این موارد می توان این گونه نتیجه گرفت که کرنش محیطی مستقل از تغییرات گام نیست و این نتیجه خلاف نتیجه ای است که ذوقی و همکاران در پژوهش خود [3] با استناد به کرنش در لایه میانی گرفته اند.



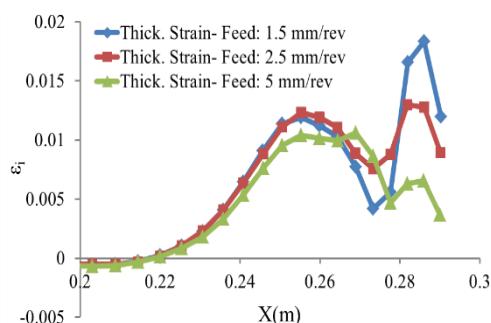
شکل ۱۳ کرنش محیطی در مسیر خارجی به ازای گام های ۱/۵، ۲/۵ و ۵ میلی متر بر دور

بررسی کرنش محوری و اثرات گام بر آن.

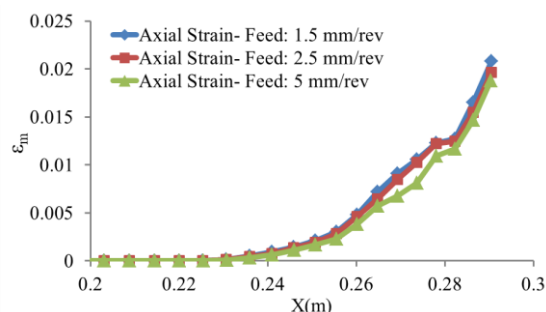
۱- شکل (۱۴) نشان می دهد که کرنش محوری در

قابل توجه، فقط در مسیر خارجی و در سر آزاد که محل اعمال نیروی فشاری توسط غلتک و بیشترین کرنش محوری مثبت است وجود دارند. وجود بیشینه قبل از سر آزاد در شکل (۱۷) و همچنین شکل (۱۹) مطابق تغییرات ضخامت در شکل (۷) است.

۲- با مقایسه شکل (۱۴) و شکل (۱۶) می توان دریافت که در ناحیه ای که کرنش محوری در شکل (۱۴) در گام ۱/۵ میلی متر بر دور دارای بیشینه موضعی است، کردار مربوط به همین مقدار گام در شکل (۱۶) دارای کمینه موضعی است. در نگاهی کلی تر می توان مشاهده کرد که روندهای افزایشی و کاهشی در این ۲ کردار در نواحی مختلف عکس یکدیگر است. بنابراین می توان این گونه تفسیر کرد که متغیر بودن میزان کشیدگی (کرنش محوری مثبت) باعث تغییرات در کرنش در راستای ضخامت شده است. ۳- در بیشتر نواحی، افزایش گام باعث کاهش قدر مطلق کرنش، کاهش تغییرات شدید مقادیر کرنش و اصطلاحاً یکنواخت تر شدن کردارها در هر ۳ مسیر می شود. از جهتی تغییر گام اثری بر روند کلی کردارها ندارد.



شکل ۱۶ کرنش در راستای ضخامت در مسیر داخلی به ازای گام های ۱/۵، ۲/۵ و ۵ میلی متر بر دور



شکل ۱۵ کرنش محوری در مسیر میانی به ازای گام های ۱/۵، ۲/۵ و ۵ میلی متر بر دور

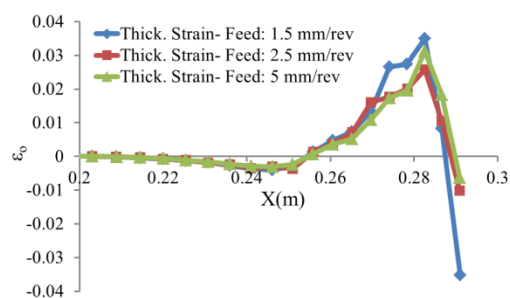
۳- در ناحیه نزدیک به سر آزاد، شیب کردار کرنش افزایش می یابد و این موضوع می تواند باتوجه به نبود قید در سر آزاد که در پژوهش ذوقی و همکاران [3] نیز مورد توجه بوده است، رخ داده باشد که نتیجه همان مطلبی است که مورد اول از موارد مربوط به کرنش محیطی مطرح شد. اثر بیشترین گام در مسیر داخلی کاهش این شیب است.

۴- باتوجه به موارد ۲ و ۳ می توان نتیجه گرفت که اثر عمده افزایش گام بر کرنش محوری کاهش قدر مطلق کرنش و یکنواخت تر شدن کردار است. این کاهش تغییر شکل های ناگهانی می تواند علت اثر گام بر کل فرایند باشد که در ادامه و در بخش اثر گام در کل فرایند گنبدی کردن به آن پرداخته شده است.

۵- افزایش کرنش محوری بر اثر کاهش گام که به شکل ویژه در شکل (۱۴) مشاهده می شود، در پژوهش [8] نیز نشان داده شده است. کار روی لوله آلومینیمی و استفاده نکردن از ماندرل ۲ وجه اشتراک مهم این پژوهش و پژوهش حاضر است.

بررسی کرنش در راستای ضخامت و اثرات گام بر آن.

۱- مقادیر کرنش مثبت در راستای ضخامت در شکل های (۱۶، ۱۷ و ۱۸) باتوجه به افزایش ضخامت گنبد (شکل ۷) امری طبیعی است. کرنش های منفی



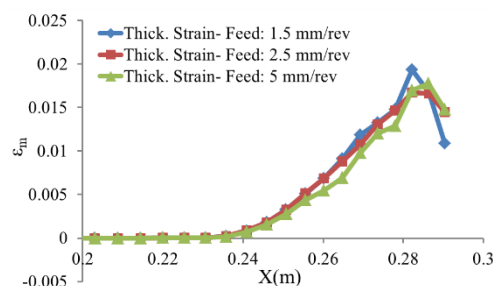
شکل ۱۸ کرنش در راستای ضخامت در مسیر خارجی به ازای گام‌های ۱/۵، ۲/۵ و ۵ میلی‌متر بر دور

باتوجه به این نتیجه می‌توان اثر گام را در ادامه فرایند شکل‌دهی بررسی کرد. یافته‌های پژوهش حاضر در شبیه‌سازی‌های مختلف نشان می‌دهد که بالا رفتن گام به لحاظ پایداری کل فرایند شکل‌دهی نیز مفید است. در محدوده مورد بررسی، هرچه گام بالاتر رود میزان اعوجاج و چروک به وجود آمده در گنبد شکل داده شده کمتر می‌شود. این نتیجه از آزمایش مقدار گام‌هایی در بازه ۱ تا ۷/۵ میلی‌متر بر دور به دست آمده است. شکل (۲۰) حاصل این آزمایش‌ها را نشان می‌دهد. به عبارت دیگر می‌توان گفت که انجام فرایند گنبدی کردن لوله با گام شکل‌دهی نسبتاً کم می‌تواند با افزایش کرنش‌های به وجود آمده، فرایند را با ناپایداری و توقف کامل روبه‌رو کند.

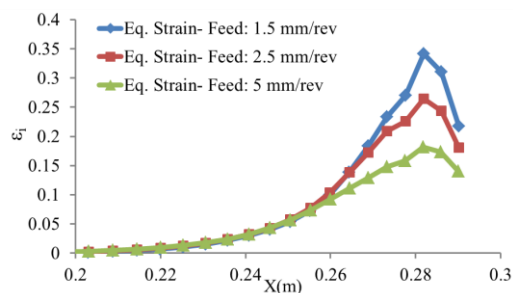
بررسی سطح مقطع گنبد در حال شکل‌گیری نیز می‌تواند اثر نامطلوب گام‌های پایین را به نمایش بگذارد. این موضوع در شکل (۲۱) مشاهده می‌شود. در این شکل در سطح مقطع‌هایی از لوله که با گام کمتر شکل‌دهی شده‌اند، کرنش یا به عبارتی تغییر شکل بیشتر و همچنین به هم ریختگی‌های آن‌ها از همان اوایل انجام فرایند شکل‌دهی (پس از گام اول) مشهود است.

۴- توجه به شکل (۱۷) نشان می‌دهد که درباره کرنش در راستای ضخامت لوله نیز افزایش گام اثر قابل توجهی بر مقدار کرنش‌های مسیر میانی نمی‌گذارد. این برداشت درباره کرنش‌های به دست آمده از مسیر خارجی که در شکل (۱۸) مشاهده می‌شود، درباره شکل کلی توزیع صحیح است. در این شکل یکنواخت‌تر شدن کردار بر اثر افزایش گام به وضوح مشخص است. تأثیر نگذاشتن گام در عمده مسیر میانی در پژوهش ذوقی و همکاران [3] نیز مشاهده شده است، با این تفاوت که در پژوهش ایشان در ناحیه‌ای بین سر آزاد و سر گیردار، افزایش گام باعث افزایش کرنش در راستای ضخامت در لایه میانی شده است.

اثر گام در کل فرایند گنبدی کردن. با بررسی کرنش در جهات و نقاط مختلف مشاهده شد که اثر عمده افزایش گام، کاهش قدر مطلق مقدار کرنش است. شکل (۱۹) که کرنش معادل را در مسیر داخلی نشان می‌دهد به نوعی مؤید این گزاره است. کاهش کرنش بر اثر افزایش گام از نتایج پژوهش ژبونگ و همکاران [4] نیز بوده است.

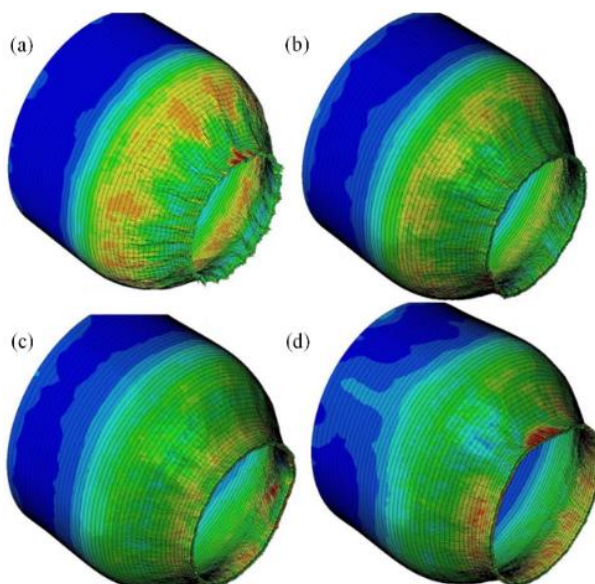


شکل ۱۷ کرنش در راستای ضخامت در مسیر میانی به ازای گام‌های ۱/۵، ۲/۵ و ۵ میلی‌متر بر دور

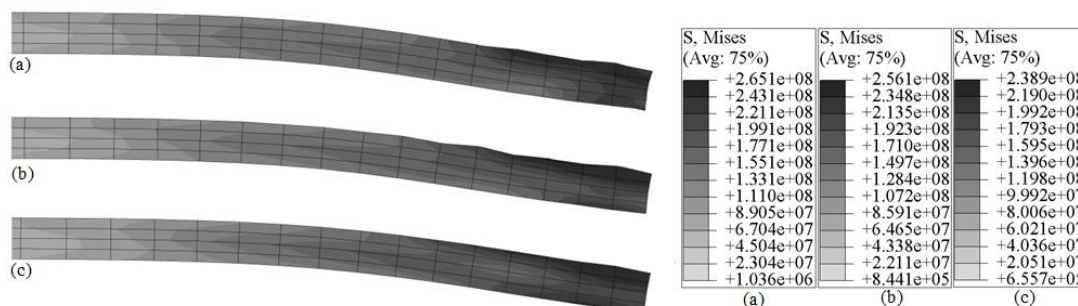


شکل ۱۹ کرنش معادل در مسیر داخلی به ازای گام‌های ۱/۵، ۲/۵ و ۵ میلی‌متر بر دور

اثر گام بر تنش موجود پس از برداشتن بار. شکل (۲۱) تنش‌های موجود در سطح مقطع لوله را پس از گذشت ۰/۲ ثانیه از اتمام فرایند شکل‌دهی گذر اول و در حالتی که غلتک از لوله جدا شده است نشان می‌دهد. همان‌طور که از مقادیر حداکثر تنش به دست آمده مشخص است، افزایش گام باعث کاهش در این مقادیر شده است.



شکل ۲۰ تأثیر مقدار گام بر میزان چروک و اعوجاجات به وجود آمده در پایان گذر ششم گنبدی کردن لوله، (a): گام = ۱ میلی‌متر بر دور، (b): گام = ۲ میلی‌متر بر دور، (c): گام = ۳ میلی‌متر بر دور، (d): گام = ۶ میلی‌متر بر دور



شکل ۲۱ اثر گام بر توزیع تنش در سطح مقطع لوله پس از برداشتن بار: (a): گام = ۱/۵ میلی‌متر بر دور، (b): گام = ۲/۵ میلی‌متر بر دور و (c): گام = ۵ میلی‌متر بر دور. واحد تنش‌ها پاسکال است

نتیجه گیری

در این پژوهش با استفاده از یک مدل المان محدود سه بعدی، مقادیر پارامتر و تکنیک‌های مختلف، فرایند گنبدی کردن انتهای یک لوله آلومینیومی 6061-O شبیه‌سازی شد و اعتبار این شبیه‌سازی با استفاده از پژوهشی مشابه، ارزیابی شد. باتوجه به اهمیت این مخازن در کاهش مصرف سوخت، دستیابی به مقدار مناسب پارامترهایی که بتواند یکی از مراحل تولید را با پایداری کافی به پایان برساند، دستاوردی مهم است که در پژوهش حاضر به این پارامترها در حد شبیه‌سازی دست یافته شد. در راستای بررسی کلی اثر گام بر این فرایند، مشاهده شده است که کاهش مقدار گام می‌تواند در گنبد ساخته شده ایجاد چروک و اعوجاج کند. علاوه بر این نگاه کلی، بررسی دقیق‌تری روی اثر گام بر کرنش‌ها و همچنین بر تنش پس برداشتن بار با اتمام گذر اول انجام شده است. نتایج این بررسی به شکل زیر خلاصه می‌شود:

۱- با نزدیک شدن به سر آزاد، شیب افزایش قدر مطلق کرنش محیطی کم می‌شود و تغییرات گام در این مورد اثری ندارد. بر خلاف پژوهشی مشابه، مشاهده شد که میزان کرنش محیطی مستقل از پارامتر گام نیست.

۲- افزایش گام در وجود کرنش محوری مثبت در مسیر داخلی و میانی (با وجود خمش لوله) اثری ندارد، اما کردار کرنش محوری را یکنواخت‌تر می‌کند. بیشترین گام بررسی شده خمش موضعی و شیب افزایش کرنش محوری را در سر آزاد لوله کم می‌کند.

۳- تغییرات گام اثر قابل توجهی بر مقدار کرنش در راستای ضخامت در مسیر میانی ندارد. در مسیر

داخلی شکل کلی توزیع کرنش را تغییر نمی‌دهد اما کردار توزیع را یکنواخت‌تر می‌کند.

۴- از نگاه کلی تر، اثر گام بر هر ۳ کرنش محیطی، محوری و در راستای ضخامت در مسیر میانی ناچیز است.

۵- افزایش گام باعث یکنواخت‌تر شدن شکل گنبد می‌شود. این موضوع مطابق با یکنواخت‌تر شدن کردار در موارد فوق و همچنین یکنواخت‌تر شدن کردار کرنش معادل در مسیر داخلی است.

۶- با افزایش گام، حداکثر تنش مشاهده شده پس از جداشدن غلتک از لوله کاهش یافته است.

این موارد با بررسی گام در محدوده‌ای خاص به دست آمده‌اند. باتوجه به مطلوب بودن افزایش گام به لحاظ اقتصادی، اثر حدود بالاتر گام و همچنین انجام فرایند عملی می‌تواند موضوع پژوهش‌های بعدی باشد.

واژه نامه

گنبدی کردن (انتهای لوله)	Dome forming
گام	Feed
اسپینینگ برشی	Shear spinning
اسپینینگ معمولی	Conventional spinning
گذر	Pass
جسم صلب تحلیلی	Analytical Rigid Body
شبکه‌بندی	Mesh
بزرگ‌نمایی جرم	Mass scaling

مراجع

1. Lee K. O., Park G. Y., Kwak H. S., and Kim C., "Forming of Dome and Inlet Parts of a High Pressure CNG Vessel by the Hot Spinning Process", *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, Vol. 40, pp. 887-894, (2016).
2. Huang C.-C., Hung J.-C., Hung C., and Lin C. R., "Finite element analysis on neck-spinning process of tube at elevated temperature", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 56, pp. 1039-1048, (2011).
3. Zoghi H., Arezoodar A. F., and Sayeafabi M., "Effect of feed and roller contact start point on strain and residual stress distribution in dome forming of steel tube by spinning at an elevated temperature", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, Vol. 226, pp. 1880-1890, (2012).
4. Xue Z., Ren Y., Luo W., and Ren Y., "Effect of Feed Speed on Aluminum Alloy Pipe Neck-Spinning Process and Deformation Analysis Via Simulation," *MATEC Web Conf.*, Vol. 67, No. 05011, (2016).
5. Lin Y.-C., Chen J. Y., He D. G., Li X. H., and Yang J., "Marginal-restraint mandrel-free spinning process for thin-walled ellipsoidal heads", *Advances in Manufacturing*, Vol. 8, pp.189-203, (2020).
6. Lin Y. C., Qian S. S., Chen X. M., Wang J. Q., Li X. H., and Yang H., "Influences of feed rate and wall thickness reduction on the microstructures of thin-walled Hastelloy C-276 cylindrical parts during staggered spinning", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 106, pp. 3809-3821, (2020).
7. Jianguo Y. and Makoto M., "Effects of indented feed of roller tool on parallel spinning of circular aluminum tube", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 128, pp. 274-279, (2002).
8. Jianguo Y. and Makoto M., "An experimental study on paraxial spinning of one tube end", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 128, pp. 324-329, (2002).
9. Jianguo Y. and Makoto M., "An experimental study on spinning of taper shape on tube end", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 166, pp. 405-410, (2005).
10. Chen M. D., Hsu R.-Q., and Fuh K.-H., "Effects of over-roll thickness on cone surface roughness in shear spinning", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 159, pp. 1-8, (2005).
11. Zhan M., Yang H., J. Zhang H., Y. Xu L., and Ma F., "3D FEM analysis of influence of roller feed rate on forming force and quality of cone spinning", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 187-188, pp. 486-491, (2007).
12. Wang L., Long H., Ashley D., Roberts M., and White P., "Effects of the roller feed ratio on wrinkling failure in conventional spinning of a cylindrical cup", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, Vol. 225,

- pp. 1991-2006, (2011).
13. Jian Z., Shuang Z., Fengsheng L., Lei Z., and Ce-An G., "Numerical simulation and experiment of spinning forming of high strength aluminum alloy tubes", *University Politehnica of Bucharest Scientific Bulletin, Series B*, Vol. 80, pp. 227-238, (2018).
 14. Roy B. K., Korkolis Y. P., Arai Y., Araki W., Iijima T., and Kouyama J., "Experiments and simulation of shape and thickness evolution in multi-pass tube spinning", *Journal of Physics: Conference Series*, Vol. 1063, 012087, (2018).
 ۱۵. جلیلی ایرج، یوسفیان حسین، صدیقی محمد، کسایان مهدی، "ارائه حل تحلیلی در فرایند شکل دهی چرخشی مخروط های فلزی به روش های کار ایده آل و حد بالایی"، *مهندسی مکانیک مدرس*، دوره ۱۸ (۸)، ص. ۵۵-۶۰، (۱۳۹۷).
 16. Nakasato S., Kobayashi J., and Itoh G., "Hot spinning formability of aluminum alloy tube", *Procedia Manufacturing*, Vol. 15, pp. 1263-1269, (2018).
 17. Roy B. K., Korkolis Y. P., Arai Y., Araki W., Iijima T., and Kouyama J., "Experimental and numerical investigation of deformation characteristics during tube spinning", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 110, pp. 1851-1867, (2020).
 18. Roy B. K., Korkolis Y. P., Arai Y., Araki W., Iijima T., and Kouyamad J., "A study of forming of thin-walled hemispheres by mandrel-free spinning of commercially pure aluminum tubes", *Journal of Manufacturing Processes*, Vol. 64, pp. 306-322, (2021).
 ۱۹. صدیقی محمد، ناصری نژاد کمال الدین، "مدل سازی فرایند اسپینینگ مخازن آلومینیومی تحت فشار و بررسی پارامترهای مؤثر"، *مجله مدل سازی در مهندسی*، دوره ۱۷ (۵۶)، ص. ۳۰۳-۳۱۲، (۱۳۹۸).
 20. Zoghi H. and Arezoodar A. F., "Finite element study of stress and strain state during hot tube necking process", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, Vol. 227, pp. 551-564, (2013).
 21. Akkus N. and Kawahara M., "An experimental and analytical study on dome forming of seamless Al tube by spinning process", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 173, pp. 145-150, (2006).
 22. Yoshihara S., Mac Donald B., Hasegawa T., Kawahara M., and Yamamoto H., "Design improvement of spin forming of magnesium alloy tubes using finite element", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 153-154, pp. 816-820, (2004).
 23. Lexian H. and B. Dariani M., "An analytical contact model for finite element analysis of tube spinning process", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, Vol. 222, pp. 1375-1385, (2008).
 24. Zoghi H., Fallahi Arezoodar A., and Sayeafabi M., "Enhanced finite element analysis of material deformation and strain distribution in spinning of 42CrMo steel tubes at elevated temperature", *Materials & Design*, Vol. 47, pp. 234-242, (2013).
 ۲۵. تارنمای اینترنتی گروه عابدی، دی ۱۳۹۸.

26. Sedighi M. and Rasti M., "An investigation on manufacturing process parameters of CNG pressure vessels", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 38, pp. 958-964, (2008).
27. Davis J. R., "Properties and selection: nonferrous alloys and special-purpose materials", ASM International, (1990).
28. Mahabunphachai S. and Koç M., "Investigations on forming of aluminum 5052 and 6061 sheet alloys at warm temperatures", *Materials & Design (1980-2015)*, Vol. 31, pp. 2422-2434, (2010).
29. Lexian H. and Dariani B. M., "Effect of roller nose radius and release angle on the forming quality of a hot-spinning process using a non-linear finite element shell analysis", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, Vol. 223, pp. 713-722, (2009).
30. Quigley E. and Monaghan J., "Enhanced finite element models of metal spinning", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 121, pp. 43-49, (2002).
۳۱. ح لکزبان، ب م داریانی، م زارع پور، م زینلی، ا حاج علی، "بررسی اثر شعاع دماغه و زاویه غلتک بر کیفیت فرمینگ در فرایند اسپینینگ لوله با استفاده از یک کد المان محدود غیر خطی"، *IAS2009*، اصفهان، (۱۳۸۷).
32. "Abaqus 2017 Documentation, Explicit dynamic analysis", Dassault Systemes.
۳۳. علی میرزالی ولی، عبدا... زاده گاوگانی میثم، احمدی سیروس، دنیوی علی، "بررسی عوامل مؤثر بر توزیع کرنش در فرایند شکل دهی غلتکی مقطع گرد با استفاده از روش طراحی آزمایش ها"، *نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر*، دوره ۴۹ (۲)، ص. ۴۱۳-۴۲۲، (۱۳۹۶).

Feed Effect on Strain and Stress in Dome Forming (Spinning) of a Tube in an Aluminum CNG Vessel Manufacturing

Mohamad Sedighi¹ Kamaledin Naserinejad²

1. Introduction

A seamless pressure vessel can reveal a better quality compared with vessels which are fabricated using joints like weld. In one of the seamless pressure vessel manufacturing methods, a metallic sheet is deep drawn and a cup-shaped part is fabricated. Then, open end of this cup which can be considered as a tube, is shaped to a dome by a process which is called “dome forming” (Figure 1).

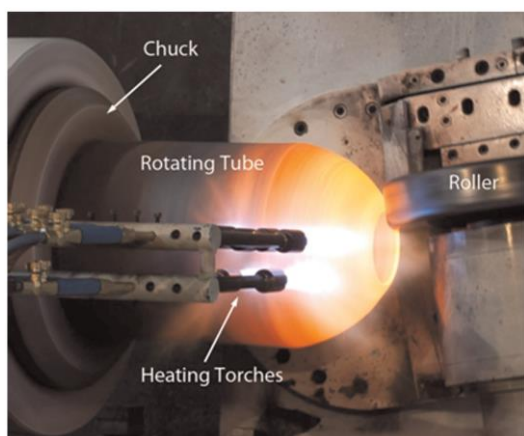


Figure 1. Dome forming process

One of the most important parameters of dome forming process is the feed parameter which is the amount of roller movement per each round of roller revolution. In this paper, dome forming of 6061-O aluminum alloy was simulated using Abaqus software. The final shape of the dome is presented and the feed effect on the developed strains after the first pass, on the whole of the process, and on the developed stress after the separation of the roller was investigated.

2. Simulation Inputs

The material properties of 6061-O aluminum alloy which is heated up to 200 °C is introduced to the software and it was assumed that this temperature is kept constant by the heating torches. The tube

diameter is 356 mm. It is the diameter of a vessel which is fabricated in the region (Figure 2). The roller nose radius, the α and β angles are 18 mm, 10° and 30°, respectively (Figure 3). The contact between the roller and the tube was considered frictionless due the rolling contact.

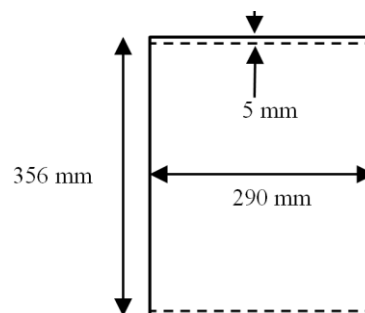


Figure 2. The tube geometry

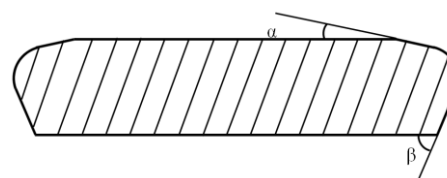


Figure 3. The roller

Two C3D8R elements are used in the tube thickness in the whole process modeling (totally 19712 elements). For more detailed strain investigation after the first pass, four elements were used in the tube thickness (totally 39424 elements). Finer mesh was used near the tube end. The dynamic explicit analysis was used in the simulation.

3. Results and Discussion

Figure 5 shows the final dome cross section. The simulation was validated. In order to have a more precise investigation on the dome forming process, the feed effect can be investigated in different locations. To this end, circumferential, longitudinal and thickness strains were investigated for different feed values and after the first pass. The strain values were obtained from a series of nodes which were placed in the outer, middle and inner paths on the tube cross section. The paths are shown in Figure 6.

¹ Professor, School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.

² MSc. School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran. Corresponding Author, Email: k_naserinejad@alumni.iust.ac.ir

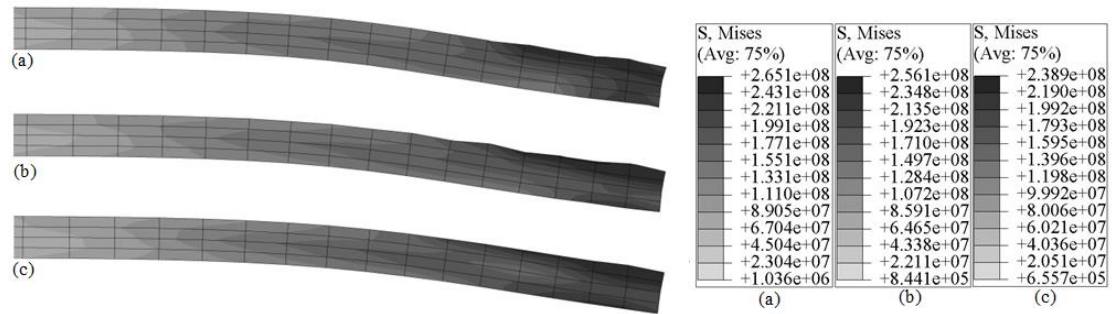


Figure 4. The feed effect on the stress distribution after the roller separation, the feed is increased from (a) to (c)

4. Conclusion

In the whole process view, it is seen that low feed values result in wrinkling of the dome.

The following results were achieved from strain and stress investigation after the first pass:

1. The circumferential strain absolute value increase rate, decreases toward free end and the feed has no effect in this case. Unlike a similar study, it was seen that the circumferential strain is not independent from the feed.

2. The feed increase has no effect on positive longitudinal strain existence (although the tube is bent) in inner and middle layer, but it makes the longitudinal strain curve more uniform. The maximum tested feed value decreases the local bending and the longitudinal strain increase rate at the tube free end.

3. The feed variation has no significant effect on the thickness strain value in the middle layer. In the inner layer, it does not change the overall shape of strain distribution but makes it more uniform.

4. Overall, the feed effect on the circumferential, longitudinal and thickness strain in the middle layer is negligible.

5. The feed increase results in a more uniform equivalent strain distribution curve in the inner layer.

6. It was seen that the maximum stress after roller separation is decreased by higher feed values (Figure 6).

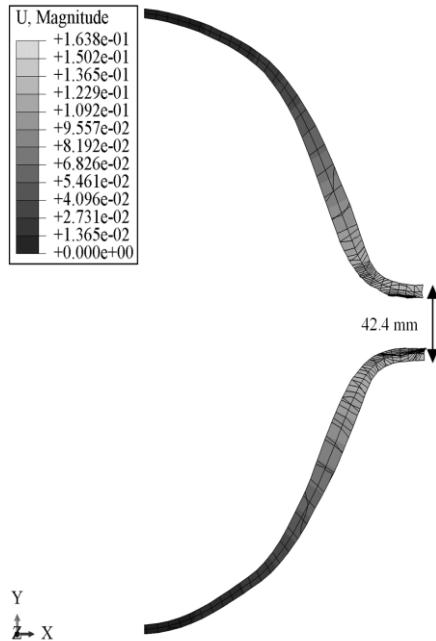


Figure 5. The final dome cross section and displacement distribution (m)

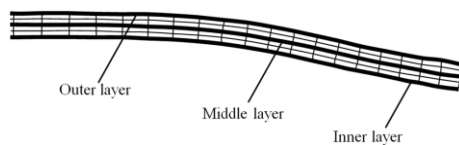


Figure 6. The paths from which the strains are obtained after the first path

بهینه‌سازی سیستم‌های هیبریدی خورشیدی، بادی، باتری با محرک‌های مختلف (موتور دیزل، موتور گازسوز، توربین گازی)*

مقاله پژوهشی

آزاده احمدی^(۱) حسن حاج عبداللہی^(۲) محمد شفیعی دهج^(۳)

چکیده در این مقاله سیستم هیبریدی خورشیدی-بادی-باتری با در نظر گرفتن ۳ محرک مختلف شامل موتور دیزل، موتور گازسوز و توربین گازی به وسیله آنالیزهای ساعتی در طول یک سال برای شهر کرمان مدل‌سازی و بهینه‌سازی شده است. در این مطالعه از نسبت سوخت برای ارزیابی مصرف سوخت سیستم مورد بررسی نسبت به سیستم‌های سنتی استفاده شده است. تعداد پنل خورشیدی، تعداد توربین بادی و تعداد باتری و ظرفیت اسمی موتور دیزل، ظرفیت موتور گازسوز و ظرفیت توربین گازی به عنوان متغیرهای طراحی و نسبت سوخت و هزینه سالیانه به عنوان توابع هدف در نظر گرفته شده‌اند. برای محاسبه مقادیر بهینه متغیرهای طراحی از الگوریتم چندهدفه NSGA-II استفاده شده است. نتایج بهینه‌سازی نشان دادند که سیستم هیبریدی با محرک دیزل در مقایسه با ۲ سیستم دیگر در محدوده وسیعی از جبهه پرتو، دارای بیشترین نسبت سوخت و کمترین هزینه است. نسبت سوخت و هزینه سالیانه در نقطه بهینه نهایی برای محرک دیزل ۰/۷۳۵ و ۱۸۵۴۵۶/۵ (\$/year) است. تعداد بهینه پنل خورشیدی، توربین بادی و باتری برای سیستم هیبریدی با محرک دیزل به ترتیب ۱۲۶۶، ۱۹ و ۸۲۲ است و همچنین ظرفیت نامی بهینه محرک دیزل ۱۶۳ کیلووات است.

واژه‌های کلیدی پنل فتوولتائیک، توربین بادی، باتری، محرک اصلی، هزینه سالیانه، نسبت سوخت

مقدمه

تجدیدپذیر با دیزل و سیستم ذخیره انرژی را سیستم‌های

انرژی تجدیدپذیر هیبریدی گویند.

روش‌های زیادی برای بهینه‌سازی سیستم‌های خورشیدی-بادی استفاده شد. هو و همکاران [1] روشی را ارائه دادند که هزینه اجرایی و نگهداری سیستم دیزلی بادی را کاهش دهد. اضافه کردن منبع ذخیره به سیستم‌های هیبریدی باعث افزایش راندمان این سیستم‌ها می‌شود، بر این اساس باسو و همکاران [2] تخمین اقتصادی اولیه برای سوخت سالیانه سیستم هیبریدی بادی پنوماتیکی دیزلی ارائه کردند. دیاب و همکاران [3] بر اساس بار ورودی، هزینه و جزئیات تخصصی تجهیزات، منابع باد و خورشید به بهینه‌سازی

انرژی بزرگ‌ترین چالشی است که امروزه بشر با آن مواجه است. انرژی که روزانه مورد استفاده قرار می‌گیرد از سوختن سوخت‌های فسیلی به دست می‌آید [1]. در حقیقت ۸۱ درصد انرژی مصرفی جهان از سوخت‌های فسیلی نظیر نفت، زغال سنگ و گاز تأمین می‌شود که حجم زیادی از گاز CO₂ را تولید می‌کند [1]. در روش سنتی ژنراتور دیزل در شبکه برق به تنهایی استفاده می‌شد که به دلیل افزایش قیمت نفت، از نظر اقتصادی منسوخ شد. پیشرفت‌های اخیر در تکنولوژی تولید انرژی تجدیدپذیر، امکان استفاده از منابع طبیعی همچون باد و خورشید را فراهم ساخته است. ترکیب منابع انرژی

* تاریخ دریافت مقاله ۱۳۹۹/۱۲/۱۵ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۳/۲۷ می‌باشد.

(۱) دانش آموخته کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ولی عصر (عج) رفسنجان، ایران

(۲) دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ولی عصر (عج) رفسنجان، ایران

(۳) نویسنده مسئول: دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ولی عصر (عج) رفسنجان، ایران

Email: m.shafiey@vru.ac.ir

گازی استفاده شده و نتایج هرکدام از این محرک ها به صورت جداگانه بررسی شده است. تعداد پنل خورشیدی، توربین بادی و باتری و ظرفیت نامی موتور محرک های اصلی به عنوان متغیرهای طراحی در نظر گرفته شده اند. برای بهینه سازی از ۲ تابع هدف هزینه و نسبت سوخت استفاده شده است. نسبت سوخت به صورت یک تابع هدف نو، تعریف شده است. به طوری که انحراف مصرف سوخت در این سیستم پیشنهادی نسبت به یک سیستم کاملاً تجدیدپذیر را نشان می دهد. لازم به ذکر است که برای دقت قابل قبول، تمامی تحلیل ها به صورت ساعتی در نظر گرفته شده است.

مدل سازی

پنل خورشیدی. توان تولیدی یک پنل خورشیدی نه تنها به قدرت تشعشع خورشید بلکه به زاویه بین پنل و پرتو خورشید بستگی دارد. تشعشع کلی روی سطح شیبدار تابعی از تابش مستقیم و پراکنده است که شامل تشعشع مستقیم خورشید، تابش پراکنده هم سانگرد خورشید، تشعشع پخششی از افق و تشعشع انعکاسی از اطراف به روی سطح است که به صورت زیر تخمین زده می شود [12]:

$$\begin{aligned} I_t = & \left(I_b + I_d \frac{I_b}{I_h} \right) R_b + \\ & I_d \left(1 - \frac{I_b}{I_h} \right) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \left(1 + \sqrt{I_b/I_h} \sin^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right) + \\ & I_h \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \end{aligned} \quad (1)$$

که در این رابطه I_b ، I_d ، I_h ، R_b ، β و ρ_g به ترتیب تابش مستقیم، تابش پراکنده، مجموع تابش مستقیم و پراکنده، نسبت تابش کلی روی سطح شیبدار به تابش روی سطح افقی، زاویه شیب سطح و ضریب انعکاس

سیستم هیبریدی پرداختند. این سیستم بهینه، از نظر سازگاری با محیط زیست نسبت به سیستم دیزلی به علت کاهش گازهای گلخانه ای بسیار مورد توجه قرار گرفت. اولد بیلال و همکاران [4] با استفاده از الگوریتم ژنتیک چند هدفه به بهینه سازی سیستم هیبریدی خورشید-باد-دیزل-باتری پرداختند. نتایج این تحقیق نشان داد که برای همهٔ پروفیل های بار، هزینه انرژی و تولید CO2 کاهش یافت. اولد بیلال و همکاران [5] در مطالعه ای دیگر با استفاده از داده های تابش خورشید، دما و سرعت باد در ایستگاه گاندون، بهینه سازی سیستم را انجام دادند. برای غلبه بر مشکل نوسانی بودن انرژی باد، یونا و صابر [6] طرح کنترل نوسانی یک سیستم توان کوچک به روش کنترل مختصاتی ژنراتور توربین باد و سیستم ذخیره انرژی باتری را ارائه دادند. مری و همکاران [7] مدلی برای بهینه سازی سیستم های هیبریدی متشکل از پنل های فتوولتائیک و توربین های بادی به عنوان منابع انرژی تجدیدپذیر و ژنراتور دیزل به عنوان توان کمکی و باتری برای ذخیره انرژی ارائه دادند. نتایج نشان داد که استفاده توأم از باتری و انرژی های تجدیدپذیر از نظر اقتصادی و زیست شناسی بهینه است. کللوگ و همکاران [8] اجزای سیستم مستقل تولید برق خورشیدی بادی و سیستم هیبریدی خورشیدی بادی را با استفاده از داده های میانگین ساعتی سرعت باد و تابش خورشید بهینه سازی کردند. گان و همکاران [9] با استفاده از تکنیک برنامه نویسی خطی به بهینه سازی سیستم هیبریدی بادی دیزلی پرداختند. کالدیس [10] روش محاسبه هزینه تولید برق بلندمدت برای سیستم هیبریدی بادی دیزلی را پیشنهاد داد. ساها [11] الگوریتمی را برای سیستم هیبریدی بادی دیزلی پیشنهاد داد که با توجه به شرایط تعادلی توان کلی سیستم بهینه سازی شد.

در این مقاله سیستم هیبریدی خورشیدی-بادی-باتری- به همراه محرک های اولیه مختلف مدل سازی و سپس بهینه سازی شده است. برای این منظور از ۳ محرک مختلف شامل موتور دیزل، موتور گازسوز و توربین

طراحی شده است) و سرعت قطع بالا (سرعتی که به‌ازای آن، توربین باید باتوجه به تنش‌های به‌وجودآمده متوقف شود) است. برای آنالیز توان اغلب $m=2$ را در نظر می‌گیرند [15].

باتری به‌علت عملکرد تصادفی پنل‌های خورشیدی و توربین بادی، ظرفیت باتری در سیستم هیبریدی خورشید-باد-باتری مرتبا تغییر می‌کند. در این سیستم سطح شارژ باتری از طریق روابط (۷ و ۸) محاسبه می‌شود:

هنگامی که مجموع توان پنل‌های خورشیدی و توربین بادی از بار مورد نیاز بیشتر باشد، باتری در حالت شارژ قرار می‌گیرد که این مقدار از رابطه زیر تخمین زده می‌شود [16].

$$P_{Bat}(t) = P_{Bat}(t-1) \times (1 - \sigma) + (P_{pv}(t) \eta_{Inv} \eta_{Inv}^2 - P_{dnn}(t) / \eta_{Inv}) \times \eta_{Bat} \quad (۷)$$

هنگامی که مجموع توان خروجی پنل‌های خورشیدی و توربین‌های بادی از بار مورد نیاز کمتر باشد، باتری در حالت تخلیه قرار می‌گیرد. در این مقاله، بازده تخلیه باتری یک فرض شده است [16]. مقدار شارژ باتری در زمان t از رابطه زیر قابل محاسبه است [16].

$$P_{Bat}(t) = P_{Bat}(t-1) \times (1 - \sigma) - (-P_{pv}(t) \eta_{Inv} - P_{WT}(t) \eta_{Inv}^2 - P_{dnn}(t) / \eta_{Inv}) \times \eta_{Inv} \quad (۸)$$

در این روابط $P_{Bat}(t-1)$ و $P_{dnn}(t)$ مقدار شارژ باتری در زمان t و $t-1$ است. σ نرخ تخلیه شارژ خودکار ساعتی، η_{Inv} بازده اینورتر، P_{dnn} بار موردنیاز و η_{Bat} بازده شارژ باتری هستند.

قابل ذکر است که اگر مجموع توان پنل‌های خورشیدی، توربین‌های بادی و باتری از بار مورد نیاز بزرگ‌تر نباشد، توان مورد نیاز از محرک موتور دیزل (موتور گازسوز، توربین گازی) تأمین می‌شود که در قسمت‌های بعد مدل‌سازی هر محرک ارائه شده است.

محیط اطراف است. جزئیات مربوط به محاسبه تشعشع مستقیم و پراکنده به مرجع [13] ارجاع داده می‌شود.

توان کلی خروجی یک پنل خورشیدی با رابطه زیر تخمین زده می‌شود [14]:

$$P_{pv} = ff (V_{oc-real} \times I_{sc-real}) \quad (۲)$$

که $V_{oc-real}$ و $I_{sc-real}$ به ترتیب ولتاژ و جریان تولیدی پنل تحت شرایط واقعی است و ff ضریب تصحیح به‌صورت زیر است:

$$ff = P_{max} / V_{oc} I_{sc} \quad (۳)$$

در رابطه فوق V_{oc} ، P_{max} و I_{sc} به ترتیب حداکثر توان خروجی، ولتاژ و جریان تولیدی پنل خورشیدی در شرایط آزمایشگاهی هستند. قابل ذکر است که این مقادیر از سوی شرکت سازنده مشخص می‌شود. $V_{oc-real}$ و $I_{sc-real}$ از رابطه زیر قابل محاسبه است [14]:

$$V_{oc-real} = V_{oc} + f_{V_{oc}-T} \times T_c \quad (۴)$$

$$I_{sc-real} = [I_{sc} + f_{I_{sc}-T} (T_c - T_{std})] (I_t / G_{std}) \quad (۵)$$

که $f_{V_{oc}-T}$ و $f_{I_{sc}-T}$ ضرایب تصحیح دما برای ولتاژ و جریان است. T_{std} دما در شرایط استاندارد و T_c دمای سطح پنل خورشیدی است. $f_{V_{oc}-T}$ ، $f_{I_{sc}-T}$ و T_{std} به‌وسیله شرکت سازنده پنل خورشیدی مشخص می‌شوند.

توربین بادی. با استفاده از رابطه زیر می‌توان خروجی توربین بادی را تخمین زد [15]:

$$P_{tur} = \begin{cases} 0 & \text{if } V < V_c \\ P_{tur} \left(\frac{V^n - V_c^n}{V_f^n - V_c^n} \right) & \text{if } V_c < V < V_f \\ P_{er} & \text{if } V_c < V < V_f \end{cases} \quad (۶)$$

که P_{er} توان نسبی ژنراتور بادی است. همچنین V_c ، V_f و V_r به ترتیب سرعت قطع پایین (سرعتی که در آن توربین شروع به کار می‌کند یا متوقف می‌شود)، سرعت نامی توربین (سرعت بهینه‌ای که توربین به‌ازای آن

توان تولیدی هر محرک از رابطه زیر به دست می آید [17]:

$$\dot{W} = \eta \dot{m}_f LHV \quad (15)$$

که η ، $\dot{m}_f$ و LHV به ترتیب بازده توان تولیدی، نرخ جریان جرمی سوخت و ارزش حرارتی پایین سوخت برای هر محرک تعریف می شوند.

تحلیل اقتصادی

هزینه سالیانه کلی سیستم هیبریدی مورد مطالعه شامل هزینه تجهیزات (توربین بادی، پنل خورشیدی، باتری، اینورتر، موتور دیزل، موتور گازسوز و توربین گازی)، هزینه تعمیرات و نگهداری، هزینه سوخت محرک و هزینه زیست محیطی مربوط به آلاینده های تولیدی توسط محرک ها است و به صورت زیر تخمین زده می شود:

$$TAC (\$/year) = aC_{in} + C_m + C_f + C_{env} \quad (16)$$

$$C_{in} = n_1 C_{pV} + n_2 C_{WT} + n_3 C_{Bat} + n_4 C_{inv} + C_{mover} \quad (17)$$

$$C_m = n_1 C_{pV,m} + n_2 C_{WT,m} + C_{mover,m} \quad (18)$$

$$C_f = \dot{m}_f \times \tau_{mover} \times 3600 \times \varphi_f \quad (19)$$

$$C_{env} = \dot{m}_{CO_2} \times \tau_{mover} \times 3600 \times \psi_{CO_2} \quad (20)$$

$$C_{Diesel} = (-138.71 \times \ln(\dot{W}) + 863.5) \dot{W} \quad (21)$$

$$C_{Gasengine} = (-138.71 \times \ln(\dot{W}) + 1727.1) \dot{W} \quad (22)$$

$$C_{Gasturbine} = (-0.014 \dot{W} + 600) \dot{W} \quad (23)$$

در روابط فوق $\dot{W}$ توان تولیدی مختص هر محرک است. n_1 ، n_2 ، n_3 و n_4 به ترتیب تعداد پنل خورشیدی، تعداد توربین بادی، تعداد باتری و اینورتر است. همچنین C_{pV} ، C_{WT} ، C_{Bat} ، C_{inv} و C_{mover}

محرک های اصلی. در این پژوهش محرک های مورد بررسی شامل موتور دیزل، موتور گازسوز و توربین گازی هستند که هر کدام به صورت جداگانه مدل سازی شده اند.

موتور دیزل. در روابط زیر توابع بازده گرمایی و نرخ جریان جرمی سوخت بر حسب متغیر PL که بار جزئی اولیه به عنوان درصدی از بار نامی است، بیان می شوند. بازده گرمایی برای موتور دیزل به ازای بارهای جزئی مختلف به صورت زیر به دست می آید [17]:

$$\frac{\eta_{D,PL}}{\eta_{D,nom}} = 1.07 \exp(-0.0005736(PL)) - 1.259 \exp(-0.05367(PL)) \quad (9)$$

نرخ جریان جرمی سوخت محرک اولیه تابع نرخ جریان جرمی سوخت در بار نامی است [17]:

$$\frac{\dot{m}_{f,PL}}{\dot{m}_{f,nom}} = -0.02836 \exp(0.03254(PL)) + 0.2556 \exp(0.01912(PL)) \quad (10)$$

موتور گازسوز. بازده گرمایی و نرخ جریان جرمی سوخت برای موتور گازسوز به صورت زیر بیان می شود [17]:

$$\frac{\eta_{PL}}{\eta_{nom}} = -0.0001591(PL)^2 + 0.024(PL) + 0.1904 \quad (11)$$

$$\frac{\dot{m}_{f,PL}}{\dot{m}_{f,nom}} = 0.2408 \exp(0.01403(PL)) + 0.03553 \exp(-0.02494(PL)) \quad (12)$$

توربین گازی. برای توربین گازی بازده و نرخ جریان جرمی به صورت زیر است [17]:

$$\frac{\eta_{PL}}{\eta_{nom}} = \frac{-0.002551(PL)^2 + 1.135(PL) + 11.71}{100} \quad (13)$$

$$\frac{\dot{m}_{f,PL}}{\dot{m}_{f,nom}} = 0.4772 \exp(0.007565(PL)) - 0.21236 \exp(-0.02677(PL)) \quad (14)$$

قیمت واحد پنل خورشیدی، توربین بادی، باتری، اینورتر و محرک مورد نظر است. $C_{WT,m}$ ، $C_{PV,n}$ و $C_{mover,m}$ قیمت واحد تعمیرات و نگهداری پنل خورشیدی، توربین بادی و محرک مورد نظر است. نهایتاً ψ_{CO_2} و $\dot{m}_{CO_2}$ معرف ساعات عملکرد محرک در سال، قیمت واحد سوخت محرک مورد نظر، نرخ تولید CO_2 و هزینه انتشار CO_2 .

در رابطه زیر a ضریب هزینه سالیانه تعریف می شود [18]:

$$a = \frac{i}{1 - (1+i)^{-y}} \quad (24)$$

که i و y به ترتیب نرخ تورم و عمر دستگاه بر حسب سال است.

قابل ذکر است که بعضی از تجهیزات سیستم خورشیدی-بادی-باتری در حین پروژه احتیاج به تعویض دارد. در این مقاله طول عمر باتری ۵ سال در نظر گرفته شده است. در نتیجه هزینه باتری به صورت زیر تخمین زده می شود.

$$C_{Bat} = P_{Bat} \left(1 + \frac{1}{(1+i)^5} + \frac{1}{(1+i)^{10}} + \frac{1}{(1+i)^{15}} \right) \quad (25)$$

در رابطه فوق C_{Bat} ارزش کنونی باتری و P_{Bat} قیمت باتری است. طول عمر اینورتر نیز ۱۰ سال در نظر گرفته شده است. در نتیجه هزینه اینورتر به صورت زیر تخمین زده می شود.

$$C_{Inv} = P_{Inv} \left(1 + \frac{1}{(1+i)^{10}} \right) \quad (26)$$

C_{Inv} ارزش کنونی اینورتر و P_{Inv} قیمت اینورتر است.

تابع هدف، پارامترهای طراحی و قیود. در این مقاله هزینه کلی سالیانه (TAC) سیستم که در معادله (۱۶) بیان شد، به عنوان یکی از توابع هدف در نظر گرفته شد. بدیهی است که همواره در سیستم های مختلف انرژی،

هزینه از مهم ترین مشخصه های بهینه سازی است. از آنجایی که معمولاً هزینه سیستم های تجدیدپذیر بالاست، بعد از بهینه سازی احتمالاً الگوریتم بهینه ساز تعداد پانل های خورشیدی، توربین بادی و حتی باتری را صفر در نظر بگیرد و تمام بار مورد نیاز توسط محرک تأمین شود. بنابراین برای عمومیت بخشیدن به نتایج، میزان سوخت مصرفی نیز باید مدنظر قرار گیرد. از این رو، نسبت سوخت به عنوان دومین تابع هدف به صورت زیر تعریف می شود:

$$FR(-) = (M_{f,Trad} - M_{f,Hyb}) / M_{f,Trad} \quad (27)$$

که در آن مقادیر $M_{f,Trad}$ و $M_{f,Hyb}$ به ترتیب مصرف سوخت سالیانه در سیستم هیبریدی مدنظر و در سیستم سنتی (سیستمی که تنها مولد برق در آن موتور دیزل یا موتور گازسوز یا توربین گازی است) در نظر گرفته شده است. در این سیستم همواره $M_{f,Hyb} < M_{f,Trad}$ بوده و باتوجه به این تعریف همواره بین صفر تا یک خواهد بود و مقادیر بزرگ تر آن مطلوب تر هستند. به بیان دیگر، مقدار نسبت سوخت صفر به معنای این است که مصرف سوخت سیستم با سیستم های سنتی (فقط محرک) یکسان است و بنابراین سیستم هیبریدی هیچ سهمی از انرژی تجدیدپذیر ندارد. در مقابل، نسبت سوخت یک به معنای این است که میزان مصرف سیستم پیشنهادی صفر است و انرژی مورد نیاز تماماً از طریق سیستم تجدیدپذیر تأمین می شود.

مصرف سوخت سالیانه در سیستم سنتی ($M_{f,Trad}$)

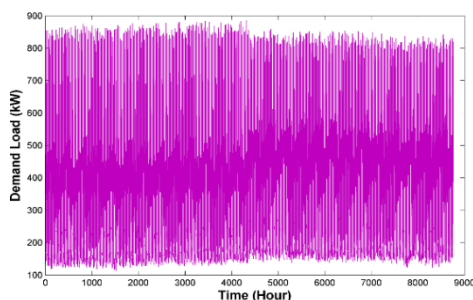
به صورت زیر تخمین زده می شود:

$$M_{f,Trad} = \sum_{i=1}^{8760} (\dot{m}_{f,PL} \times 3600)_i \quad (28)$$

که $\dot{m}_{f,PL}$ مصرف سوخت بار جزئی در محرک مدنظر است با ظرفیت اسمی برابر با حداکثر بار مورد نیاز که باتوجه به محرک از روابط (۱۰، ۱۲ و ۱۴) محاسبه شده

مطالعه موردی

سیستم هیبریدی خورشیدی-بادی-باتری به همراه محرک موتور دیزل یا موتور گازسوز یا توربین گازی برای شهر کرمان، مدل سازی و بهینه سازی شده است. سیستم باید بار الکتریکی مورد نیاز که در شکل (۱) نشان داده شده است را تأمین کند [21] نرخ تورم و طول عمر کلی سیستم به ترتیب ۱۰ درصد و ۱۵ سال و قیمت سوخت برای موتور دیزل $0.16\$/kg$ و برای موتور گازسوز و توربین گازی $0.12\$/kg$ در نظر گرفته شده است. قیود و پارامترهای ورودی در جدول (۱) لیست شده اند.



شکل ۱ تغییرات بار الکتریکی مورد نیاز [21]

جدول ۱ قیود و پارامترهای ورودی برای بهینه سازی [19]

پارامترها	مقادیر
سرعت قطع پایین توربین (m/s)	۲/۵
سرعت قطع بالا توربین (m/s)	۱۳
سرعت نامی توربین (m/s)	۱۱
نرخ تخلیه خودکار ساعتی (-)	۰/۰۰۰۲
عمق تخلیه (-)	۰/۸
هزینه آلاینده ها (\$/kg)	۰/۰۲۰۸۶
ظرفیت اسمی پنل خورشیدی (kW)	۰/۲۴
ظرفیت اسمی توربین بادی (kW)	۱۰
قیمت واحد پنل خورشیدی (\$)	۶۱۴
قیمت واحد توربین بادی (\$)	۳۲۰۰
بازده شارژ باتری (-)	۰/۸۵
بازده تخلیه باتری (-)	۱
بازده اینورتر (-)	۰/۹۵

است.

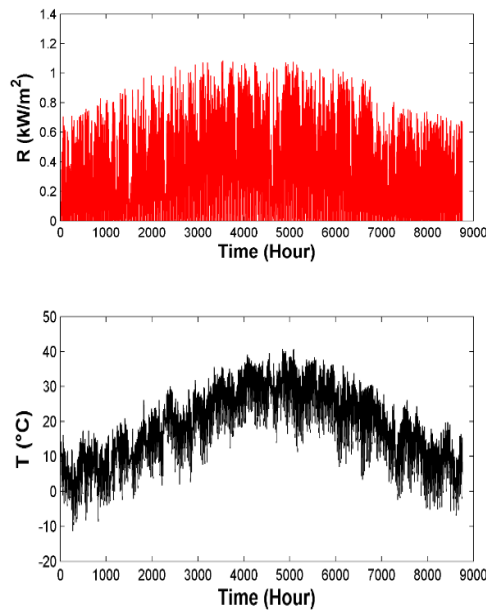
در این مقاله تعداد پنل خورشیدی، توربین بادی و باتری و ظرفیت نامی موتور دیزل، موتور گازسوز و توربین گازی به عنوان متغیرهای طراحی در نظر گرفته شده اند. در سیستم های هیبریدی مورد مطالعه در هر زمانی، مقدار شارژ باتری باید در محدوده $P_{Bat,min}$ تا $P_{Bat,max}$ باشد. مقدار شارژ حداکثر باتری، مقدار ظرفیت اسمی باتری است و حداقل مقدار شارژ باتری توسط حداکثر عمق تخلیه (DOD) مشخص می شود [19]:

$$P_{Bat,min} = (1 - DOD)P_{Bat,max} \quad (29)$$

الگوریتم NSGA-II

مسائل بهینه سازی از نظر تعداد توابع هدف و معیارهای بهینه سازی، به ۲ نوع تقسیم پذیر هستند: مسائل بهینه سازی تک هدفه و مسائل بهینه سازی چند هدفه. در مسائل بهینه سازی تک هدفه، هدف از حل مسئله بهبود یک شاخص عملکرد یگانه است که مقدار کمینه یا بیشینه آن، کیفیت پاسخ به دست آمده را به طور کامل منعکس می کند. اما در برخی موارد نمی توان صرفاً با اتکا به یک شاخص، یک پاسخ فرضی برای مسئله بهینه سازی را امتیازدهی کرد. در این نوع مسائل، ناگزیریم که چندین تابع هدف یا شاخص عملکرد را تعریف و هم زمان، مقدار همه آن ها را بهینه کنیم.

الگوریتم فراابتکاری NSGA-II یکی از پرکاربردترین و قدرتمندترین الگوریتم های موجود برای حل مسائل بهینه سازی چند هدفه است و کارایی آن در حل مسائل مختلف به اثبات رسیده است. دب و همکارانش در سال ۱۹۹۵ روش بهینه سازی NSGA را برای حل مسائل بهینه سازی چند هدفه معرفی کردند [20]. در این مطالعه، از نسخه توسعه داده شده این الگوریتم توسط نویسندگان که در نرم افزار MATLAB نوشته شده، استفاده شده است.



شکل ۲ تغییرات سرعت باد، تشعشع خورشید و دمای محیط در طول یک سال [۲۲]

جدول ۳ میانگین سالیانه داده‌های محیطی [۲۲]

دمای محیط (°C)	تشعشع خورشید (kW/m ²)	سرعت باد (m/s)
۱۷/۰۹	۰/۲۱۹	۲/۷۶۸

برای بهینه‌سازی هزینه سالیانه و نسبت سوخت از الگوریتم چندهدفه NSGA-II با تعداد تکرار ۱۰۰ استفاده شده است. نتایج جبهه پرتو بهینه برای محرک‌های مختلف در شکل (۳) نشان داده شده است. بهترین نتیجه برای موردی است که هزینه سالیانه کمتر و نسبت سوخت بالاتری داشته باشد. باتوجه به نمودارهای شکل (۳) با افزایش نسبت سوخت، هزینه سالیانه افزایش می‌یابد. افزایش نسبت سوخت به این معناست که سیستم مدنظر به سمت تولید بدون استفاده از محرک پیش می‌رود. از طرفی سیستم بایستی با افزایش تعداد پنل خورشیدی، توربین بادی و باتری توان مورد نیاز خود را تأمین کند که باعث افزایش هزینه می‌شود و با نزدیک شدن به مقدار نسبت سوخت یک، هزینه سالیانه با سرعت بیشتری افزایش می‌یابد. این

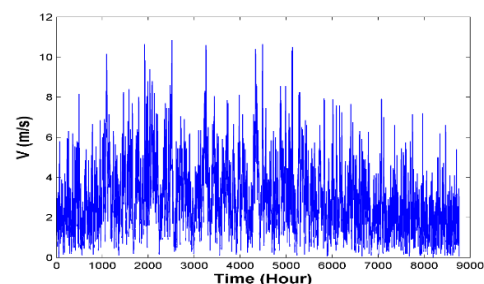
نتایج و بحث

در این تحقیق، هزینه کلی سالیانه و نسبت سوخت به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده‌اند. تعداد پنل‌های خورشیدی، تعداد توربین بادی، تعداد باتری، ظرفیت موتور دیزل، ظرفیت موتور گازسوز و ظرفیت توربین گازی به عنوان پارامترهای طراحی و محدوده تغییرات آن‌ها در جدول (۲) لیست شده است. مقادیر پایین تمامی متغیرها، حداقل مقدار ممکن در نظر گرفته شده است که برای اکثر متغیرها صفر لحاظ شده است. همچنین باتوجه به مقدار بار مورد نیاز نشان داده شده در شکل (۱)، حد بالای متغیرها نیز تعیین می‌شود. به عنوان مثال، باتوجه به اینکه بیشینه بار مورد نیاز کمتر از 900kW است، حداکثر بار محرک 1000kW در نظر گرفته شده است.

دمای ساعتی محیط، سرعت باد و تشعشع خورشید در طول یک سال در شکل (۲) نشان داده شده که از مرکز هواشناسی جمع‌آوری شده است. همچنین میانگین سالانه داده‌های محیطی شامل سرعت باد، تشعشع خورشید و دمای محیط برای شهر کرمان در جدول (۳) آمده است [21].

جدول ۲ متغیرهای طراحی و محدوده تغییرات آن‌ها

محدوده بالا	محدوده پایین	
۸۰۰۰	۰	تعداد پنل خورشیدی (-)
۵۰۰	۰	تعداد توربین بادی (-)
۱۰۰۰	۵۰	ظرفیت اسمی محرک‌ها (kW)
۲۰۰۰	۰	تعداد باتری (-)



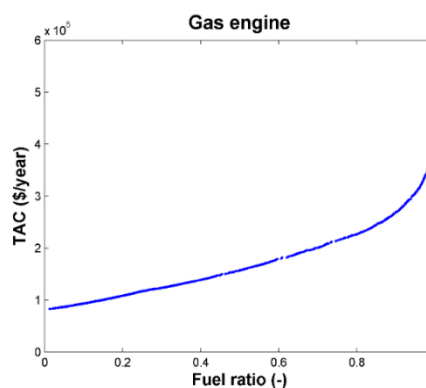
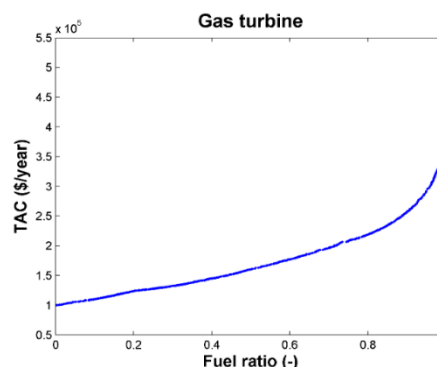
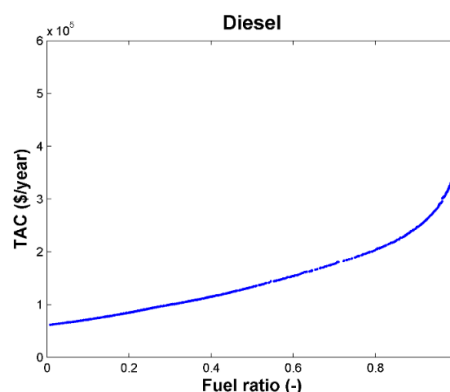
دیزل	توربین گازی	موتور گازسوز	
۰/۷۳۵	۰/۷۷۷	۰/۷۰۸	نسبت سوخت (-)
۱۸۵۴۵۶/۵	۲۱۲۹۱/۹	۲۰۲۴۵۷/۸	هزینه سالیانه ((\$/year)
۱۲۶۶	۱۳۹۰	۱۱۲۹	تعداد پنل خورشیدی (-)
۱۹	۲۴	۳۱	تعداد توربین بادی (-)
۱۶۳	۱۶۴	۱۶۴	ظرفیت نامی (kW)
۸۲۲	۹۱۰	۸۱۴	تعداد باتری (-)

همان طور که از جدول (۴) مشخص است، موتور دیزل در مقایسه با موتور گازسوز و توربین گازی با هزینه سالیانه ۱۸۵۴۵۶/۵، کمترین مقدار هزینه سالیانه را داراست. برای مقایسه بهتر، جبهه های پرتو مختلف در شکل (۳) در شکل (۴) به صورت هم زمان نشان داده شده است. نتایج بهینه سازی نشان می دهد که سیستم هیبریدی با محرک دیزل در مقایسه با ۲ سیستم دیگر در محدوده وسیعی از جبهه پرتو (حدود ۹۹/۷۴ درصد)، دارای بیشترین نسبت سوخت و کمترین هزینه است. تعداد بهینه پنل خورشیدی، توربین بادی و باتری برای سیستم هیبریدی با محرک دیزل به ترتیب ۱۲۶۶، ۱۹ و ۸۲۲ است و همچنین ظرفیت نامی بهینه محرک دیزل ۱۶۳ کیلووات است.

همان طور که از شکل (۴) پیداست، سیستم با محرک موتور دیزل در مقایسه با سیستم با محرک موتور گازسوز و توربین گازی دارای کمترین مقدار هزینه سالیانه و بیشترین مقدار نسبت سوخت است. برای نسبت سوخت کمتر از ۰/۵۷۵۹، سیستم با محرک موتور گازسوز غالب بر سیستم با محرک توربین گازی است.

درحالی است که تغییرات نسبت سوخت بسیار ناچیز است.

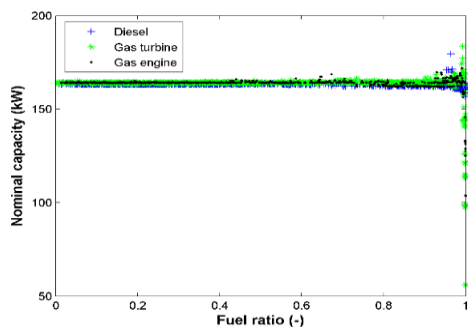
نتایج بهینه نسبت سوخت و هزینه سالیانه و مقادیر مربوط به پارامترهای طراحی برای نقطه بهینه نهایی در جدول (۴) آورده شده است.



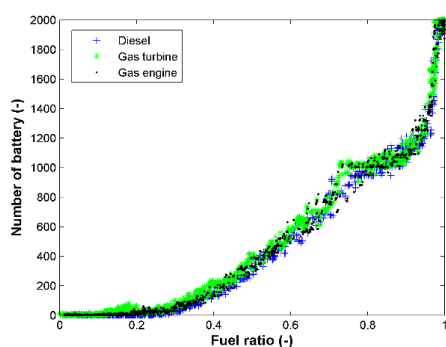
شکل ۳ جبهه پرتو بهینه برای محرک های مختلف

جدول ۴ مقادیر بهینه پارامترهای طراحی با توابع هدف برای نقطه بهینه نهایی برای محرک های مختلف

به این معنی که نسبت سوخت بیشتر و هزینه سالیانه کمتر را داراست، اما برای مقادیر بیشتر از این نسبت سوخت حالت عکس اتفاق افتاده است.

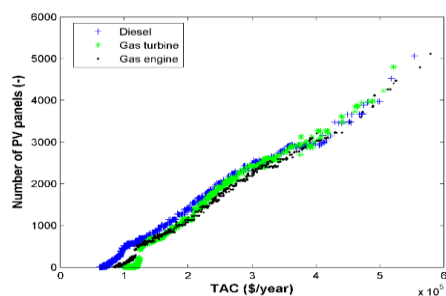


(د)

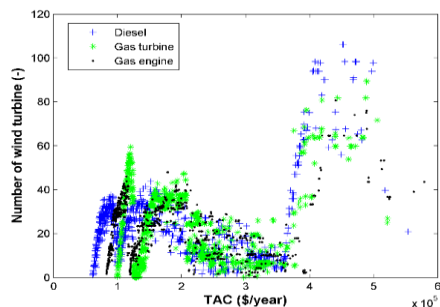


شکل ۵ توزیع پارامترهای طراحی باتوجه به جبهه پرتو برای نسبت سوخت. (الف) تعداد پنل خورشیدی (ب) تعداد توربین بادی (ج) ظرفیت اسمی (د) تعداد باتری

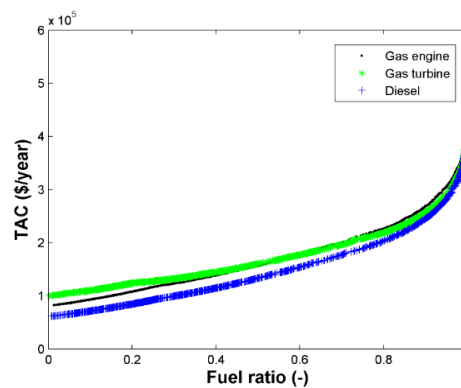
(الف)



(ب)

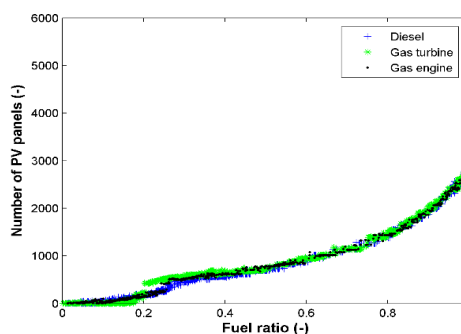


(ج)

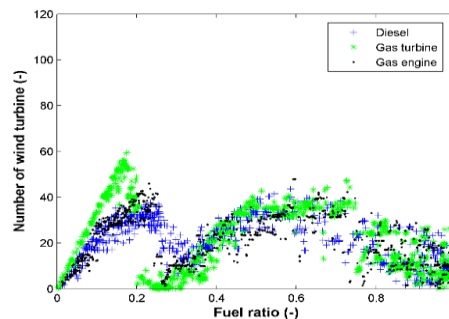


شکل ۴ جبهه پرتو بهینه برای محرک‌های مختلف در یک نمودار

(الف)

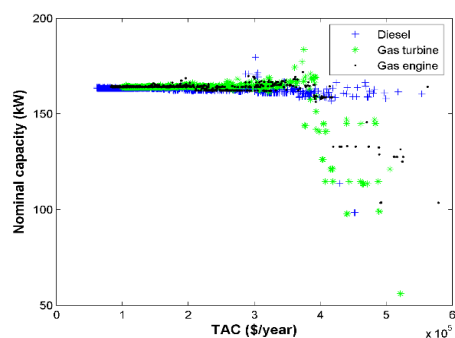


(ب)

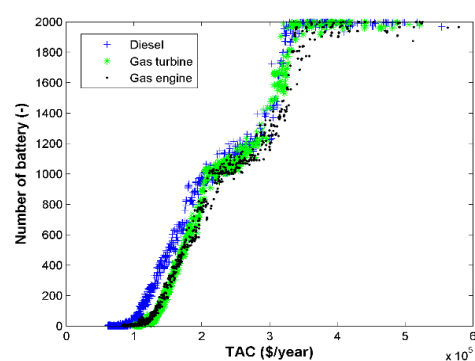


(ج)

توربین بادی برای موتور دیزل ۲۸، موتور گازسوز ۶۴ و توربین گازی ۶۳ است. باتوجه به شکل (۵-ج) با افزایش نسبت سوخت، ظرفیت نامی محرک ها کاهش می یابد. افزایش نسبت سوخت همراه با تولید توان با استفاده از انرژی های تجدیدپذیر است که منجر به کاهش استفاده از محرک ها می شود؛ پس ظرفیت محرک ها کاهش می یابد. علی رغم انتظار مقدار ظرفیت نامی محرک صفر برای نسبت سوخت یک، باید شرایط خاصی را که تشعشع خورشید یا انرژی بادی وجود نداشته باشد، در نظر گرفت و مقدار ظرفیت مینمی را برای محرک ها در این شرایط فرض کرد تا کمبود توان را تأمین کند. همان طور که در شکل (۶-ج) قابل مشاهده است، برای محرک توربین گازی در ظرفیت های نامی بزرگ تر از ۵۶/۰۳ کیلووات و برای محرک موتور گازسوز در ظرفیت های نامی بزرگ تر از ۱۰۳/۷ کیلووات، با افزایش ظرفیت اسمی هزینه سالیانه کاهش می یابد و در نهایت در محدوده وسیعی از مقادیر هزینه سالیانه، ظرفیت نامی تمامی محرک ها در محدوده (۱۶۴-۱۶۳) کیلووات ثابت می ماند. باتوجه به شکل (۶-د) با افزایش تعداد باتری در بیشتر نقاط، موتور دیزل در مقایسه با سایر محرک ها هزینه سالیانه کمتری دارد. باتوجه به شکل (۵-د) با افزایش تعداد باتری، نسبت سوخت افزایش می یابد. با افزایش تعداد باتری، امکان ذخیره شدن توان اضافی تولیدی توسط پنل های خورشیدی و توربین های بادی افزایش می یابد در نتیجه سیستم به سمت تولید توان بدون استفاده از محرک ها پیش می رود و این به این معناست که نسبت سوخت افزایش می یابد. باتوجه به شکل (۶-د) تعداد باتری برای رسیدن به نسبت سوخت یک، برای محرک های مختلف به بیش از ۲۰۰۰ می رسد. تغییرات ساعتی توان تولیدی با پنل خورشیدی، توربین بادی، دیزل (توربین گازی، موتور گازسوز)، توان مورد نیاز و شارژ و تخلیه باتری در نقطه بهینه نهایی، در طول یک هفته برای ماه جولای به عنوان نمونه در شکل (۷) نشان داده شده است.



(د)



شکل ۶ توزیع پارامترهای طراحی باتوجه به جبهه پرتو برای هزینه کلی سالیانه. (الف) تعداد پنل خورشیدی (ب) تعداد توربین بادی (ج) ظرفیت اسمی (د) تعداد باتری

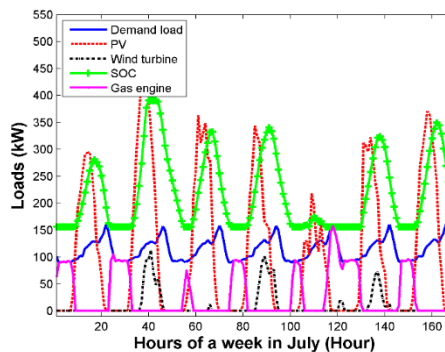
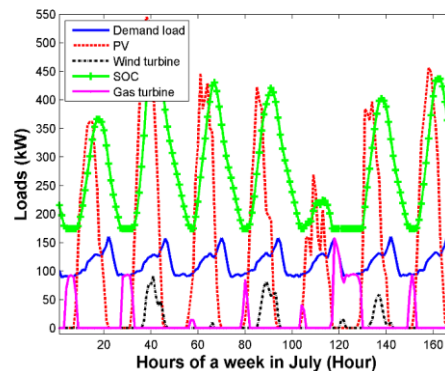
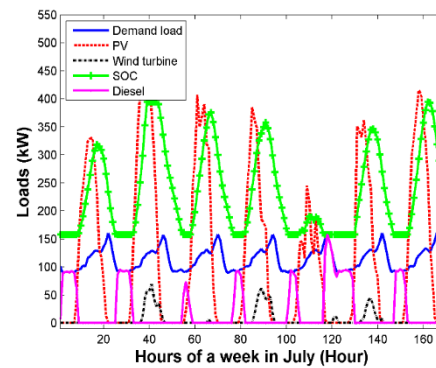
باتوجه به شکل های (۵-الف) و (۶-الف) با افزایش تعداد پنل خورشیدی برای همه محرک ها، نسبت سوخت و هزینه سالیانه افزایش می یابد. با افزایش تعداد پنل خورشیدی، توان خروجی پنل های خورشیدی افزایش می یابد، در نتیجه باتری در حالت شارژ قرار می گیرد و کمبود توان را تأمین می کند. به این ترتیب سوخت کمتری به وسیله هر محرک مصرف می شود و نهایتاً منجر به افزایش نسبت سوخت می شود. این در حالی اتفاق می افتد که با افزایش تعداد پنل خورشیدی با افزایش هزینه مواجه می شویم. تعداد پنل خورشیدی که نیاز است تا به نسبت سوخت یک رسید، برای موتور دیزل ۲۸۹۶، موتور گازسوز ۳۰۹۶ و توربین گازی ۳۰۱۳ است. به همین شکل برای نسبت سوخت یک، تعداد

بیشتری نیاز است تا بار اضافی را ذخیره کند و باتوجه به بیشتر بودن توان خورشیدی برای این محرک، تعداد پنل خورشیدی بیشتری نیاز است و در نتیجه هزینه کلی برای این محرک بیشتر از سایر محرک‌هاست.

جمع‌بندی

در این مقاله سیستم هیبریدی خورشیدی-بادی-باتری با محرک‌های مختلف شامل موتور دیزل، موتور گازسوز و توربین گازی با الگوریتم چندهدفه NSGA-II بهینه‌سازی شد تا محرک مناسب برای سیستم هیبریدی با بیشترین بازده انتخاب شود. نسبت سوخت و هزینه سالیانه به‌عنوان توابع هدف و تعداد پنل خورشیدی، تعداد توربین بادی، تعداد باتری، ظرفیت اسمی هر محرک به‌عنوان پارامترهای طراحی در نظر گرفته شده‌اند که نتایج به‌صورت زیر جمع‌بندی می‌شود:

- سیستم هیبریدی با محرک دیزل در مقایسه با سیستم دیگر در محدوده وسیعی از جبهه پرتو (حدود ۹۹/۷۴ درصد)، دارای بیشترین نسبت سوخت و کمترین هزینه است.
- تعداد بهینه پنل خورشیدی، توربین بادی و باتری برای سیستم هیبریدی با محرک دیزل به‌ترتیب ۱۲۶۶، ۱۹ و ۸۲۲ است و همچنین ظرفیت نامی بهینه محرک دیزل ۱۶۳ کیلووات است.
- برای نسبت سوخت کمتر از ۰/۵۷۵۹، سیستم با محرک موتور گازسوز نسبت به سیستم با محرک توربین گازی، دارای نسبت سوخت بیشتر و هزینه کمتر است، اما برای مقادیر بیشتر از این نسبت سوخت حالت عکس اتفاق افتاده است.
- به‌علت بیشتر بودن تعداد باتری و پنل خورشیدی برای محرک توربین گازی، هزینه کلی سالیانه برای این محرک از سایر محرک‌ها بیشتر است.
- ظرفیت اسمی همه محرک‌ها در محدوده ۱۶۴-۱۶۳ کیلووات انتخاب شد.



شکل ۷ تغییرات ساعتی بار مورد نیاز، توان پنل خورشیدی، توان توربین بادی، توان باتری و محرک مورد نظر در طول یک هفته در ماه جولای برای نقطه بهینه نهایی

باتوجه به شکل (۷) برای همه محرک‌ها به‌علت فاصله زیاد بین حداکثر توان تولیدی پنل خورشیدی و زمان پیک بار مورد نیاز، الکتریسیته اضافی برای ساعت‌ها ذخیره می‌شود اما برای محرک توربین گازی، توان تولیدی پنل خورشیدی و به همین نسبت سطح شارژ باتری بیشتر از سایر محرک‌هاست و زمان کمتری صرف تخلیه شارژ باتری می‌شود؛ پس تعداد باتری

V_f	سرعت خروجی باد (m/s)	واژه نامه	
V_r	سرعت نسبی باد (m/s)	Fuel ratio	نسبت سوخت
V	سرعت باد (m/s)	Total annual cost	هزینه سالیانه
TAC	هزینه کلی سالیانه (\$/year)	Photovoltaic panel	پنل فتوولتائیک
y	عمر دستگاه (year)	Optimization	بهینه سازی
P	توان (kW)	Objective function	تابع هدف
P_{er}	توان الکتریکی نسبی (kW)	Pareto front	جبهه پرتو
	علائم یونانی	Design parameters	پارامترهای طراحی
σ	نرخ شارژ ساعتی خودکار		
η	بازده (-)	فهرست علائم و اختصارات	
β	زاویه سطح پنل (degree)	a	ضریب هزینه سالیانه x (-)
ρ_g	انعکاس از محیط (-)	C_{in}	هزینه سرمایه گذاری (\$)
τ_{DE}	ساعات عملکرد محرک (hour)	C_m	هزینه نگهداری سالیانه (\$/year)
φ_f	قیمت سوخت (\$/kg)	FR	نسبت سوخت (-)
Ψ_{CO_2}	هزینه انتشار گاز ($\$/kgCO_2$)	I_b	پرتو مستقیم (kW/m^2)
	زیرنویس ها	I_d	پرتو پراکنده (kW/m^2)
amb	محیط	I_h	مجموع پرتو مستقیم و پرتو پراکنده (kW/m^2)
Bat	باتری	I_{sc}	جریان اتصال کوتاه (A)
dmn	بار مورد تقلضا	f_{Voc_T}	تصحیح دمای ولتاژ
Inv	اینورتر	f_{Isc_T}	تصحیح دمای جریان
Max	حداکثر	i	نرخ تورم (-)
m	نگهداری	$M_{f,Hyb}$	مصرف سوخت سالیانه در سیستم هیبریدی (kg/hour)
PV	پنل خورشیدی	$M_{f,Trad}$	مصرف سوخت سالیانه در سیستم سنتی (kg/hour)
WT	توربین بادی	V_c	سرعت ورودی باد (m/s)

مراجع

1. Hu, Y., Morales, J. M., Pineda, S., Sánchez, M. J., and Solana, P., "Dynamic multi-stage dispatch of isolated wind-diesel power systems", *Energy Conversion and Management*, Vol.: 103, pp.605-615, (2015)
2. Basbous, T., Younes, R., Ilinca, A., and Perron, J. "Optimal management of compressed air energy

- storage in a hybrid wind-pneumatic-diesel system for remote area' s power generation", *Energy*, Vol. 84, pp. 267-278, (2015)
3. Diab, F., Lan, H., Zhang, L., and Ali, S., "An environmentally friendly factory in Egypt based on hybrid photovoltaic/wind/diesel/battery system", *Journal of Cleaner Production*, Vol. 112, pp. 3884-3894, (2016).
 4. Bilal, B. O., Sambou, V., Ndiaye, P. A., Kébé, C. M. F., and Ndong, M., "Study of the Influence of Load Profile Variation on the Optimal Sizing of a Standalone Hybrid PV/Wind/Battery/Diesel System", *Energy Procedia*, Vol 36, pp.1265-1275, (2013).
 5. Bilal, B. O., Sambou, V., Ndiaye, P. A., Kébé, C. M. F., and Ndong, M., "Methodology to Size an Optimal Stand Alone PV/wind/diesel/battery System Minimizing the Levelized cost of Energy and the CO2 Emissions", *Energy Procedia*, Vol. 14, pp.1636-1647, (2012).
 6. Howlader, A. M., Izumi, Y., Uehara, A., Urasaki, N., Senjyu, T., Yona, A., and Saber, A. Y. "A minimal order observer based frequency control strategy for an integrated wind-battery-diesel power system", *Energy*, Vol. 46, pp. 168-178, (2012).
 7. Merei, G., Berger, C., and Sauer, D. U. "Optimization of an off-grid hybrid PV–Wind–Diesel system with different battery technologies using genetic algorithm". *Solar Energy*, Vol. 97, pp. 460-473, (2013).
 8. Kellogg, W. D., Nehrir, M. H., Venkataramanan, G., and Gerez, V. "Generation unit sizing and cost analysis for stand-alone wind, photovoltaic, and hybrid wind/PV systems", *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Vol. 13, pp. 70-75, (1998).
 9. Gan, L. K., Shek, J. K., and Mueller, M. A. Optimization sizing of hybrid wind-diesel systems using linear programming technique, *Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2014), 7th IET International Conference on*, pp. 1-6, (2014)
 10. Kaldellis, J. K., Kondili, E., and Filios, A., "Sizing a hybrid wind-diesel stand-alone system on the basis of minimum long-term electricity production cost", *Applied Energy*, Vol. 83, pp. 1384-1403, (2006).
 11. Saha, T. K., and Kastha, D. "Design optimization and dynamic performance analysis of a stand-alone hybrid wind-diesel electrical power generation system", *IEEE Trans Energy Convers*. Vol. 25, pp. 1209-1217, (2010)
 12. Maleki, A., and Askarzadeh, A. Optimal sizing of a PV/wind/diesel system with battery storage for electrification to an off-grid remote region: A case study of Rafsanjan, Iran, "*Sustainable Energy Technologies and Assessments*", Vol. 7, pp. 147-153, (2014).
 13. Smith, C., Burrows, J., Scheier, E., Young, A., Smith, J., Young, T., and Gheewala, S. H. Gheewala, "Comparative Life Cycle Assessment of a Thai Island' s diesel/PV/wind hybrid microgrid", *Renewable Energy*, Vol. 80, pp. 85-100, (2015).
 14. Ma, X., Wang, Y., and Qin, J., "Generic model of a community-based microgrid integrating wind turbines, photovoltaics and CHP generations", *Applied Energy*, Vol. 112, pp. 1475- 1482, (2013).
 15. Sarrias-Mena, R., Fernández-Ramírez, L. M., García-Vázquez, C. A., and Jurado, F. Andrés García-Vázquez, F. Jurado., "Fuzzy logic based power management strategy of a multi-MW doubly-fed induction generator wind turbine with battery and ultracapacitor, *Energy*, Vol. 70, pp. 561-576, (2014).

16. Tsuanyo, D., Azoumah, Y., Aussel, D., and Neveu. P., "Modeling and optimization of batteryless hybrid PV (photovoltaic)/Diesel systems for off-grid applications", *Energy*, Vol. 86, pp. 152-163, (2015).
17. Sanaye, S., and Hajabdollahi, H., "4E analysis and multi-objective optimization of CCHP using MOPSOA, proceedings of the Institution of Mechanical Engineers", *P I Mech. Eng. E-J Pro.*, Vol. 228, No.1, pp. 43-60. (2013).
18. Rabbani, M., Dincer, I., and Naterer, G. F., "Thermodynamic assessment of a wind turbine based combined cycle", *Energy*, Vol. 44, pp. 321-328, (2012).
19. Maleki, A., and Pourfayaz, F., "Optimal sizing of autonomous hybrid photovoltaic/wind/battery power system with LPSP technology by using evolutionary algorithms", *Solar Energy*, Vol. 115, pp. 471-483, (2015).
20. Deb, K., Pratap, A., Agarwal, S., and Meyarivan, T. A. M. T. "A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II", *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, Vol. 6, pp. 182 - 197, (2002).
21. Hajabdollahi, H., Ganjehkaviri, A., and Jaafar, M. N. M. "Thermo-economic optimization of RSORC (regenerative solar organic Rankine cycle) considering hourly analysis". *Energy*, Vol. 87, pp. 369-380, (2015).

۲۲. اداره ی هواشناسی استان کرمان، واحد تحقیقات و توسعه، کرمان.

Optimization of Hybrid Solar/Wind/Battery System with Different Prime Movers (Diesel Engine, Gas Engine, Gas Turbine)

Azadeh Ahmadi¹, Hassan Hajabdollahi²
 Mohammad Shafiey Dehaj³

1. Introduction

Energy is the biggest challenge human beings are facing today. The energy used daily comes from burning fossil fuels. In fact, 81% of the world's energy consumption comes from fossil fuels such as oil, coal, and gas, which produce large volumes of CO₂. In the traditional method, diesel generators were used alone in the power grid, which became economically obsolete due to rising oil prices. Recent advances in renewable energy technology have made it possible to use natural resources such as wind and solar. Combining renewable energy sources with diesel and energy storage systems are called hybrid renewable energy systems.

In this study, the solar-wind-battery hybrid system is modeled and then optimized with various primary actuators. For this purpose, three different actuators including diesel engine, gas engine, and gas turbine were used and the results for each of these actuators were examined separately. The number of solar panels, wind turbines and batteries, and the rated capacity of the main actuators are considered as design variables. Two optimization functions, cost and fuel ratio, were used. Fuel ratio is defined as a new objective function that shows the deviation of fuel consumption in this proposed system compared to a completely renewable system. It should be noted that to achieve an acceptable accuracy, all evaluations are performed hourly.

2. Modeling

In this study, the drives studied include diesel engine, gas engine and gas turbine, each of which was modeled separately. The number of solar panels, wind turbines, and batteries and the nominal capacity of diesel engine, gas engine, and gas turbine were considered as design variables. In the studied hybrid systems at any time, the amount of battery charge should be considered the total annual cost of the studied hybrid system such as equipment costs (including wind turbine, solar

panel, battery, inverter, diesel engine, gas engine and gas turbine) and maintenance costs. The cost of stimulant fuel and the environmental cost are related to the pollutants produced by the stimuli.

Table 1. Input constraints and parameters for optimization

Parameter	value
Low turbine cutting speed (m / s)	2.5
High turbine cutting speed (m / s)	13
Rated turbine speed (m / s)	11
Hourly automatic discharge rate (-)	0.0002
Drainage depth (-)	0.8
Cost of pollutants (\$ / kg)	0.2086
Nominal capacity of solar panel (kW)	0.24
Nominal capacity of wind turbine (kW)	10
Solar panel unit price (\$)	614
Wind turbine unit price (\$)	3200
Battery charge efficiency (-)	0.85
Battery discharge efficiency (-)	1
Inverter efficiency (-)	0.95

The total annual cost of the system was considered as one of the objective functions. Obviously, cost is always one of the most important characteristics of optimization in different energy systems. Since the cost of renewable systems is usually high, after optimization, the optimization algorithm will probably consider the number of solar panels, wind turbines and even batteries to be zero and all the required load will be supplied by the actuator. Therefore, in order to generalize the results, the amount of fuel consumed should also be considered. Hence, the fuel ratio is considered as the second objective function. In this study, the developed version of the genetic algorithm has been used by the authors written in MATLAB software. Solar-wind-battery hybrid system with diesel engine or gas engine or gas turbine for Kerman, was modeled and optimized. Input constraints and parameters are listed in Table 1.

3. Results

The NSGA-II multi-objective algorithm with 100 iterations was used to optimize the annual cost and fuel ratio. The best result is for a case with a lower annual cost and a higher fuel ratio. The results showed that with increasing fuel ratio, the annual

¹ MSc. Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Iran.

² Associated Professor, Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Iran.

³ Corresponding Author, Associated Professor, Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Iran. Email: m.shafiey@vru.ac.ir

cost increases. Increasing the fuel ratio means that the system is moving towards power generation without the use of actuators. On the other hand, the system must provide the required power by increasing the number of solar panels, wind turbines and batteries, which increases costs. The annual cost increases more rapidly, while the changes in the fuel ratio are very small. Optimal values of design parameters with objective functions for the optimal end point for different actuators are presented in table (2).

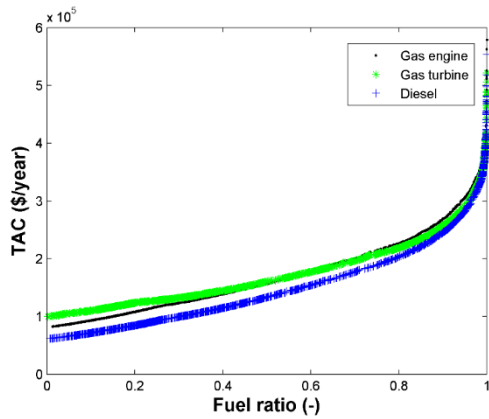


Figure 1. Optimal pareto front for different stimuli in a diagram

As shown in Figure 1, the diesel engine drive system has the lowest annual cost and the highest fuel ratio compared to the gas engine and gas turbine drive system. For fuel ratios less than 0.5759, the system with gas engine drive is dominant over the system with gas turbine drive, which means that it has a higher fuel ratio and lower annual cost, but for values higher than this, fuel ratio is the reverse mode.

Table 2. Optimal values of design parameters with objective functions for the optimal end point for different actuators

parameter	Gas Engine	Gas Turbine	Diesel
Fuel ratio (-)	0.708	0.777	0.735
Annual fee (\$ / year)	202457.8	212910.9	185456.5
Number of solar panels (-)	1129	1390	1266
Number of wind turbines (-)	31	24	19
Rated capacity (kW)	164	164	163
Number of batteries (-)	814	910	822

4. Conclusion

In this paper, the solar-wind-battery hybrid system with various actuators including diesel engine, gas engine and gas turbine was optimized by NSGA-II multi-objective algorithm. It was done to select the appropriate actuator for the most efficient hybrid system. Fuel ratio and annual cost as target functions and number of solar panels, number of wind turbines, number of batteries, and nominal capacity of each actuator were considered as design parameters, the results of which are summarized as follows. A) Diesel-driven hybrid system has the highest fuel ratio and lowest cost compared to the other two systems in a wide range of beam fronts (about 99.74%); B) The optimal number of solar panels, wind turbines, and batteries for the hybrid system with diesel actuator is 1266, 19 and 822, respectively, and also the optimal nominal capacity of the diesel actuator is 163 kW; C) For fuel ratio less than 0.5759, the system with gas engine propulsion has a higher fuel ratio and lower cost than the system with gas turbine propulsion, but for values greater than this fuel ratio, the opposite situation occurred; D) Due to the large number of batteries and solar panels for the gas turbine actuator, the total annual cost for this actuator is higher than other actuators; E) The nominal capacity of all actuators in the range of 164-163 kW was selected.

شبیه‌سازی جریان گرما-شاره در مبدل گرمایی با صفحه میانی الاستیک در شرایط کاری مختلف*

مقاله پژوهشی

توحید ادیبی^(۲)

سید اسماعیل رضوی^(۱)

چکیده در این مقاله یک مبدل گرمایی صفحه‌ای با جریان ناهمسو در شرایط کاری مختلف بررسی شده است. محالته مختلف در جریان‌های لایه‌ای و آشغته با صفحه میانی صلب و الاستیک در اعداد رینولدز مختلف مطالعه شده و تأثیر الاستیک‌کردن صفحه جداکننده روی انتقال گرما و کارایی مبدل بررسی شده است. پروفیل سرعت سینوسی در ورودی کانال سرد به کار رفته است. نتایج این پژوهش نشان داد که الاستیک‌کردن صفحه میانی در هر ۲ جریان لایه‌ای و آشغته باعث بهبود انتقال گرما در مبدل گرمایی می‌شود. همچنین نتایج نشان داد که ضریب اصطکاک متوسط در مبدل گرمایی با صفحه میانی الاستیک از ضریب اصطکاک متوسط نسبت به مبدل گرمایی با صفحه میانی صلب بیشتر است. با تعریف کارایی و در نظر گرفتن هر ۲ عامل افزایش انتقال گرما و افزایش افت فشار، حالت‌هایی که کارایی کل مبدل گرمایی با صفحه الاستیک بیشتر از یک بود، تعیین شد. نتایج نشان داد که در اکثر مواقع این کارایی برای مبدل گرمایی با صفحه الاستیک بیشتر از یک است. نتایج نشان داد که حداکثر کارایی ۵/۲ است که در عدد رینولدز ۳۰۰۰ مشاهده شد و حداقل کارایی ۰/۹ است که در عدد رینولدز ۲۰۰ اتفاق می‌افتد.

واژه‌های کلیدی مبدل گرما، صفحه الاستیک، عدد نوسلت، سرعت سینوسی، عدد رینولدز

مقدمه

انتقال حرارت در این مبدل حرارتی جدید بررسی شد. کومار و همکاران [6] تغییرات در مبدل گرمایی ایجاد کردند که باعث بهبود عملکرد آن شد. پارامترهای هندسی مثل طول و عرض و قطر لوله‌ها بررسی شده است. صادقی و همکارانش [7] یک مبدل گرمایی را مطالعه کردند. در این مطالعه، اثر شارژ و تخلیه چندلایه مواد تغییر فاز در استوانه‌های هم‌مرکز با شرایط مرزی دوره‌ای به صورت عددی بررسی شده است تا تأثیر آن‌ها روی مبدل گرمایی بررسی شود. رضوی و همکارانش [8] در یک مطالعه از یک مفتول کنترل‌گر در بالادست جریان استفاده کردند تا نرخ انتقال گرما را افزایش دهند. در این کار عددی جریان اصلی بعد از عبور از روی مفتول از روی یک استوانه داخل یک کانال عبور می‌کرد. کاظمی [9] و همکارانش یک مطالعه روی انتقال گرما در یک برج خنک‌کن انجام دادند. در این مطالعه از روش لویس استفاده کردند. نظری و همکارانش [10] هم‌رفت

فرایند تبادل گرما بین ۲ سیال با دماهای متفاوت که توسط دیواره جامدی از هم جدا شده‌اند، در بسیاری از کاربردهای مهندسی روی می‌دهد. موارد کاربرد مبدل‌های گرمایی را در سیستم‌های گرمایش ساختمان‌ها، تهویه مطبوع، تولید قدرت، بازیابی گرمای هدر رفته و فرایندهای شیمیایی می‌توان یافت. افزایش آهنگ انتقال گرما در مبدل‌های گرمایی اهمیت زیادی دارد. پژوهش‌های زیاد روی مبدل‌های گرمایی انجام گرفته است. موضوع انتقال گرما از موضوعات مهم است که عموماً به دلیل اینکه معادلات حاکم بر جریان انتقال گرما حل تحلیلی ندارند و روش‌های آزمایشگاهی هم هزینه‌های زیادی دارد، تحقیقات زیادی به صورت عددی انجام گرفته است [4-1]. جی و همکارانش [5] نوع جدیدی از مبدل حرارتی با لوله پیمایشی الاستیک پیشنهاد دادند. تأثیر سرعت ورودی مایع در عملکردهای

* تاریخ دریافت مقاله ۱۳۹۸/۱۲/۱۲ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۳/۳۰ می‌باشد.

(۱) استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران.

(۲) نویسنده مسئول: استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بناب، بناب، ایران

آزاد را در یک حفره بررسی کردند. روش‌های مختلفی برای افزایش نرخ انتقال گرما در این حفره استفاده شد. خان و یوانوویچ [11] به مطالعه تحلیلی جریان همرفت اجباری لایه‌ای در یک میکروکانال دوبعدی مستطیلی با شرایط پایا از نظر گرمایی و هیدرودینامیکی پرداختند. هوا سیال خنک‌کننده بود و انتقال گرما در راستای طول کانال نادیده گرفته شد و فرض شد که گرادیان فشار در جهت محوری به صورت خطی تغییر می‌کند. همچنین دریافتند که افت فشار با کاهش عدد نادسن و افزایش نسبت ابعاد کانال کاهش می‌یابد. نشان داده شد که میانگین ضریب انتقال گرمای مبدل گرمایی با افزایش نسبت آهنگ جریان حجمی افزایش می‌یابد. الینمر و همکاران [12] رفتارهای گرمایی و هیدرودینامیکی جریان در یک میکرومبدل گرمایی با صفحات موازی را عددی بررسی کردند. تأثیر پارامترهای مختلفی از جمله عدد نادسن، ظرفیت گرمایی، ضریب اثربخشی و تعداد واحدهای انتقال مبدل را بررسی کردند. نتایج نشان داد در مقادیر پایین عدد نادسن، تعداد واحدهای انتقال مبدل با افزایش ظرفیت گرمایی افزایش می‌یابد.

حسن و همکاران [13] تأثیر هندسه کانال در عملکرد یک مبدل گرمایی جریان ناهمسو را مطالعه کردند. تأثیر شکل کانال مانند دایروی، مستطیلی، مربعی و دوزنقه‌ای با شبیه‌سازی عددی مطالعه شد. کاهش حجم هر کانال یا افزایش تعداد کانال‌ها باعث افزایش انتقال گرما شد، اما انرژی مورد نیاز و همچنین افت فشار افزایش یافت. کانال با شکل دایروی از لحاظ عملکرد بهترین نتیجه را داراست. ورا و لینان [14] مبدل‌های گرمایی با جریان ناهمسو و با صفحات موازی را نظری و عددی بررسی کردند. مدل دوبعدی برای بررسی تحلیلی و تقریب جریان کاملاً توسعه‌یافته ناهمسو در یک مبدل گرمایی صفحه‌ای طراحی و با روش اختلاف محدود حل شد. در میان روش‌های غیرفعال برای افزایش اثربخشی مبدل گرمایی، روش‌های بر پایه تغییر شکل دیواره مجرا از استقبال گسترده‌ای برخوردار بوده و مطالعات عددی و تجربی برای تحلیل جریان سیال در

کانال‌هایی با دیواره موجی شکل انجام شده است. اسماعیل و همکاران [15] مروری جامع بر مطالعات انجام‌شده در این زمینه داشته‌اند. بر اساس این پژوهش‌ها شکل موجی دیواره سبب تقویت جریان‌های عرضی در مجرا شده و به انتقال گرما کمک می‌کند. همچنین افت فشار در کانال‌های موج‌دار نسبت به کانال‌های با دیواره صاف بیشتر بوده است و این امکان وجود دارد که آهنگ انتقال گرما در محل‌های خاصی به طور موضعی کاهش یابد. با بهینه‌سازی شکل دیواره می‌توان نرخ انتقال گرما را افزایش داد و افت فشار را در حد قابل‌قبولی نگه داشت. ژان و همکاران [16] در یک مطالعه تجربی اثر پارامترهای مختلف هندسی را روی عملکرد مبدل گرمایی ناهمسو بررسی کردند. به طور کلی مبدل‌های گرمایی با جریان ناهمسو نتیجه بهتری در خنک‌کاری نسبت به جریان متقاطع ارائه می‌دهد، اگرچه بازده انرژی جریان ناهمسو اغلب کمتر از جریان متقاطع است. شکل مقطع مبدل گرمایی همچنین دارای اثر قابل توجهی در بازدهی سیستم است. سامتا و همکاران [17] مبدل گرمایی با جریان ناهمسو و صفحات راه‌راه ۹ صفحه‌ای را مدل‌سازی عددی کردند. مبدل گرمایی جریان ناهمسو با مبدل گرمایی با صفحات موازی مقایسه و نشان داده شد که اثربخشی مبدل گرمایی با جریان ناهمسو نسبت به مبدل گرمایی با صفحات موازی بیشتر است.

سو و همکاران [18] با نرم‌افزار فلوئنت انتقال گرما در کانال سینوسی سه‌بعدی با مقطع مستطیلی و سیال آب را در رژیم جریان لایه‌ای بررسی و مشاهده کردند که میزان افزایش عدد نوسلت نسبت به افزایش ضریب اصطکاک قابل توجه است. فیضل و همکاران [19] مطالعه تجربی روی مبدل گرمایی صفحه‌ای راه‌راه برای کاربردهای صنعتی با اختلاف درجه کم انجام دادند. آن‌ها مطالعه خود را به یکی از ۲۰ کانال موجود در مبدل گرمایی محدود کردند. فاصله بین صفحات تغییر داده شد تا حالت بهینه برای آهنگ انتقال گرما یافته شود. سیال عامل در ۲ طرف سرد و گرم آب بوده است. مشاهده شد که برای فاصله صفحه صلب، میانگین انتقال گرما بین ۲ سیال با افزایش آهنگ جریان سیال گرم

افزایش می‌یابد. موج‌های روی صفحه باعث افزایش آشفستگی در سرعت‌های بالا می‌شود. نتایج نشان داد انتقال گرمای بهینه در کمترین فاصله بین صفحات اتفاق می‌افتد و با افزایش آهنگ جریان، افت فشار نیز افزایش می‌یابد.

ژانگ و همکاران [20] مطالعه عددی و تجربی روی میزان رسوب آب در یک مبدل گرمایی با صفحات موج‌دار انجام دادند. آن‌ها پارامترهای مختلف هندسی مانند ارتفاع صفحه، فاصله صفحات و زاویه صفحه را بررسی کردند. ضریب انتقال گرما و ضریب اصطکاک در آزمایشات به دست آمدند. یان بل و همکاران [21] یک رویکرد جدید و قوی ارائه دادند که می‌تواند برای پیش‌بینی آهنگ انتقال گرما حالت پایا برای مبدل‌های گرمایی با جریان ناهمسو با هر ترکیبی از شرایط داخلی از جمله تک‌فاز یا دوفاز استفاده شود. صراف و همکاران [22] شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی را برای به‌دست‌آوردن تأثیر زاویه صفحه موج‌دار روی مبدل گرمایی صفحه‌ای را انجام دادند. آن‌ها تلاش کردند رابطه بین ساختار جریان و ضریب اصطکاک را با تحلیل نتایج شبیه‌سازی عددی بررسی کنند. مقایسه نتایج عددی و تجربی نشان داد که روند مشابهی در تغییرات پارامترهای اصلی جریان مانند اصطکاک و ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی با توجه به عدد رینولدز وجود دارد.

جان واج و همکاران [23] تأثیر زیرلایه‌های متخلخل فلزی را بر افت فشار و انتقال گرمای مبدل صفحه‌ای فولادی ضدزنگ بررسی کردند. همچنین تحلیل تجربی از تشدید انتقال گرما را در این مبدل انجام دادند. آزمایشات آن‌ها در ۲ مرحله انجام شد، در مرحله اول فولاد ضدزنگ ضد عفونی‌کننده فشرده مبدل گرمایی صفحه‌ای بررسی شد و در مرحله دوم همان مبدل با سطح انتقال گرمای اصلاح‌شده و انتقال گرما و ویژگی‌های جریان مقایسه شد. نتایج نشان داد که ساخت چنین مبدل‌های گرمایی در بعضی از محدوده‌های جریان و برای بعضی مایعات مزایای بسیار زیادی دارد.

امین‌الدین و سید زبیر [24] یک مبدل گرمایی با جریان ناهمسو با هدایت طولی با جداسازی دیوار همراه

با شار گرمایی خارجی را بررسی کرده‌اند. سیستم ناهمگن معادلات با روش جداسازی متغیرها حل شده است. آن‌ها ۳ نوع شرط مرزی را در طول دیواره جداکننده مشخص کرده‌اند. عمران و همکاران [25] اثر پارامترهای هندسی مبدل گرمایی بر عملکرد گرمایی و هیدرولیکی مبدل را مطالعه کرده‌اند. همچنین پارامترهای هندسی را برای بهینه انتقال گرما و افت فشار حداقل با روش الگوریتم ژنتیک بهینه‌سازی کردند. به دلیل رابطه معکوس بین افت فشار و انتقال گرما هیچ راه‌حل مشترکی برای رسیدن به حالت بهینه هر دو طرف وجود ندارد. نتایج آن‌ها نشان داد که انتقال گرما و افت فشار به شدت تحت تأثیر فاصله و تعداد صفحات گرمایی است. تاو ژانگ و همکاران [26] یک مبدل گرمایی صفحه‌ای با فوم‌های فلزی را تحلیلی بررسی کردند و نتایجی را برای مبدل‌های ترکیبی با کانال‌های متقارن و نامتقارن برای بهینه‌سازی عملکرد انتقال گرما به دست آورده‌اند. اثر پارامترهای مختلف از جمله تخلخل، تراکم منافذ، اندازه کانال و ارتفاع فوم‌های فلزی روی عملکرد انتقال گرما و افت فشار تحلیل شده است. نتایج نشان داد که عملکرد کلی مبدل گرمایی به تعادل بهینه انتقال گرما از فوم‌های فلزی و مقاومت گرمایی از حمل سیال در دور از دیواره گرم به وسیله فوم‌های فلزی وابسته است. نتایج نشان می‌دهد با افزایش ارتفاع ورودی کانال، ضریب جابه‌جایی گرما کاهش و افت فشار افزایش می‌یابد و با افزایش ارتفاع خروجی کانال ضریب جابه‌جایی گرمایی افزایش و افت فشار کاهش می‌یابد. شیخ‌الاسلامی و همکارانش [27] در کار عددی دیگری یک مبدل گرمایی را با روش المان محدود شبیه‌سازی کردند. برای افزایش انتقال گرما از پره و نانوذرات استفاده شد.

در مقالات بررسی‌شده نرخ انتقال گرما به روش‌های مختلف افزایش یافته است که در این مورد بین مقالات بررسی‌شده و مقاله حاضر تشابه وجود دارد. اما در هیچ‌کدام از مقالات کار شده صفحه الاستیک برای افزایش نرخ انتقال گرما استفاده نشده است. از این جهت مقاله حاضر کار جدیدی است. در این مقاله جریان‌های

در حالت جریان آشفته، پارامترهای جریان یعنی سرعت‌ها، فشار و دما به‌صورت یک مؤلفه میانگین و یک مؤلفه نوسانی تعریف می‌شوند (رابطه ۲).

$$\begin{aligned} u &= u' + \bar{u}, \quad v = v' + \bar{v} \\ p &= p' + \bar{p}, \quad T = T' + \bar{T} \end{aligned} \quad (2)$$

روش‌های حل متنوعی برای جریان‌های آشفته ارائه شده است. معادلات حاکم بر جریان لایه‌ای، تراکم‌ناپذیر، دوبعدی و ناپایا در حالت بی‌بعد مانند زیر هستند [28]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0; \\ \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right); \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right); \\ \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} &= \frac{1}{Re} \frac{1}{Pr} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right). \\ Re &= \frac{\rho V L}{\mu}, \quad Pr = \frac{C_p \mu}{k} \end{aligned} \quad (3)$$

عرض کانال به‌عنوان طول مشخصه برای عدد رینولدز به کار می‌رود. مشخصات فیزیکی مثل ویسکوزیته تابع دما هستند، اما تغییرات آن‌ها نسبت به دما ناچیز است. برای داشتن حداقل خطا، خواص سیال در دمای میانگین محاسبه شده است. در جریان‌های آشفته، جملات ناشی از نوسانات سرعت، فشار و دما هم به معادلات فوق اضافی خواهد شد. در این مقاله یک مبدل گرمایی با ۲ کانال دوبعدی و جریان ناهمسو، در شرایط کاری مختلف استفاده شده است. برای تحلیل‌هایی به این سبک روش‌های عددی به‌دلیل

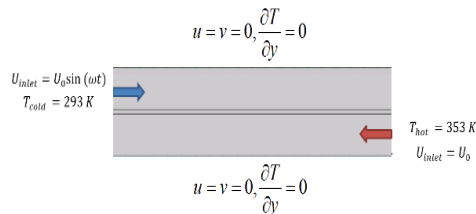
لایه‌ای و آشفته در مبدل گرمایی با جریان ناهمسو با صفحات میانی صلب و الاستیک بررسی شده است. هدف از این مطالعه بررسی عوامل مؤثر بر بهبود عملکرد مبدل گرمایی با جریان ناهمسو یا به‌عبارتی افزایش انتقال گرما در مبدل است. به همین منظور با سرعت ورودی سینوسی که موجب تغییر شکل صفحه الاستیک می‌شود، عملکرد انتقال گرما در اعداد رینولدزهای مختلف و جریان لایه‌ای و آشفته بررسی می‌شود. پژوهش‌های حاضر بیشتر روی جنبه‌های انتقال گرما تأکید دارد نه صرفاً کاربرد آن. البته با مقداری کار طراحی قابل اعمال در برخی مبدل‌ها، بسته به گستره کاری مبدل گرمایی با صفحه میانی الاستیک، جنس صفحه الاستیک باید طوری در نظر گرفته شود تا در دماهای بالا خواص سازه‌ای خود را حفظ کند.

معادلات حاکم

معادلات حاکم بر جریان لایه‌ای، تراکم‌ناپذیر، دوبعدی و ناپایا به‌صورت زیر است.

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0 \\ \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right), \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} &= -g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right), \\ \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} &= \frac{1}{\rho C_p} \left(u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \frac{k}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{\mu}{\rho C_p} \Phi, \\ \Phi &= \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right) \end{aligned} \quad (1)$$

در هر ۲ کانال گرم و سرد در نظر گرفته شده است. مدل دوبعدی در شکل (۱) نشان داده شده است.



شکل ۱ هندسه ی مبدل گرمایی دو بعدی نا همسو

در شکل بالا عرض هر ۲ مجرای سرد و گرم ۲ سانتی متر، طول کانال ۴۰ سانتی متر و ضخامت صفحه میانی ۲ میلی متر است. سیال گرم از کانال پایینی و سیال سرد از کانال بالایی وارد مبدل گرمایی می شوند. در قسمت اول صفحه میانی صلب و در قسمت دوم الاستیک در نظر گرفته شده است. شرط مرزی سرعت ورودی برای کانال گرم به شرح زیر است:

$$U_{inlet} = U_0 \quad (4)$$

برای سرعت ورودی مقادیر مختلفی در نظر گرفته شده است تا شبیه سازی ها برای اعداد رینولدز مختلفی انجام گیرد. سرعت سیال بین ۰/۲ تا ۵ متر بر ثانیه بوده است. شرط مرزی سرعت ورودی برای کانال سرد به صورت زیر است:

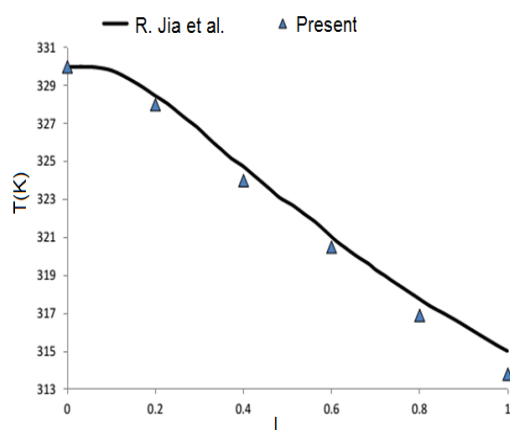
$$U_{inlet} = U_0 \sin(\omega t) \quad (5)$$

سرعت ورودی به صورت سینوسی داده شده است تا در شرایط نوسانی صفحه الاستیک اثر خودش را روی پارامترهای جریان از جمله افت فشار و نرخ انتقال گرما نشان دهد. در هر ۲ بخش این مطالعه شرط مرزی گرمایی کانال های سرد و گرم با دماهای ورودی ثابت مانند زیر در نظر گرفته شده است:

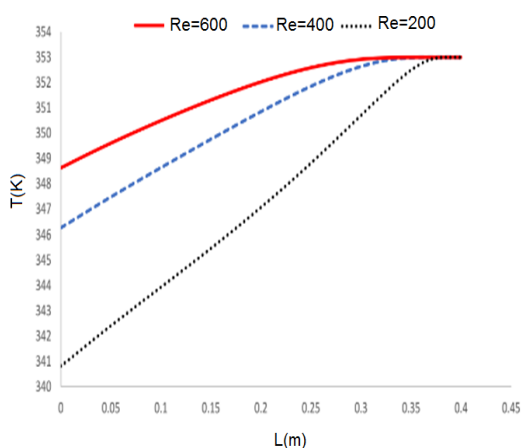
$$T_{hot} = 353 K; T_{cold} = 293 K \quad (6)$$

دیواره های بالا و پایین عایق هستند. برای رسیدن به حل پایدار با نتایج قابل قبول ۵ کیفیت متفاوت شبکه

ارزان بودن روش در قیاس با روش های آزمایشگاهی مورد استفاده قرار می گیرند [29]. برای مدل سازی های عددی می توان با کدنویسی در نرم افزارهایی مثل فترن و استفاده از تکنیک های عددی معرفی شده در ادبیات فن به جواب های مدنظر دست یافت [30]. همچنین می توان از نرم افزارهای مدل سازی مثل انسیس، کامسول و... استفاده کرد. در این تحقیق از نرم افزار کامسول استفاده شده است. این نرم افزار معادلات را با روش المان محدود حل می کند. برای محاسبه جملات همرفت از روش مرتبه دوم و برای محاسبه جملات لزجت از روش مرتبه چهار استفاده شده است. مدل سازی صفحه میانی الاستیک با در نظر گرفتن برهم کنش سیال-جامد انجام یافته است. ۲ راه حل کلی برای در نظر گرفتن این برهم کنش وجود دارد؛ روش اول، روش تقسیم شده است که نرم افزارهایی مثل انسیس و آباکوس از این روش استفاده می کنند؛ روش دوم، روش یکپارچه است که نرم افزارهایی مثل کامسول و آدینا از این روش استفاده می کنند. در این مقاله از این روش استفاده شده است. در این روش معادلات حاکم بر جریان سیال و جسم جامد الاستیک به صورت هم زمان در نظر گرفته و حل می شوند. مقادیر شرایط مرزی ورودی و خروجی برای هر ۲ حالت صفحه میانی صلب و الاستیک یکسان فرض شده اند (برای قیاس این ۲ حالت با یکدیگر). مقادیر سرعت و دما در ورودی و فشار در خروجی داده شده است. یعنی حتی با جریان ورودی ثابت هم در حالت صفحه میانی نرم (ضریب الاستیسیته کمتر) جابه جایی به علت عبور سیال انجام می گیرد. در ضمن خود پالسی بودن جریان ورودی نیز می تواند همین اثر را داشته باشد. در حالت کلی جابه جایی صفحه ای الاستیک با مجموع آثار فوق انجام می گیرد. از مدل k-ε برای مدل سازی جریان آشفته در این کار استفاده شده است. گام زمانی با توجه به شرایط طوری انتخاب می شد که دقت محاسبات را تضمین کند. عدد رینولدز بحرانی ۲۰۰۰ در نظر گرفته شده است. آب به عنوان سیال عامل



شکل ۳ مقایسه تغییرات دما بر حسب طول روی خط میانی قسمت گرم (نتایج حاصل از مطالعه جاری و نتایج جیا و همکاران [31])

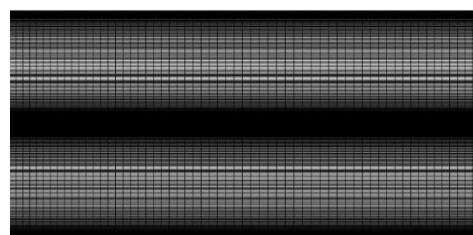


شکل ۴ نمودار تغییرات دما در طول خط مرکزی کانال گرم در مبدل گرمایی با صفحه صلب در جریان لایه‌ای

نتایج و بحث

شبیه‌سازی‌های عددی در حالت‌های مختلف و رینولدزهای بین ۲۰۰ تا ۵۰۰۰۰ انجام گرفته است. در ابتدا جریان لایه‌ای برای مبدل گرمایی با صفحه صلب با سرعت ورودی ثابت شبیه‌سازی شده است. نمودار تغییرات دما در طول کانال گرم در شکل (۴) در ۳ عدد رینولدز مختلف رسم شده است که با افزایش عدد رینولدز تغییرات دما کم شده است. عدد نوسلت و عدد نوسلت میانگین به شرح زیر تعریف می‌شود.

از نظر تعداد در این پژوهش بررسی شده است (۲۲۰۰۰ – ۳۲۰۰۰ – ۴۲۰۰۰ – ۵۲۰۰۰ – ۶۲۰۰۰). شکل (۲) نمونه‌ای از شبکه‌بندی مسئله را نشان می‌دهد. در شبکه‌بندی فشرده‌سازی در نزدیکی مرز جامد به کار رفته است.



شکل ۲ نمونه‌ای از شبکه‌بندی مساله فشرده‌سازی در نزدیکی مرزها

معیار همگرایی 10^{-6} در نظر گرفته شده است. برای مشاهده تفاوت میان نتایج از نظر تعداد شبکه، پارامتر عدد نوسلت میانگین بررسی شده است. جدول (۱) نتایج مقایسه‌ای از نظر تعداد شبکه را نشان می‌دهند. باتوجه به جدول (۱) مشاهده می‌شود که نتایج شبکه‌های ۵۲۰۰۰ و ۶۲۰۰۰ تفاوت محسوسی با هم ندارند به همین دلیل به‌خاطر صرفه‌جویی در هزینه و زمان تعداد شبکه ۵۲۰۰۰ برای این پژوهش در نظر گرفته شده است. در نهایت برای حصول اطمینان از صحت نتایج مطالعه حاضر، فرایند انتقال گرما در یک مبدل گرمایی با جریان ناهمسوز از مطالعه جیا و همکاران [31] بررسی شده است که باتوجه به شکل (۳) تطابق قابل قبولی بین نتایج وجود دارد.

جدول ۱ استقلال نتایج از اندازه ی شبکه

تعداد شبکه	نوسلت میانگین
۲۲۰۰۰	۲/۷۹۲
۳۲۰۰۰	۲/۹۰۷
۴۲۰۰۰	۲/۹۱۹
۵۲۰۰۰	۲/۹۲۴
۶۲۰۰۰	۲/۹۲۵

$$f = \frac{\tau}{\rho u^2}; \bar{f} = \frac{1}{L} \int f dx \quad (9)$$

ضریب اصطکاک و ضریب اصطکاک میانگین با استفاده از رابطه عددی زیر تعیین می شود:

$$f = \frac{\tau_w}{\rho u_\infty^2} = \frac{\mu}{\rho u_\infty^2} \frac{u_{i,2} - u_{i,1}}{y_{i,2} - y_{i,1}}, \quad (10)$$

$$\bar{f} = \frac{1}{L} \sum_{i=1}^{IM} f_i \Delta y$$

پارامتر دیگری که در این بخش نتایج آن بررسی شده، ضریب اصطکاک میانگین در کانال است. در حالت ناپایا علاوه بر میانگین گیری مکانی میانگین گیری زمانی هم باید انجام بگیرد. ضریب اصطکاک برای صفحه میانی مشترک و صفحات بالا و پایین مبدل تعریف شده است. به عبارت دیگر ضریب اصطکاک نماینده کل افت فشار ناشی از تنش برشی در کانال گرم و سرد است. شکل (۶) تغییرات ضریب اصطکاک میانگین بر حسب رینولدز را نشان می دهد. مشاهده می شود که ضریب اصطکاک میانگین با افزایش عدد رینولدز کاهش می یابد. در این قسمت جریان آشفته در مبدل گرمایی با صفحه صلب بررسی شده است. در شکل (۷) نمودار تغییرات عدد نوسلت میانگین نسبت به عدد رینولدز نشان داده شده است که با افزایش رینولدز، نوسلت میانگین نیز افزایش می یابد. با اینکه تغییرات دما خیلی کم شده است، ولی انتقال گرما با توجه به افزایش نوسلت افزایش چشمگیری داشته است.

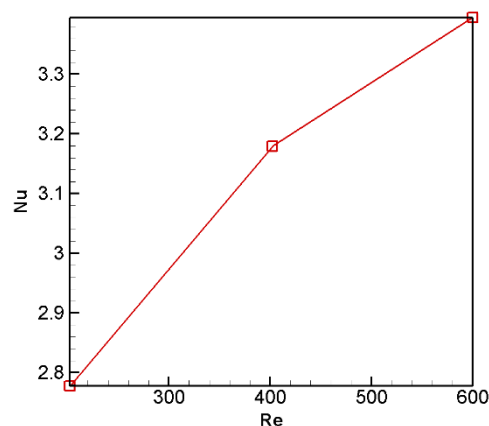
$$Nu = \frac{hL}{k}, \bar{Nu} = \frac{1}{L} \int Nu dx \quad (7)$$

در حالت ناپایا علاوه بر میانگین گیری مکانی، میانگین گیری زمانی هم باید انجام بگیرد. عدد ناسلت برای صفحه میانی مشترک تعریف شده است. صفحات بالا و پایین عایق هستند و طبیعتاً عدد ناسلت آن ها صفر است. عدد ناسلت و عدد ناسلت میانگین به صورت عددی با رابطه زیر محاسبه می شود.

$$Nu = \frac{T_{i,2} - T_{i,1}}{y_{i,2} - y_{i,1}} \frac{L}{T_{ref1} - T_{ref2}}, \quad (8)$$

$$\bar{Nu} = \frac{1}{L} \sum_{i=1}^{IM} Nu_i \Delta y$$

شکل (۵) نمودار تغییرات عدد نوسلت میانگین بر حسب رینولدز را نشان می دهد. با توجه به این نمودار مشاهده می شود که با افزایش عدد رینولدز نوسلت میانگین و در نتیجه آن انتقال گرما افزایش می یابد. با افزایش عدد رینولدز سرعت جریان افزایش می یابد که این خود باعث رشد تبادل گرمای سیال گرم و سرد می شود.

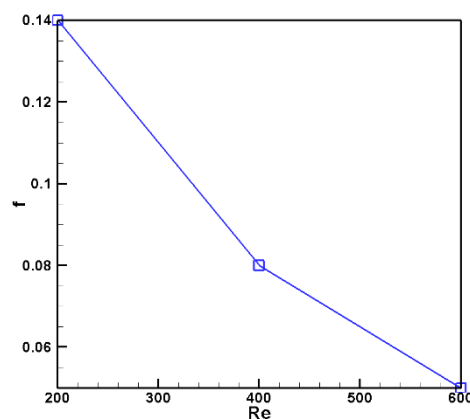
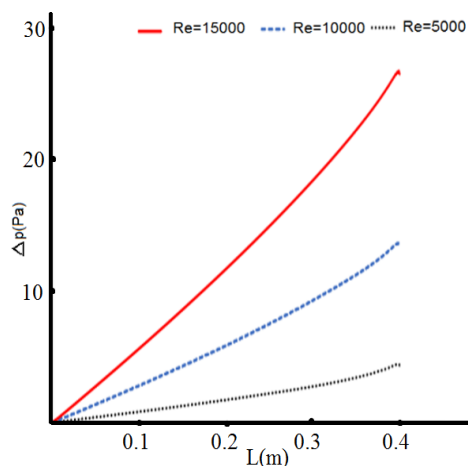


شکل ۵. نمودار نوسلت میانگین بر حسب عدد رینولدز در مبدل گرمایی با صفحه صلب در جریان لایه ای

ضریب اصطکاک و ضریب اصطکاک میانگین به

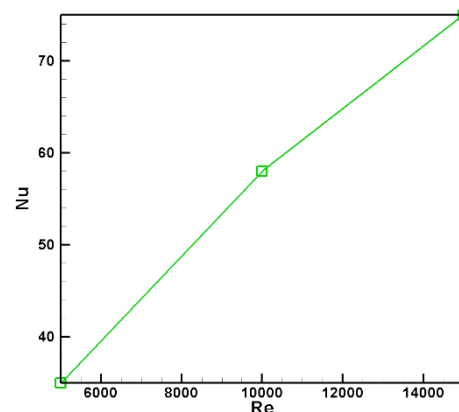
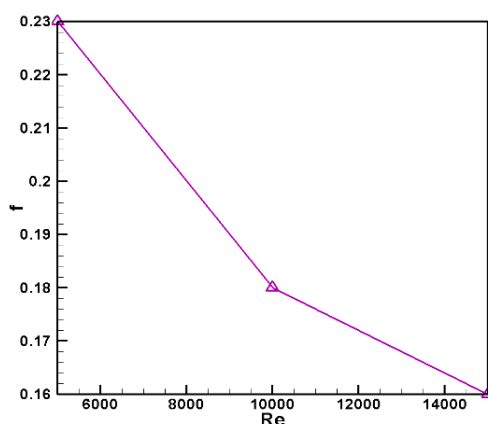
شرح زیر تعریف می شود:

لایه‌ای برای مبدل گرمایی با صفحه الاستیک انجام می‌گیرد. همچنین نتایج به دست آمده برای مبدل گرمایی با صفحه الاستیک با نتایج مبدل گرمایی با صفحه صلب مقایسه شده است.



شکل ۶ نمودار تغییرات ضریب اصطکاک میانگین بر حسب عدد رینولدز در مبدل گرمایی با صفحه صلب در جریان لایه‌ای

شکل ۸ نمودار افت فشار در طول کانال در مبدل گرمایی با صفحه صلب در جریان آشفته در رینولدزهای مختلف

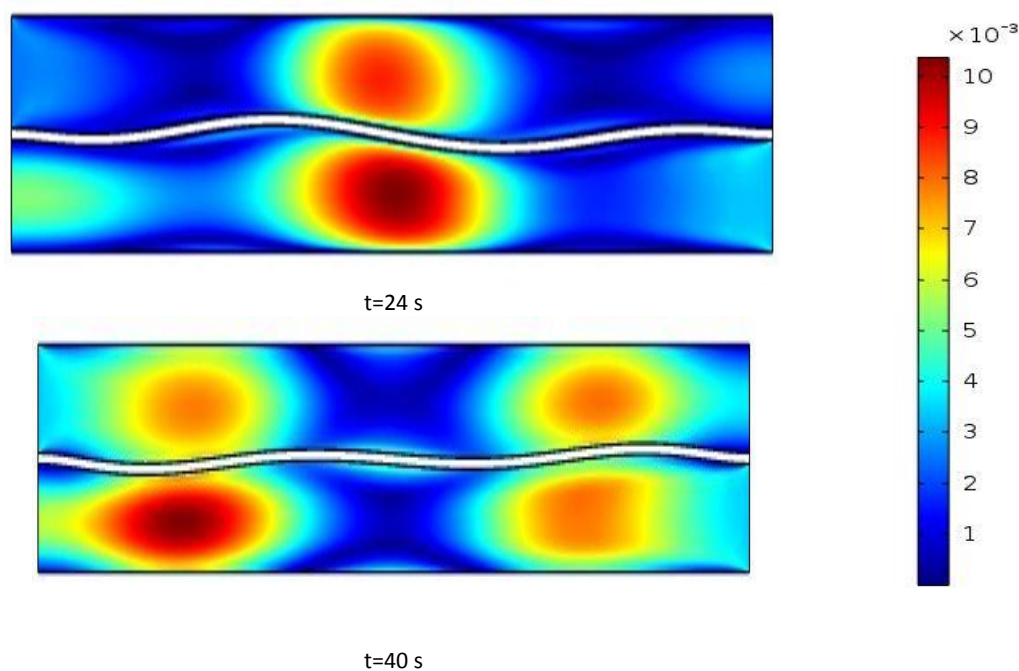


شکل ۷ نمودار نوسلت میانگین بر حسب رینولدز در مبدل گرمایی با صفحه صلب در جریان آشفته

شکل ۹ ضریب اصطکاک در مبدل گرمایی با صفحه صلب در جریان آشفته در رینولدزهای مختلف

در شکل (۱۰) پروفیل‌های سرعت در عدد رینولدز ۴۰۰ و زمان‌های مختلف نشان داده شده است. اثر الاستیک شدن صفحه جداکننده در این شکل کاملاً مشخص است.

شکل (۸) تغییرات افت فشار در طول کانال در اعداد رینولدز مختلف نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش عدد رینولدز تغییرات افت فشار افزایش چشمگیری داشته و در شکل (۹) نمودار تغییرات ضریب اصطکاک میانگین نسبت به عدد رینولدز آورده شده است. همان‌طور که پیداست، با افزایش عدد رینولدز، ضریب اصطکاک میانگین با کاهش اندکی همراه است که امری بدیهی است و این برای بهبود عملکرد مبدل گرمایی تأثیر مثبتی دارد؛ یعنی هرچه ضریب اصطکاک کاهش یابد ضریب عملکرد مبدل گرمایی افزایش می‌یابد. در این قسمت شبیه‌سازی جریان



شکل ۱۰ کانتورهای سرعت در مبدل گرمایی با دیواره الاستیک در عدد رینولدز ۴۰۰

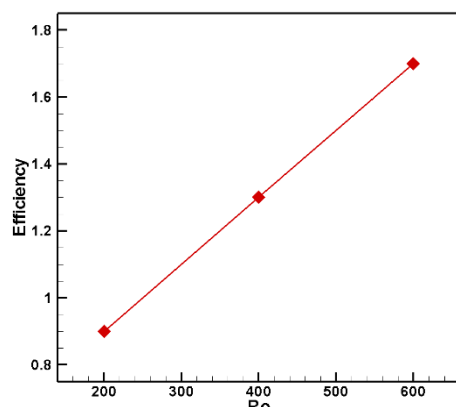
در شکل (۱۱) نسبت نوسلت میانگین در حالتی که صفحه بین ۲ کانال الاستیک بوده، نسبت به حالتی که صفحه بین ۲ کانال ثابت است، در زمان‌های مختلف و همچنین در ۳ عدد رینولدز رسم شده است. باتوجه به نمودار مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز نسبت نوسلت‌ها در حالت کلی با گذشت زمان افزایش می‌یابد. در تمام حالات نوسلت در هر ۳ عدد رینولدز در حالت صفحه میانی الاستیک بیشتر از حالت صفحه صلب است که از دلایل آن می‌توان به جابه‌جایی صفحه با زمان اشاره کرد. سرعت در کانال‌های بالا و پایین در اثر تغییر شکل و جابه‌جایی صفحه الاستیک میانی زیاد می‌شود که باعث افزایش ضریب جابه‌جایی گرمایی و در نتیجه افزایش آهنگ انتقال گرما می‌شود. الاستیک شدن صفحه میانی باعث جابه‌جایی صفحه میانی در طول زمان می‌شود. این جابه‌جایی مشخصات جریان مثل میدان سرعت، فشار و دما را تحت تأثیر قرار می‌دهد. در نتیجه عدد ناسلت

تغییرات خاصی پیدا می‌کند.

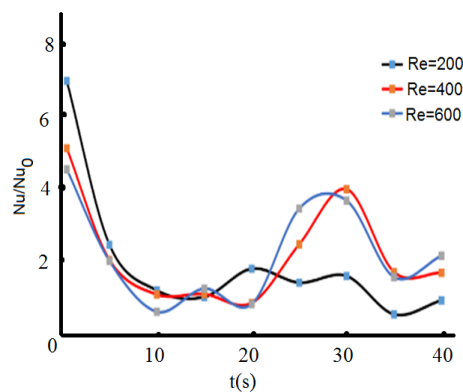
برای مقایسه بهتر ۲ حالت صفحه میانی الاستیک و صلب باید علاوه بر پارامترهای انتقال گرما، ضریب اصطکاک میانگین نیز در نظر گرفته شود. به همین منظور در شکل (۱۲) نسبت ضریب اصطکاک میانگین کانال با صفحه میانی الاستیک بر کانال با صفحه میانی صلب بر حسب عدد رینولدز رسم شده است. باتوجه به شکل مشاهده می‌شود که نسبت ضریب اصطکاک در حالت صفحه میانی الاستیک در تمامی اعداد رینولدز بیشتر از حالت کانال با صفحه صلب است. تغییر عدد رینولدز ناشی از تغییر دبی جرمی و سرعت ورودی است. افزایش سرعت ورودی باعث بیشتر شدن تغییر شکل صفحه الاستیک می‌شود. بنابراین افت فشار، تنش برشی و ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد. این قسمت هم به متن مقاله اضافه شد.

برای بررسی عملکرد مبدل گرمایی در حالتی که صفحه جداکننده الاستیک در قیاس با حالتی که صفحه جداکننده صلب باشد، از ضریب کارایی زیر استفاده می‌شود:

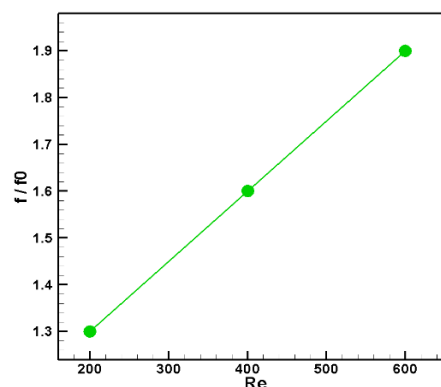
$$\eta = \frac{Nu}{Nu_0} \left(\frac{f}{f_0} \right)^{1/3} \quad (11)$$



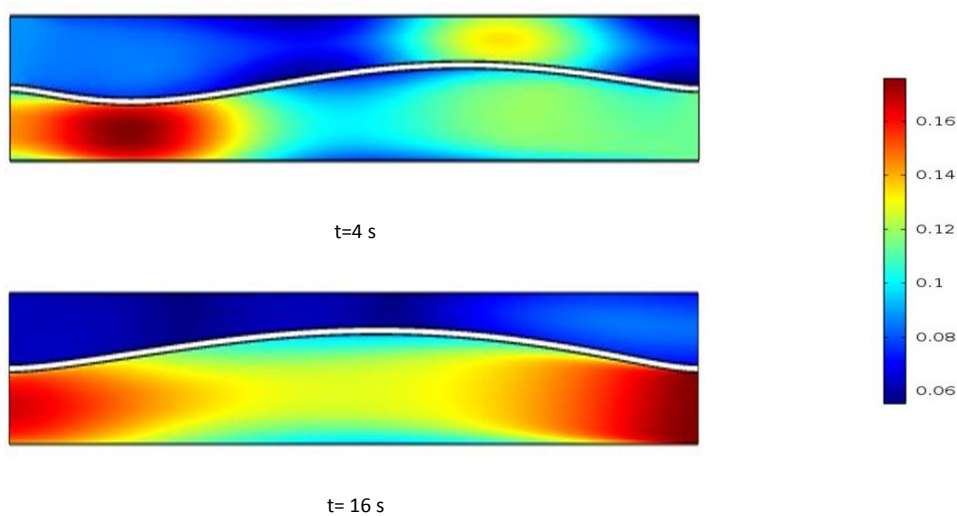
شکل ۱۳ نمودار ضریب عملکرد مبدل گرمایی با صفحه الاستیک برای جریان لایه ای (در قیاس با صفحه صلب)



شکل ۱۱ نمودار نسبت عدد نوسلت میانگین مبدل گرمایی با صفحه الاستیک به مبدل گرمایی با صفحه صلب در زمانهای مختلف

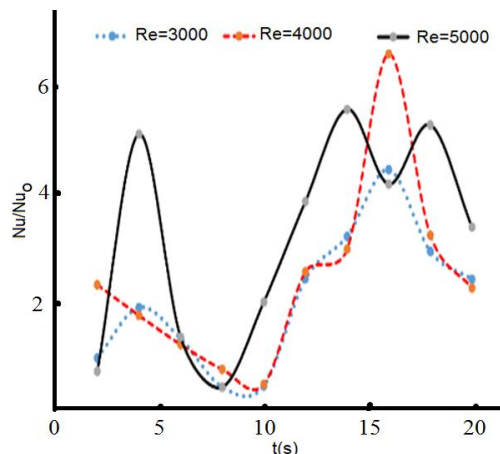


شکل ۱۲ نسبت ضریب اصطکاک در مبدل گرمایی با صفحه الاستیک به مبدل گرمایی با صفحه صلب در $t=40s$

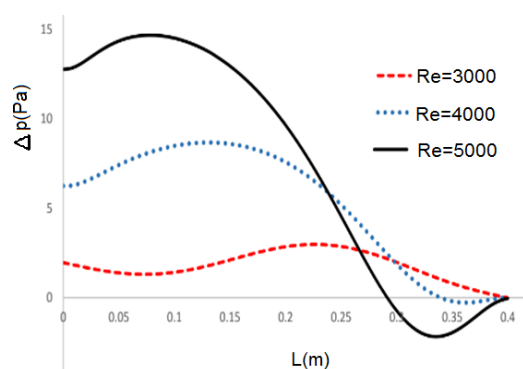


شکل ۱۴ کانورهای سرعت در مبدل گرمایی با صفحه الاستیک در جریان آشسته با عدد رینولدز ۴۰۰۰

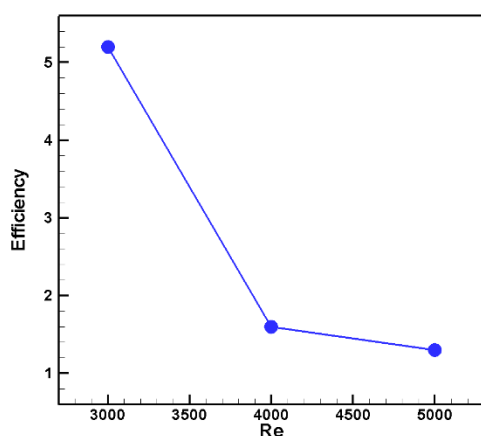
به طوری که بهترین ضریب عملکرد در عدد رینولدز ۳۰۰۰ مشاهده شد.



شکل ۱۵ نسبت نوسلت میانگین برای مبدل گرمایی با صفحه الاستیک به مبدل گرمایی با صفحه صلب در زمانهای مختلف



شکل ۱۶ نمودار افت فشار در طول کانال با جریان آشفته و صفحه الاستیک



شکل ۱۷ نمودار ضریب عملکرد مبدل گرمایی با صفحه الاستیک برای جریان آشفته (در قیاس با صفحه صلب)

شکل (۱۳) مقادیر این پارامتر را در رینولدزهای مختلف نشان می‌دهد. باتوجه به شکل عملکرد مبدل گرمایی به جز در عدد رینولدز ۲۰۰ نسبت به حالات مینا (صفحه میانی صلب) بهبود یافته است و نشانگر این است که الاستیک کردن صفحه میانی در این نوع مبدل مؤثر واقع شده است. از دلایل کم بودن ضریب عملکرد مبدل در رینولدز ۲۰۰ می‌توان به این اشاره کرد که در این حالت سرعت جریان در مقایسه با بقیه اعداد رینولدز دیگر پایین بوده است و این سرعت تأثیر قابل توجهی بر حرکت دادن صفحه میانی ندارد. در قسمت پایانی این مقاله جریان آشفته داخل مبدل گرما با صفحه الاستیک شبیه سازی شده و با نتایج مبدل گرمایی با صفحه صلب مقایسه شده است. در شکل (۱۴) کانتور سرعت در زمانهای مختلف نشان داده شده است. الاستیک شدن صفحه میانی اثر خود را روی پروفیل های سرعت می‌گذارد که در این شکل کاملاً مشخص است.

شکل (۱۵) نمودار نسبت نوسلت های ۲ نوع مبدل گرمایی مورد بحث را نسبت به زمان در اعداد رینولدز مختلف برای جریان آشفته نشان می‌دهد. باتوجه به شکل (۱۵) مشاهده می‌شود که در اکثر زمانها نسبت عدد نوسلت برای این ۲ نوع مبدل گرمایی بزرگتر از یک است که نشان می‌دهد انتقال گرما نسبت به حالت صفحه میانی صلب بیشتر است و به عبارتی می‌توان گفت الاستیک کردن صفحه میانی همراه با رژیم جریان آشفته ایده بسیار خوب برای افزایش تبادل گرما بین ۲ سیال سرد و گرم است.

شکل (۱۶) نمودار افت فشار در طول کانال را در اعداد رینولدز مختلف نشان می‌دهد. باتوجه به نمودار مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز اختلاف فشار افزایش یافته است. شکل (۱۷) تغییرات ضریب کارایی را بر حسب عدد رینولدز نشان می‌دهد. نتایج این قسمت برای ضریب کارایی نشان می‌دهند که در هر ۳ عدد رینولدز عملکرد سیستم بهبود یافته است و همچنین با افزایش عدد رینولدز، ضریب عملکرد کاهش می‌یابد

نتیجه‌گیری	واژه نامه
در این مقاله مبدل گرمایی ناهمسو در جریان لایه‌ای و آشفته به‌صورت عددی شبیه‌سازی شده است. برای افزایش آهنگ انتقال گرما در مبدل، صفحه جداکننده الاستیک استفاده شد. مبدل گرمایی با صفحه صلب و مبدل گرمایی با صفحه الاستیک جداگانه شبیه‌سازی شدند و در هر ۲ حالت ضریب اصطکاک میانگین و عدد نوسلت میانگین برای اعداد رینولدز مختلف تعیین و باهم مقایسه شدند. در تمامی موارد ضریب اصطکاک میانگین و عدد نوسلت میانگین برای مبدل گرمایی با صفحه الاستیک بیشتر بود. نتایج نشان داد در بیشتر موارد ضریب کارایی مبدل گرمایی با صفحه میانی الاستیک به مبدل گرمایی با صفحه میانی صلب آن برتری دارد. نشان داده شد که افزودن صفحه الاستیک میانی تبادل گرما را به‌صورت قابل قبولی افزایش می‌دهد. نتایج نشان داد که حداکثر کارایی ۵/۲ است که در عدد رینولدز ۳۰۰۰ مشاهده شد و حداقل کارایی ۰/۹ است که در عدد رینولدز ۲۰۰ اتفاق می‌افتد.	Pressure آشفته solid جامد Temperature دما Tinite element Method روش المان محدود Velocity سرعت Fluid سیال Numerical عددی Heat گرما Thermo-fluid گرما-شاره Laminar لایه ای Turbulent متلاطم Governing Equation معادلات حاکم Convection همرفت Convergence همگرایی

مراجع

- Adibi, T., Adibi, O., Razavi, S. E., "A Characteristic-based Solution of Forced and Free Convection in Closed Domains with Emphasis on Various Fluids", *International Journal of Engineering*, 32(11) PP. 1689-1695 (2019).
- Adibi, T., Razavi, S. E., Adibi, O., "A Characteristic-based Numerical Simulation of Water-titanium Dioxide Nano-fluid in Closed Domains", *International Journal of Engineering*, 33(1) PP. 158-163 (2020).
- Razavi, S. E., Adibi, T., Faramarzi, S., "Impact of inclined and perforated baffles on the laminar thermo-flow behavior in rectangular channels", *SN Applied Sciences*, 2(2) PP. 284 (2020).
- Adibi, T., Razavi, S.E., Adibi, O., Vajdi, M. and Sadegh Moghanlou, F., "The response of nano-ceramic doped fluids in heat convection models: A characteristics-based numerical approach", *Scientia Iranica*, 28(5) PP. 2671-2683 (2021).
- Ji, J., Zhang, J., Gao, R., Shi, B., Li, X., Li, F. and Deng, X., "Numerical Research on Vibration-Enhanced Heat Transfer of Elastic Scroll Tube Bundle", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, PP. 1-8 (2021).

6. Dinesh Kumar, S., Chandramohan, D., Purushothaman, K. and Sathish, T., "Optimal hydraulic and thermal constrain for plate heat exchanger using multi objective wale optimization", *Materials Today: Proceedings*, 21 PP. 876-881 (2020).
7. Sadeghi, H. M., Babayan, M., Chamkha ,A., "Investigation of using multi-layer PCMs in the tubular heat exchanger with periodic heat transfer boundary condition", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 147 PP. 118970 (2020).
8. Adibi, T., Razavi, S. E., Abbasi Tabrizi, E., "Numerical Simulation of the Heat-Fluid Flow Behavior Around the Cylinder with the Controller Wire", *Journal Of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, 31(2) PP. 105-126 (2020).
9. Jafar Kazemi, f., Ahangari, a. r., Rahimi, b., "Analysis of Heat and Mass Transfer in an Open Cooling Tower", *Journal Of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, 21(1) PP. 59-74 (2010).
10. Nazari, M., Gerivani, H., Tafakkor, S., "Conjugate Heat Transfer in Closed Cavity with Porous Blocks", *Journal Of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, 29(1) PP. 111-121 (2018).
11. Khan, W. A., Yovanovich, M. M., "Analytical Modeling of Fluid Flow and Heat Transfer in Microchannel/Nanochannel Heat Sinks", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 22(3) PP. 352-359, (2008).
12. Al-Nimr, M.A., Maqableh, M., Khadrawi, A.F. and Ammourah, S.A., "Fully developed thermal behaviors for parallel flow microchannel heat exchanger", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36(4) PP. 385-390 (2009).
13. Hasan, M.I., Rageb, A.A., Yaghoubi, M. and Homayoni, H., "Influence of channel geometry on the performance of a counter flow microchannel heat exchanger", *International Journal of Thermal Sciences*, 48(8) PP. 1607-1618 (2009).
14. Vera, M., Liñán, A., "Laminar counterflow parallel-plate heat exchangers: Exact and approximate solutions", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(21) PP. 4885-4898 (2010).
15. Sheik Ismail, L., Velraj, R., Ranganayakulu, C., "Studies on pumping power in terms of pressure drop and heat transfer characteristics of compact plate-fin heat exchangers—A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(1) PP. 478-485 (2010).
16. Zhan, C., Duan, Z., Zhao, X., Smith, S., Jin, H. and Riffat, S., "Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchangers for indirect evaporative cooling – Paving the path toward sustainable cooling of buildings", *Energy*, 36(12) PP. 6790-6805 (2011).
17. Sammeta, H., Ponnusamy, K., Majid, M.A. and Dheenathayalan, K., "Effectiveness charts for counter flow corrugated plate heat exchanger", *Simulation Modelling Practice and Theory*, 19(2) PP. 777-784 (2011).
18. Sui, Y., Teo, C. J., Lee, P. S., "Direct numerical simulation of fluid flow and heat transfer in periodic wavy channels with rectangular cross-sections", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(1) PP. 73-88 (2012).

19. Faizal, M., Ahmed, M. R., "Experimental studies on a corrugated plate heat exchanger for small temperature difference applications", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 36 PP. 242-248, (2012).
20. Zhang, G.-m., Li, G.-q., Li, W., Zhang, Z., Leng, X.-l. and Tian, M.-c., "Particulate fouling and composite fouling assessment in corrugated plate heat exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60 PP. 263-273 (2013).
21. Bell, I.H., Quoilin, S., Georges, E., Braun, J.E., Groll, E.A., Horton, W.T. and Lemort, V., "A generalized moving-boundary algorithm to predict the heat transfer rate of counterflow heat exchangers for any phase configuration", *Applied Thermal Engineering*, 79 PP. 192-201 (2015).
22. Sarraf, K., Launay, S., Tadrist, L " „Complex 3D-flow analysis and corrugation angle effect in plate heat exchangers", *International Journal of Thermal Sciences*, 94 PP. 126-138 (2015).
23. Wajs, J., Mikieliewicz, D., "Influence of metallic porous microlayer on pressure drop and heat transfer of stainless steel plate heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, 93 PP. 1337-1346 (2016).
24. Aminuddin, M., Zubair, S. M., "Analytical solutions to counter-flow heat exchanger subjected to external heat flux and axial conduction", *International Journal of Refrigeration*, 74 PP. 22-37 (2017).
25. Imran, M., Pambudi, N. A., Farooq, M., "Thermal and hydraulic optimization of plate heat exchanger using multi objective genetic algorithm", *Case Studies in Thermal Engineering*, 10 PP. 570-578 (2017).
26. Lu, W., Zhang, T., Yang, M. and Wu, Y., "Analytical solutions of force convective heat transfer in plate heat exchangers partially filled with metal foams", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 110 PP. 476-481 (2017).
27. Sheikholeslami, M., Haq, R.-u., Shafee, A., Li, Z., Elaraki, Y.G. and Tlili, I., "Heat transfer simulation of heat storage unit with nanoparticles and fins through a heat exchanger", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 135 PP. 470-478 (2019).
28. Razavi, S. E., Adibi, T., "A novel multidimensional characteristic modeling of incompressible convective heat transfer", *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 9(4) PP. 1135-1146 (2016).
29. Adibi, T., Razavi, S. E., "A new characteristic approach for incompressible thermo-flow in Cartesian and non-Cartesian grids", *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 79(8) PP. 371-393 (2015).
30. Adibi, T., "Three-dimensional characteristic approach for incompressible thermo-flows and influence of artificial compressibility parameter", *Journal of Computational & Applied Research in Mechanical Engineering (JCARME)*, 8(2) PP. 223-234 (2019).
31. Jia, R., Hu, J., Xiong, X., Modeling of a Counter Flow Plate Fin Heat Exchanger, in: COMSOL Boston Conference, (2014)..

Simulation of Fluid Flow in a Heat Exchanger with Elastic Intermediate Separator at Different Working Conditions

Seyed Esmail Razavi¹Tohid Adibi²

1. Introduction

The process of heat exchange between two fluids with different temperatures separated by a solid wall occurs in many engineering applications. Applications of heat exchangers can be found in building heating systems, air conditioning, power generation, heat recovery, and chemical processes. Increasing the heat transfer rate in heat exchangers is very important. Many types of research have been done on heat exchangers. The issue of heat transfer is one of the important issues that generally don't have an analytical solution because the heat transfer governing equations do not have an exact mathematical solution. Moreover, experimental methods are expensive, so most of the researches in this regard has been done numerically.

In this work, a plate heat exchanger with an inconsistent flow was investigated in different working conditions. Four different models in laminar and turbulent flows with rigid and elastic plates at different Reynolds numbers were studied, and the effect of the separator plate elasticity on the heat transfer rate and the efficiency of the heat exchanger was investigated. A sinusoidal profile was used at the entrance to the cold passage. The results of this study showed that the elasticity of the intermediate plate in both laminar and turbulent flow has raised the heat transfer rate. However, in cases where the middle plane was elastic, the friction coefficient increased in comparison with the rigid plate. The efficiency of the heat exchanger was defined and obtained for the heat exchanger to consider both heat transfer rate and pressure drop. Results showed that in most cases, the efficiency of the heat exchanger with an elastic separator is more than one. The results showed that the maximum efficiency is 5.2 which was observed in Re=3000 and the minimum efficiency is 0.9 which occurs in Re=200.

Similar and different articles are given in the introduction of this article. In the reviewed studies, the rate of heat transfer has increased in

different ways, in which case there are similarities between the reviewed studies and the present study. But in none of the studies, the elastic plate has been used to increase the heat transfer rate. Therefore, this study is a new work. Laminar and turbulent flows in heat exchangers with currents that are inconsistent with rigid and elastic intermediate plates were investigated. The purpose of this study was to investigate the factors affecting the performance of heat exchangers. For this purpose, with the sinusoidal input velocity that causes the deformation of the elastic plate, the heat transfer performance in different Reynolds numbers for laminar and turbulent flows was investigated. The present research focused more on the aspects of heat transfer than just application. With some design work, however, it can be applied to some exchangers. Depending on the working range of the heat exchanger with the elastic middle plate, the material of the elastic plate must be considered in such a way as to maintain its structural properties at high temperatures.

2. Governing equations and boundary conditions

The governing equations for two-dimensional incompressible flows are

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0 \\
 \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right), \\
 \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} &= -g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right), \\
 \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} &= \frac{1}{\rho C_p} \left(u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \frac{k}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{\mu}{\rho C_p} \Phi. \quad (1)
 \end{aligned}$$

¹. Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran.

². Corresponding Author, Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Bonab, Bonab, Iran. Email: tohidadibi@bonabu.ac.ir

Figure 1 shows the geometry of the heat exchanger and its boundary conditions.

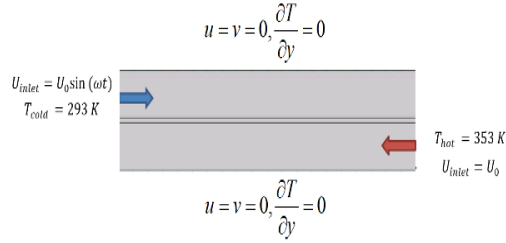


Figure 1. The geometry of the heat exchanger and its boundary conditions

3. Results and Discussion

Changing in heat exchanger characteristics alters the pressure drop and heat transfer rate simultaneously. So the friction factor and the Nusselt number change and one needs to have an equation that can consider these dimensionless parameters simultaneously. The efficiency is defined for this purpose as

$$\eta = \frac{Nu}{Nu_0} \left(\frac{f}{f_0} \right)^{1/3} \quad (2)$$

Figure 2 shows the efficiency coefficient changes in terms of Reynolds number. The results of this section for the efficiency coefficient show that in all three Reynolds numbers, the system performance has improved, and with increasing the Reynolds number, the performance coefficient decreases so that the best performance coefficient was observed in the Reynolds number 3000.

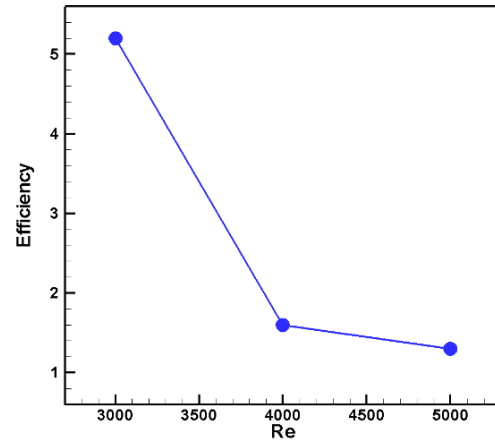


Figure 2. The performance diagram of simulated heat exchanger with an elastic plate for turbulent flow

4. Conclusion

In this study, heterogeneous heat exchangers in laminar and turbulent flow are numerically simulated. An elastic separator plate was used to increase the heat transfer rate in the heat exchanger. A heat exchanger with a rigid plate and a heat exchanger with an elastic plate were simulated separately and in both cases, the mean coefficient of friction and the mean Nusselt number for different Reynolds numbers were determined and compared. In all cases, the mean coefficient of friction and the mean Nusselt number were higher for heat exchangers with elastic plates. The results showed that in most cases, the efficiency coefficient of the heat exchanger with an elastic middle plate is superior to the heat exchanger with its rigid middle plate. It was shown that adding an intermediate elastic plate increases heat transfer rate significantly. The results showed that the maximum efficiency is 5.2 that was observed in Reynolds 3000 and the minimum efficiency is 0.9 that occurred in Reynolds 200.

تحلیل فرکانسی تیرهای متخلخل ترک‌دار مدرج تابعی روی بستر الاستیک با استفاده از تئوری برشی مرتبه سوم ردی*

مقاله پژوهشی

محمدجواد کاظم‌زاده پارسی^(۴)پرهام زاهدی نژاد^(۳)یوسف بازرگان لاری^(۲)محمدامین فرقانی^(۱)

چکیده در این مقاله، تحلیل فرکانسی تیرهای متخلخل ترک‌دار مدرج تابعی روی بستر الاستیک بر اساس تئوری مرتبه سوم تغییر شکل برشی ردی بررسی می‌شود. مشخصات مکانیکی مواد انتخاب شده به‌طور پیوسته در جهت ضخامت تغییر می‌کنند. تغییرات خواص مکانیکی بر اساس مدل قانون نمایی تعیین می‌شود. با به‌کارگیری تئوری مرتبه سوم تغییر شکل برشی و با اعمال اثر بستر الاستیک خطی، با استفاده از اصل همپلتون، معادلات دیفرانسیل حاکم بر مسئله حاصل می‌شود. با توجه به پیچیدگی حل بسته‌ای این معادلات، دیفرانسیل حاکم با فرض شرایط مرزی از نوع تکیه‌گاه مختلف، به کمک روش مربعات دیفرانسیلی تعمیم یافته حل می‌شوند. به منظور صحت‌سنجی، نتایج این تحقیق با نتایج سایر مقالات مقایسه می‌شود. این بررسی نشان می‌دهد که اختلاف بین نتایج این مقاله با نتایج سایر مقالات ناچیز است. در نهایت اثر پارامترهای هندسی و شاخص نمایی خواص مواد، موقعیت و عمق ترک لبه، بستر الاستیک و تخلخل روی فرکانس طبیعی تیرهای مدرج تابعی ارزیابی می‌شود. نتایج این مقاله و تأثیرات این پارامترها می‌تواند در طراحی بهینه تیرهای مدرج تابعی و در تکنیک‌های پیش‌بینی، کشف و پایش ترک استفاده شود.

واژه‌های کلیدی تحلیل فرکانسی، مدرج تابعی نمایی، ترک لبه، تخلخل، وینکلر-پاسترناک، تئوری مرتبه سوم ردی.

مقدمه

ساختاری دیگر، یعنی فلز انعطاف‌پذیری مورد نیاز را فراهم می‌کند. قابل توجه است که به علت تغییرات پیوسته خواص مکانیکی مشکلات عدم پیوستگی که در سازه‌های کامپوزیتی موجود است، در مواد تابعی به وجود نمی‌آید. با این حال آسیب‌های جزئی ممکن است در ساختار مواد مدرج تابعی به وجود بیاید که در شرایط محیطی جدی‌تر (ارتعاشی، خوردگی و دمای بالا) می‌تواند منجر به آسیب‌های کلی‌تری شود. پیدایش ترک در یک سازه باعث کاهش سفتی، جرم و میرایی و در نتیجه تغییر در خصوصیات ارتعاشی یک سازه می‌شود. شناسایی تأثیرات ترک و عیوب می‌تواند در یافتن پیدایش اولیه ترک و محل ترک در تیرها کمک بسزایی

در سال‌های اخیر مواد مدرج کاربردهای زیادی در صنایع مختلف داشته‌اند از جمله هوافضا، انرژی، ساختمان، پزشکی و... موادی جدید و پیشرفته با ساختاری ناهمگن گفته می‌شود. خواص مکانیکی این مواد پیوسته از یک سطح به سطح دیگر تغییر می‌کند و این تغییرات به وسیله تغییر تدریجی نسبت حجمی مواد تشکیل‌دهنده آن‌ها ایجاد می‌شود. مواد هدفمند مدرج به‌طور معمول از ۲ ماده سرامیک و فلز ساخته می‌شوند. با توجه به اینکه ماده ساختاری سرامیک ضریب انتقال حرارت پایین و مقاومت بالایی در برابر درجه حرارت دارد، می‌تواند حرارت بالا را تحمل کند و از طرفی، ماده

* تاریخ دریافت مقاله ۱۳۹۹/۱۱/۱۸ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۴/۰۳ می‌باشد.

(۱) دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، واحد شیراز، دانشگاه آزاد اسلامی، شیراز، ایران.

(۲) نویسنده مسئول: استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد شیراز، دانشگاه آزاد اسلامی، شیراز، ایران. Email: bazarganlari@iaushiraz.ac.ir

(۳) استادیار، دپارتمان مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه تگزاس شمالی، آمریکا.

(۴) دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد شیراز، دانشگاه آزاد اسلامی، شیراز، ایران.

کند و از بروز فجایع بزرگ و هزینه‌های زیاد جلوگیری کند. شناسایی محل ترک با این روش به‌خاطر کاربرد عملی اهمیت بسزایی دارد. تعدادی روش برای مدل‌کردن ترک در تیرها وجود دارد که در ۲ دسته کلی قرار می‌گیرند [1, 2].

مدل‌های انعطاف‌پذیر توده‌ای و مدل‌های سفتی پیوسته. در مدل‌های انعطاف‌پذیر توده‌ای ترک به‌وسیله یک فنر پیچشی بدون وزن مدل می‌شود که ماتریس ضریب انعطاف‌پذیری فنر از روش نرخ آزادسازی انرژی کرنش و فاکتور شدت تنش (SIF) به‌دست می‌آید [2]. در مدل سفتی پیوسته، محققان تلاش کرده‌اند تا ارتعاشات تیر ترک‌دار را با معادلات واحدی که محل و عمق را شامل می‌شود، توصیف کنند.

بر اساس مکانیک شکست، کاهش سفتی تیر مدرج تابعی که در اثر پیدایش ترک به‌وجود آمده است، توسط مدل سفتی پیوسته مدل می‌شود [3]. در تحقیقات اولیه بیشتر از روی مکانیک شکست، ضریب شدت تنش و تحلیل روابط حاکم بر آن به بررسی رفتارهای ارتعاشی تیرهای هدفمند پرداخته می‌شد [4]. شیفرین و روتلو [5] به بررسی و استخراج فرکانس‌های تیر مکانیکی با تعداد ترک دلخواه پرداختند. آن‌ها در این تحلیل از روش عددی برای حل معادلات حاکم استفاده کردند. سپس در سال ۲۰۰۴ اسوامیداس، یانگ و سشدری [6] به بررسی مدل اثرات سازه ترک و محل آن روی رفتار ارتعاشی تیرها پرداختند. آن‌ها در این مطالعه با استفاده از تئوری مکانیک شکست، تئوری‌های برنولی، تیموشنکو و اصل انرژی معادلات حاکم را به‌دست آوردند و با استفاده از روش عددی گالرکین به حل معادلات حاکم پرداختند. باریس بینسی [7] به بررسی تحلیلی و اجزای محدود تیرهای با تعداد ترک دلخواه و تحت اثر بار محوری پرداخت و نتایج این ۲ روش را باهم مقایسه کرد. لین و چانگ [8] یک روش حل تحلیلی برای تیر یک‌سر گیردار ترک‌دار که با فنر پیچشی مدل می‌شد و تحت اثر یک‌بار متحرک نقطه‌ای قرار داشت را به روش ماتریس

انتقال و تکنیک بسط سری‌های مودال بررسی کردند. مینگ هونگ سو [9] به بررسی ارتعاشات تیرهای مدرج تابعی ترک‌دار روی بستر الاستیک پرداخت. در این مطالعه وی با استفاده از تئوری تیر برنولی و در نظر گرفتن بار محوری ضمن استخراج معادلات حاکم به بررسی ارتعاشات تیر دارای یک ترک روی بستر الاستیک به روش حل عددی مربعات دیفرانسیلی برای شرایط مرزی مختلف پرداخت. یانگ، چن و ژیا [10] به بررسی ارتعاشات آزاد و اجباری تیرهای غیرهمگن نمایی ترک‌دار تحت تأثیر نیروی محوری و بار متحرک پرداختند. در این بررسی آن‌ها ترک را به‌صورت فنر پیچشی مدل کردند و با استفاده از تئوری اوپلر برنولی یک راه‌حل تحلیلی برای به‌دست‌آوردن فرکانس‌های طبیعی این مسئله ارائه کردند.

همچنین یانگ و چن [11] به بررسی ارتعاشات آزاد و کماتش تیرهای مدرج تابعی ترک‌دار لبه عرضی با استفاده از تئوری تیر اوپلر برنولی و مدل ترک فنر پیچشی برای شرایط مرزی مختلف با استفاده از روش تحلیلی-عددی پرداختند. ماتبولی، راگب و نثار [12] به بررسی ارتعاشات آزاد تیرهای مدرج تابعی نمایی ترک‌دار روی بستر الاستیک وینکلر-پاسترناک پرداختند. آن‌ها در این مطالعه با استفاده از تئوری تیر برنولی و مدل ترک بغرم فنر طولی خطی، معادلات حاکم را استخراج کرده و برای حل معادلات از روش مربعات دیفرانسیلی استفاده کردند. سپس ک، یانگ و کیتپرنچای [13] به بررسی ارتعاشات و کماتش الاستیک تیرهای مدرج تابعی ترک‌دار عرضی برای شرایط مرزی مختلف پرداختند. آن‌ها نیز ترک را به‌صورت فنر پیچشی بدون وزن مدل کردند و با استفاده از تئوری تیر تیموشنکو و به روش تحلیلی فرکانس‌های ارتعاشی و بار بحرانی تیر را به‌دست آوردند. فرزکی، طاحانی و طوسی [14] به بررسی تیرهای ارتعاشی مدرج تابعی ترک‌دار عرضی با استفاده از تئوری تیموشنکو پرداختند. در این بررسی آن‌ها با استفاده از روش ماتریس‌های موج رفتار ارتعاشی

تیرهای تابعی مدرج ترک‌دار در شرایط مرزی مختلف را بررسی کردند. کمیل آیدین [15] به بررسی ارتعاشات آزاد تیرهای هدفمند مدرج دارای تعداد دلخواه ترک سطحی برای شرایط مرزی مختلف پرداخت. او در این مطالعه با استفاده از تئوری تیر اوایلر-برنولی و با مدل فنر بدون جرم پیچشی ترک معادلات حاکم را استخراج کرد و به روش تحلیلی دینامیکی معادلات را حل کرد. توزیع ماده در این تیر مدرج به صورت نمایی تغییر می‌کرد.

شرافت‌نیا، فراچی و فقی‌دیان [16] به بررسی یک راه‌حل تحلیلی برای ارتعاشات آزاد و کماتش تیرهای مدرج تابعی نمایی ترک‌دار عرضی با استفاده از تئوری مهندسی پرداختند. تئوری‌های اوایلر-برنولی، رابلی و تیموشنکو در این تحقیق به کار گرفته شد. در این مطالعه، ترک هم‌زمان با ۲ فنر پیچشی و طولی مدل شد و ارتعاشات تیر برای شرایط مرزی یک‌سر گیردار-آزاد با در نظر گرفتن خصوصیات ماده، عمق ترک، محل ترک، ضریب لاغری تیر بررسی شد. ون لین، ترانگ داک و تین خیم [17] به بررسی فرکانس‌های ارتعاشی تیر هدفمند مدرج دارای ترک‌های عرضی پرداختند. آن‌ها در این مطالعه یک معادله جدید ارتعاشی برای تیرهای هدفمند مدل کسر حجمی و بر اساس تئوری تیر تیموشنکو و روش حل ماتریس سفتی دینامیک ترک ارائه کردند. در این مطالعه نیز به صورت فنر پیچشی بدون جرم در نظر گرفته شده است. شعبانی و کندیگلو [18] ارتعاشات آزاد تیر یک‌سر گیردار مدرج تابعی که با مدل نمایی و توانی در جهت عرض تغییر می‌کرد را بررسی کردند. در این تیر ۲ ترک عرضی در نظر گرفته شده و با استفاده از تئوری مکانیک شکست الاستیک خطی و روش حل اجزای محدود فرکانس‌های طبیعی به دست آمده است.

رضایی و همکاران [19] یک مدل پیوسته برای مطالعه ارتعاشات عرضی تیر اوایلر-برنولی ترک‌دار ارائه کردند. داین مدل با کمک اصول مکانیک شکست تابع اغتشاش ترک در میدان تنش و کرنش ارائه شده است و

معادلات با استفاده از روش گالرکین حل شده‌اند. علی جانی و ابدی [20] یک حل تقریبی بر مبنای روش رابلی برای تحلیل رفتار مودال تیر اوایلر-برنولی ترک‌دار روی بستر الاستیک ارائه کردند.

اغلب تیرهای مکانیکی و سازه‌های مهندسی مانند سازه‌های ساختمانی، سازه‌های دریایی، خطوط لوله نفت و گاز روی زمین استوار هستند. به همین دلیل بسیاری از محققان به دنبال تجزیه و تحلیل رفتار این سازه‌ها روی بسترهای الاستیک مختلف هستند [21]. در بسیاری از مسائل ساختار خاک به منظور ساده‌سازی، بستر الاستیک معمولاً با پایه وینکلر مدل شده است. با این حال، نشان داده شده است که رفتار مواد بستر در علم مهندسی نمی‌تواند صرفاً با مدل بستر الاستیک وینکلر که شامل فنرهای کششی خطی مستقل است، بیان شود. به همین دلیل پاسترناک به منظور یافتن یک مدل پایه فیزیکی و دقیق‌تر، بستری با ۲ پارامتر را با تعاملات برشی پیشنهاد کرد. اولین پارامتر بستر مشابه مدل مبتنی بر وینکلر است و پارامتر دوم، سختی لایه برشی در مدل بستر است. ایزنبرگر [22] یک روش دقیق برای تحلیل ارتعاش تیرهای ایزوتروپیک روی پایه‌های الاستیک متغیر یک و دو متغیره ارائه کرد. چن، لو و بیان [23] به بررسی ارتعاشات آزاد تیرها روی بستر الاستیک پاسترناک پرداختند. آن‌ها در این تحلیل با استفاده از روابط الاستیسیته معادلات حاکم را استخراج کرده و از روش مربعات دیفرانسیلی آن‌ها را برای شرایط مرزی مختلف حل کردند. اکباس [24] معادلات ارتعاشات آزاد تیرهای مدرج تابعی ترک‌دار روی بستر وینکلر را به کمک تئوری اوایلر-برنولی در اصل همیلتن استخراج و با استفاده از روش اجزای محدود حل کرد. در این مطالعه ترک به صورت فنر پیچشی بدون جرم در نظر گرفته شده بود. باغلانی و همکاران [25] با استفاده از تئوری برشی مرتبه بالا و سری فوریه اصلاح‌شده به بررسی دینامیکی پوسته‌های استوانه‌ای مدرج تابعی روی بستر الاستیک پاسترناک پرداختند.

تخلخل که به دلیل تفاوت زیاد در دمای انجماد بین اجزای تشکیل دهنده در فرایند ساخت مواد مدرج تابعی ممکن است باعث ایجاد حفره‌های میکروسکوپی درون مواد در فرایند پخت شود، در سازه‌ها باعث ایجاد فرصت خوبی در پیشرفت در زمینه خواص مکانیکی سازه‌های مهندسی خواهد شد. یکی از کاندیداهای اصلی برای سازه‌های تحت بارهای ضربه‌ای یا دینامیکی، مواد مدرج تابعی متخلخل هستند که به طور فوق‌العاده‌ای جاذب انرژی هستند. مطالعات روی آنالیز ارتعاشی سازه‌های متخلخل به طور ویژه برای تیرها تاکنون به تعداد اندکی انجام پذیرفته است. یحیی [26] آنالیز ارتعاشات آزاد غیرخطی صفحات دایره‌ای متخلخل مدرج تابعی را روی بستر الاستیک ارائه کرد. مشخص شد که کسر حجمی تخلخل و نوع گسترش تخلخل یک تأثیر کاملاً مشخص روی پاسخ ارتعاشات آزاد غیرخطی ابعادی صفحه‌های مدور با دامنه بالا دارد. مختاری و ابراهیمی [27] آنالیز ارتعاشات عرضی تیرهای تیموشنکو متخلخل مدرج تابعی چرخان را مطالعه کردند. آن‌ها از روش انتقال دیفرانسیلی جهت حل معادلات حرکت استفاده کردند. در اینجا کسر حجمی تخلخل نقش مهمی در ارتعاشات تیرهای متخلخل ایفا می‌کرد. مهمت آوکار [28] به بررسی ارتعاشات آزاد تیرهای مدرج تابعی توانی و سیگموئید متخلخل که خصوصیات مواد تیر در جهت ضخامت به صورت پیوسته تغییر می‌کند، پرداخت. در این تحقیق به کمک اصل همیلتن و تئوری تیرهای کلاسیک و تیموشنکو معادلات حاکم استخراج و به روش جداسازی متغیرها معادلات حاکم حل شد و نتایج با مقالات موجود مقایسه شده است. ماهاری رامتکه و پاندا [29] اثر توزیع تخلخل را روی رفتار ارتعاشی تیرهای مدرج تابعی تک و چندجهته مختلف با استفاده از اصل همیلتون و روش اجزای محدود بررسی کردند. به طور کلی مطالعات کمتری روی ارتعاش آزاد تیرهای هدفمند مرتبه بالا وجود دارد. به دلیل پیچیدگی خاص حل مسائل بر اساس تئوری مرتبه سوم برشی

تیرها، روش‌های عددی قوی برای حل معادلات حاکم و شرایط مرزی آن‌ها مورد نیاز است. روش مربعات دیفرانسیلی از جمله روش‌های عددی است که در آن‌ها با استفاده از ضرایب وزنی معادلات دیفرانسیلی حاکم، به دسته‌ای از معادلات جبری مرتبه اول تبدیل می‌شوند. بدین ترتیب که در هر نقطه، مشتق به صورت یک مجموع خطی از ضرایب وزنی و مقادیر تابع در آن نقطه و دیگر نقاط دامنه بیان می‌شود. با اعمال این روش، معادلات با مشتقات جزئی حاکم بر مسئله تبدیل به معادلات جبری می‌شوند که بر اساس نوع مسئله می‌تواند دستگاه معادلات خطی یا غیرخطی باشد. این روش قابلیت حل انواع معادلات را داراست، از جمله می‌توان به معادلات با ضرایب متغیر، غیرخطی و معادلات مقادیر ویژه اشاره کرد. روش DQ در دهه هفتاد میلادی توسط بلمان به عنوان جایگزینی بهتر برای تکنیک‌های اختلاف محدود، المان محدود و المان مرزی در حل مسائل مقدار اولیه و مقدار مرزی در فیزیک و مهندسی ارائه شد. مزیت این روش نسبت به تکنیک‌های دیگر، سرعت محاسبات و استفاده از گره‌های کمتر بود. [32]. برای رفع نواقص آن، روش GDQ به عنوان فرم اصلاح شده روش DQ در ابتدای دهه نود میلادی به وسیله شاو و ریچاردز برای حل معادلات ناویر-استوکس دوبعدی ارائه شد. روش GDQ در تحقیقات بسیاری برای حل مسائل ارتعاشی و تحلیل تنش تیرها، ورق‌های مستطیلی و پوسته‌های استوانه‌ای به کار رفته است [32].

مروری بر ادبیات تحقیق نشان می‌دهد که تاکنون در زمینه ارتعاشات آزاد تیرهای مدرج تابعی ترک دار اغلب از تئوری اوایلر برنولی و تیموشنکو استفاده شده است. همچنین اثر هم‌زمان ترک و تخلخل در تیرهای مدرج نمایی تاکنون دیده نشده است. در این مقاله آنالیز فرکانسی تیرهای متخلخل ترک دار مدرج تابعی نمایی روی بستر الاستیک با استفاده از تئوری برشی مرتبه سوم

$$\rho(z) = \rho_0 e^{\beta z} \quad (1)$$

$$E(z) = E_0 e^{\beta z}$$

که در آن β شاخص گردایان تغییرات ماده مدرج تابعی است و به صورت ذیل تعریف می شود:

$$\beta = \frac{1}{h} \ln \frac{E_1}{E_2} \quad (2)$$

E_1 و E_2 مدول الاستیک در لایه بالایی و پایینی تیر هستند. E_0 و ρ_0 مدول یانگ و چگالی تیر در لایه وسط تیر هستند. در شکل (۱) تیر تابعی مدرج نمایی ترک دار نشان داده شده است. L و h نمایانگر طول و ضخامت تیر هستند و یک ترک باز لبه به عمق a در محل L_1 از سمت چپ تیر واقع شده است [33]. همان طور که در شکل (۲) نشان داده شده، به منظور مدل سازی ترک لبه در تیر از فنر پیچشی بدون جرم با سفتی پیچشی K_T استفاده شده است که ۲ قسمت جدا شده در اثر ترک را در محل ناپیوستگی به هم متصل می کند.

سفتی پیچشی فنر به صورت ذیل در نظر گرفته می شود:

$$K_T = \frac{1}{G} \quad (3)$$

که در آن G انعطاف پذیری پیچشی در محل ناپیوستگی بوده و با توجه به تئوری مکانیک شکست و فاکتور شدت تنش به صورت ذیل بیان می شود:

$$G = \int_0^{\xi} \frac{72 \pi (1 - \nu^2) \xi F^2(\xi)}{E h^2} d\xi \quad (4)$$

که در آن ν ضریب پواسون بوده و ثابت در نظر گرفته می شود و $\xi = \frac{a}{h}$ نسبت عمق ترک به ارتفاع تیر است.

ردی برای کاربرد در تیرهای ضخیم بررسی می شود که تاکنون با این روش انجام نشده است.

ماده مدرج تابعی این تیرها به صورت ترکیبی از ۲ فاز در نظر گرفته شده است که به صورت قانون نمایی در جهت عرض تیر حاصل می شود. همچنین مدل توزیع غیریکنواخت و نامتقارن تخریل در ترکیب با مدل نمایی در نظر گرفته می شود که به جذابیت کار می افزاید. معادلات حاکم و شرایط مرزی آن ها، با استفاده از اصل همیلتن به دست می آید. این معادلات به کمک روش مربعات دیفرانسیلی تعمیم یافته گسسته سازی و حل می شود. به این ترتیب، مقادیر فرکانسی ارتعاش آزاد تیرهای مدرج تابعی ترک دار به دست می آیند. همچنین اثر پارامترهای هندسی، موقعیت ترک، ضریب تخریل و بستر الاستیک بر ارتعاش آزاد این نوع تیرها بررسی می شود.

تئوری، فرمول بندی و معادلات حاکم

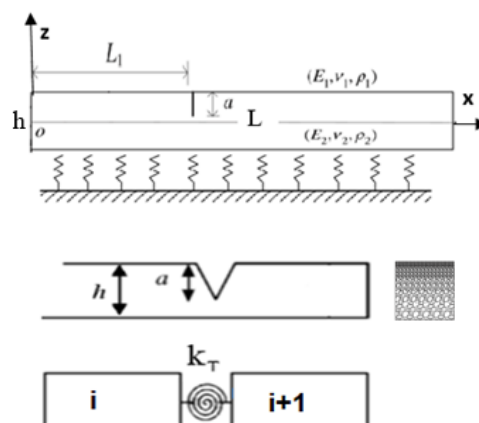
خصوصیات مواد مدرج تابعی نمایی. مدل هایی که برای توزیع خواص در مواد تابعی مدرج وجود دارد، رابطه ای ریاضی برای هر خاصیت در هر نقطه دلخواه از ماده بیان می کنند. این رابطه بر حسب مختصات نقطه و خواص ابتدا و انتها (۲ جزء تشکیل دهنده ماده تابعی مدرج) تعریف می شود. از بین مدل های مختلفی که برای توزیع خواص در مواد تابعی مدرج وجود دارد، مدل نمایی که در اکثر مطالعات استفاده می شود، انتخاب می شود. همچنین به منظور بررسی تأثیر تخریل در تیرهای مدرج تابعی ترک دار، مدل توزیع غیریکنواخت و نامتقارن تخریل در ترکیب با مدل نمایی انتخاب می شود. بدین ترتیب چگالی و مدول یانگ $p(z)$ و $E(z)$ که در جهت ضخامت تیر تغییر می کند، به صورت رابطه (۱) نمایش داده می شود [1, 2, 11, 33, 35].

همچنین تابع $F(\xi)$ برای نسبت‌های مختلف مدول یانگ به صورت ذیل استخراج می‌شود [33-35].

$$E_2/E_1 = 0.2 : F(\xi) = 1.910 - 2.752\xi - 4.742\xi^2 + 146.776\xi^3 - 770.750\xi^4 + 1947.830\xi^5 - 2409.170\xi^6 + 1177.980\xi^7 \quad (5)$$

$$E_2/E_1 = 1 : F(\xi) = 1.150 - 1.662\xi + 21.667\xi^2 - 192.451\xi^3 + 909.375\xi^4 - 2124.310\xi^5 + 2395.830\xi^6 - 1031.750\xi^7 \quad (6)$$

$$E_2/E_1 = 5 : F(\xi) = 0.650 - 0.859\xi + 12.511\xi^2 - 72.627\xi^3 + 267.910\xi^4 - 535.236\xi^5 + 545.139\xi^6 - 211.706\xi^7 \quad (7)$$



شکل ۲ مدل ترک عرضی باز لبه و توزیع تخلخل در تیر مدرج تابعی نمایی

اگر ترک در فاصله x_i از سمت چپ تیر وجود داشته باشد، جابه‌جایی محوری، جابه‌جایی عرضی، نیروی عمود بر سطح مقطع، مومان خمشی، نیروی برشی

و شیب تیر در المان i و $i+1$ که محل ناپوستگی است، باید شرایط زیر را ارضا کند [35]:

$$\begin{aligned} U_i(x_i) &= U_{i+1}(x_{i+1}) \\ W_i(x_i) &= W_{i+1}(x_{i+1}) \\ N_i(x_i) &= N_{i+1}(x_{i+1}) \\ M_i(x_i) &= M_{i+1}(x_{i+1}) \\ Q_i(x_i) &= Q_{i+1}(x_{i+1}) \\ W'_i(x)_i &= W'_{i+1}(x_{i+1}) + C_i M_i(x_i) \end{aligned} \quad (8)$$

که در این رابطه C_i همان سفتی پیش‌فنی K_T یا است. برای نمایش تخلخل توزیع‌های متفاوتی در سطح مقطع تیر می‌توان در نظر گرفت که بر اساس مدل‌های ریاضی و نوع مدل تیر مدرج تابعی انتخاب می‌شوند، مانند مدل توزیع یکنواخت زوج و فرد [36]. در اینجا باتوجه به مدل نمایی در نظر گرفته شده برای توزیع مدول الاستیسیته و چگالی در تیر مدرج تابعی، مدل توزیع غیریکنواخت و نامتقارن تخلخل مطابق شکل (۲) برای این تیر در ترکیب با مدل نمایی در نظر گرفته می‌شود که کمتر در مقالات استفاده شده است. این توزیع تخلخل به فرم زیر است [37].

$$\rho(z) = \rho_1 \left[1 - e_m \cos\left(\frac{\pi z}{2h} + \frac{\pi}{4}\right) \right] \quad (9)$$

$$E(z) = E_1 \left[1 - e_0 \cos\left(\frac{\pi z}{2h} + \frac{\pi}{4}\right) \right]$$

که در آن

$$e_0 = 1 - \frac{E_2}{E_1} \quad (10)$$

$$e_m = 1 - \sqrt{1 - e_0}$$

بنابراین با جاگذاری روابط (۹ و ۱۰) در روابط (۱ و ۲)، معادله ریاضی تیر نمایی در نظر گرفته شده با لایه بالایی فلز و لایه پایینی سرامیک و توزیع تخلخل غیرمتقارن در ترکیب با مدل نمایی تیر به صورت ذیل استخراج می‌شود:

مرتبه سوم ردی اشاره کرد. در این تئوری بر خلاف تئوری های کلاسیک و برشی مرتبه اول، سطح مقطع تیر دیگر به صورت سطح صاف در نظر گرفته نمی شود. میدان جابه جایی در این تئوری با فرضیاتی همراه است. (۱) جابه جایی های طولی و عرضی به ۲ مؤلفه خمشی و برشی تقسیم می شوند. (۲) مؤلفه خمشی از جابه جایی طولی شبیه مؤلفه تئوری برنولی است. (۳) مؤلفه برشی از جابه جایی طولی به گونه ای به تغییرات مرتبه سه کرنش برشی در ضخامت تیر افزایش می یابد که تنش برشی در سطوح بالا و پایین تیر صفر می شود. بر اساس این فرضیات میدان جابه جایی به صورت زیر بیان می شود [21]:

$$U(x, z, t) = u(x, t) - z \frac{\partial w_b(x, t)}{\partial x} - f(z) \frac{\partial w_s(x, t)}{\partial x} \quad (13)$$

$$W(x, z, t) = w_b(x, t) + w_s(x, t)$$

که در آن U ، w_b و w_s به ترتیب معرف جابه جایی طولی، خمشی و برشی تیر در یک نقطه از صفحه میانی تیر هستند. تابع شکل $f(z)$ مشخص کننده شکل توزیع کرنش برشی عرضی و تنش برشی در ضخامت تیر است که شرایط مرزی تنش صفر را در سطوح بالا و پایین تیر ارضا می کند. بر اساس تئوری مرتبه سوم برشی تیر ردی، تابع شکل $f(z)$ به صورت زیر بیان می شود [1]:

$$f(z) = \frac{4z^3}{3h^2} \quad (14)$$

استخراج معادلات حاکم ارتعاشات تیر بر مبنای تئوری تغییر شکل مرتبه سوم ردی. در استخراج معادلات حاکم فرضیات زیر لحاظ شده است: الف) تغییر شکل های کوچک. ب) وجود بارگذاری حرارتی با دمای ثابت. بر اساس میدان جابه جایی در نظر گرفته شده در این تئوری می توان کرنش ها و در نتیجه تنش ها را در تیر به صورت زیر استخراج کرد.

$$\rho(z) = \rho_m \exp \left[\left(\frac{z}{h} \ln \left(\frac{E_c}{E_m} \right) \right) \left[\frac{1 - e_m \cos \left(\frac{\pi z}{2h} \right)}{+ \frac{\pi}{4}} \right] \right]$$

$$E(z) = E_m \exp \left[\left(\frac{z}{h} \ln \left(\frac{E_c}{E_m} \right) \right) \left[\frac{1 - e_0 \cos \left(\frac{\pi z}{2h} \right)}{+ \frac{\pi}{4}} \right] \right] \quad (11)$$

که در آن E_m و E_c به ترتیب مدول الاستیسیته لایه فلز و سرامیک است و ρ_m و ρ_c نیز به ترتیب چگالی لایه فلز و سرامیک است و ضریب e_m به صورت نرمال شده عبارت است از:

$$e_m = \frac{1 - \sqrt{1 - e_0 \cos \left(\frac{\pi z}{2h} + \frac{\pi}{4} \right)}}{\cos \left(\frac{\pi z}{2h} + \frac{\pi}{4} \right)} \quad (12)$$

معادلات حرکتی حاکم. برای مدل سازی رفتار دینامیکی و استاتیکی تیرها تئوری های متفاوتی وجود دارد. هر کدام از این تئوری ها مبتنی بر فرضیات، مزایا، محدودیت ها و کاربردهایی هستند. از جمله شناخته شده ترین تئوری های موجود می توان به تئوری تیر کلاسیک که با نام تئوری تیر اویلر برنولی نیز شناخته می شود، تئوری تغییر شکل برشی مرتبه اول که با نام تئوری تیر تیموشنکو نیز شناخته می شود و تئوری های مرتبه بالای برشی مانند تئوری برشی مرتبه سوم که به نام تئوری تیر ردی نیز شناخته می شود، اشاره کرد که برای تیرهای ضخیم به کار می رود [21].

تئوری برشی مرتبه سوم ردی. برای مدل سازی ارتعاشی تیرهای ضخیم باید از تئوری های دقیق تر از تئوری اویلر برنولی و تیموشنکو استفاده کرد که حجم محاسبات و پیچیدگی روابط آن نیز بیشتر است و فاکتور تصحیح برش حذف می شود. از جمله مهم ترین تئوری های برشی مراتب بالاتر می توان به تئوری برشی

انرژی جنبشی به صورت زیر معرفی می شود که
باتوجه به میدان جابهجایی معرفی شده در معادله (۱۳)
می توان انرژی جنبشی را به صورت رابطه (۱۸)
استخراج کرد.

$$K = \frac{1}{2} \int_0^L \int_A \rho(z) (\dot{U}^2 + \dot{W}^2) dA dx$$

$$K = \int_{-L/2}^{L/2} \left[J_2 \frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial x \partial t} \frac{\partial^2 w_s(x,t)}{\partial x \partial t} - \mathcal{I}_1 \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} \frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial x \partial t} + \frac{1}{2} \mathcal{I}_2 \left(\frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial x \partial t} \right)^2 - J_1 \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} \frac{\partial^2 w_s(x,t)}{\partial x \partial t} + \frac{1}{2} K_2 \left(\frac{\partial^2 w_s(x,t)}{\partial x \partial t} \right)^2 + \mathcal{I}_0 \frac{\partial w_b(x,t)}{\partial t} \frac{\partial w_s(x,t)}{\partial t} + \frac{1}{2} \mathcal{I}_0 \left(\frac{\partial w_b(x,t)}{\partial t} \right)^2 + \frac{1}{2} \mathcal{I}_0 \left(\frac{\partial w_s(x,t)}{\partial t} \right)^2 + \frac{1}{2} \mathcal{I}_0 \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial t} \right)^2 \right] dx \quad (18)$$

انرژی پتانسیل بستر الاستیک به صورت زیر معرفی می شود که در آن k_w و k_g به ترتیب ثابت های الاستیک وینکلر و لایه برشی بستر هستند که به خصوصیات بستر و خاک، مانند طول خاک، مدول الاستیک و ضریب پواسون خاک وابسته هستند.

باتوجه به میدان جابهجایی معرفی شده انرژی پتانسیل بستر به فرم (۱۹) استخراج می شود.

$$\sigma_{xx} = E(x,z) \left(-z \frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial x^2} - f(z) \frac{\partial^2 w_s(x,t)}{\partial x^2} + \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right) \quad (15)$$

$$\sigma_{xz} = G(x,z) \left(\frac{\partial w_s(x,t)}{\partial x} - \frac{df(z)}{dz} \frac{\partial w_s(x,t)}{\partial x} \right)$$

همچنین با استفاده از اصل همپلتن، معادلات حاکم ارتعاشات آزاد تیر دو جهته قابل استخراج است.

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta K - \delta U - \delta V_{ef}) dt = 0 \quad (16)$$

که در آن t پارامتر زمان است و t_1 و t_2 به ترتیب زمان های اولیه و نهایی هستند. همچنین δK تغییرات انرژی جنبشی، δU تغییرات انرژی کرنشی و δV_{ef} تغییرات انرژی پتانسیل بستر الاستیک است. باتوجه به میدان جابهجایی معرفی شده و تنش و کرنش استخراج شده در فرمول (۱۵)، انرژی کرنشی به صورت زیر استخراج می شود:

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L \int_A (\sigma_{xx} \varepsilon_{xx} + \sigma_{xz} \varepsilon_{xz}) dA dx$$

$$U = \int_{-L/2}^{L/2} \left[\frac{1}{2} A_s \left(\frac{\partial w_s(x,t)}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} A \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)^2 - B \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial x^2} + D_s \frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w_s(x,t)}{\partial x^2} + \frac{1}{2} D \left(\frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial x^2} \right)^2 - B_s \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \frac{\partial^2 w_s(x,t)}{\partial x^2} + \frac{1}{2} H_s \left(\frac{\partial^2 w_s(x,t)}{\partial x^2} \right)^2 \right] dx \quad (17)$$

(۲۱)

$$\begin{aligned} \delta w_s : \\ K_g \left(\frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_s(x,t)}{\partial x^2} \right) - D_s \frac{\partial^4 w_b(x,t)}{\partial x^4} \\ - K_w (w_b(x,t) + w_s(x,t)) + B_s \frac{\partial^3 u(x,t)}{\partial x^3} \\ - H_s \frac{\partial^4 w_s(x,t)}{\partial x^4} + A_s \frac{\partial^2 w_s(x,t)}{\partial x^2} \\ = \mathcal{I}_0 \frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial t^2} - J_2 \frac{\partial^4 w_b(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} \\ + J_1 \frac{\partial^3 u(x,t)}{\partial x \partial t^2} + \mathcal{I}_0 \frac{\partial^2 w_s(x,t)}{\partial t^2} \\ - K_2 \frac{\partial^4 w_s(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} \end{aligned} \quad (22)$$

همچنین شرایط مرزی به قرار ذیل استخراج می شود:

$$u=0 \quad \text{or} \quad -A \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} + B \frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial x^2} + B_s \frac{\partial^2 w_s(x,t)}{\partial x^2} = 0 \quad (23)$$

$$\frac{\partial w_s}{\partial x} = 0 \quad \text{or} \quad -D_s \frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial x^2} + B_s \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} - H_s \frac{\partial^2 w_s(x,t)}{\partial x^2} = 0 \quad (24)$$

$$\frac{\partial w_b}{\partial x} = 0 \quad \text{or} \quad -D \frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial x^2} + B \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} - D_s \frac{\partial^2 w_s(x,t)}{\partial x^2} = 0 \quad (25)$$

$$V_{ef} = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^b \left[k_w W^2 + k_g \left(\frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 \right]_{z=0} dy dx$$

$$\begin{aligned} V_{ef} = \int_{-L/2}^{L/2} \left[K_g \frac{\partial w_b(x,t)}{\partial x} \frac{\partial w_s(x,t)}{\partial x} \right. \\ \left. + \frac{1}{2} K_g \left(\frac{\partial w_b(x,t)}{\partial x} \right)^2 \right. \\ \left. + K_w w_b(x,t) w_s(x,t) \right. \\ \left. + \frac{1}{2} K_w w_b(x,t)^2 + \right. \\ \left. \frac{1}{2} K_g \left(\frac{\partial w_s(x,t)}{\partial x} \right)^2 + \right. \\ \left. \frac{1}{2} K_w w_s(x,t)^2 \right] dx \end{aligned} \quad (19)$$

با جاگذاری معادلات (۱۷-۱۹) در معادله (۱۶) و انتگرال گیری جز به جز با در نظر گرفتن متغیرهای زمان و مکان، معادلات متشکله تیر مدرج تابعی به فرم زیر استخراج می شود:

$$\begin{aligned} \delta u : \\ A \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} - B \frac{\partial^3 w_b(x,t)}{\partial x^3} - B_s \frac{\partial^3 w_s(x,t)}{\partial x^3} \\ = \mathcal{I}_0 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - \mathcal{I}_1 \frac{\partial^3 w_b(x,t)}{\partial x \partial t^2} \\ - J_1 \frac{\partial^3 w_s(x,t)}{\partial x \partial t^2} \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \delta w_b : \\ K_g \left(\frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_s(x,t)}{\partial x^2} \right) - D \frac{\partial^4 w_b(x,t)}{\partial x^4} \\ - K_w (w_b(x,t) + w_s(x,t)) + B \frac{\partial^3 u(x,t)}{\partial x^3} \\ - D_s \frac{\partial^4 w_s(x,t)}{\partial x^4} \\ = \mathcal{I}_0 \frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial t^2} - \mathcal{I}_2 \frac{\partial^4 w_b(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} \\ - J_2 \frac{\partial^4 w_s(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} + \mathcal{I}_1 \frac{\partial^3 u(x,t)}{\partial x \partial t^2} \\ + \mathcal{I}_0 \frac{\partial^2 w_s(x,t)}{\partial t^2} \end{aligned}$$

گوس- لوباتو به فرم (۲۹) استفاده شده که مزیت آن نسبت به سایر روش های توزیع نقاط این است که تجمع نقاط در نواحی مرزی بیشتر از نواحی میانی دامنه خواهد بود که دقت نتایج را بالا می برد [32, 38]. ثابت های دیگر تعریف شده به فرم (۳۰) است.

$$x_i = \frac{1}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{i-1}{N-1}\pi\right) \right]; \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (29)$$

$$(A(x), B, D, B_s, D_s, H_s) = \iint E(x, z)(1, z, z^2, f(z), zf(z), f^2(z)) dA \quad (30)$$

$$(\mathcal{I}_0(x), \mathcal{I}_1, \mathcal{I}_2, J_1, J_2, K_2) = \iint \rho(x, z)(1, z, z^2, f(z), zf(z), f^2(z)) dA$$

δu :

$$\begin{aligned} A_i \sum_{j=1}^N B_{ij} \bar{u}_j - B_i \sum_{j=1}^N C_{ij} \bar{w}_{bj} - B_{si} \sum_{j=1}^N C_{ij} \bar{w}_{sj} = \\ \mathcal{I}_{0i} \frac{d^2 u_i}{dt^2} - \mathcal{I}_{1i} \sum_{j=1}^N A_{ij} \frac{d^2 w_{bj}}{dt^2} - J_{1i} \sum_{j=1}^N A_{ij} \frac{d^2 w_{sj}}{dt^2} \end{aligned} \quad (31)$$

همچنین باتوجه به رابطه (۲۸) فرم DQ شرایط مرزی استخراج شده در معادلات (۲۳ - ۲۷) به فرم (۳۲ - ۳۶) قابل بیان است.

$$\begin{aligned} u = 0 \quad \text{or} \\ A_i \sum_{j=1}^N A_{ij} \bar{u}_j - B_i \sum_{j=1}^N B_{ij} \bar{w}_{bj} - B_{si} \sum_{j=1}^N B_{ij} \bar{w}_{sj} = 0 \end{aligned} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial w_s}{\partial x} = 0 \quad \text{or} \\ B_{si} \sum_{j=1}^N A_{ij} \bar{u}_j - H_{si} \sum_{j=1}^N B_{ij} \bar{w}_{sj} - D_{si} \sum_{j=1}^N B_{ij} \bar{w}_{bj} = 0 \end{aligned} \quad (33)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial w_b}{\partial x} = 0 \quad \text{or} \\ B_i \sum_{j=1}^N A_{ij} \bar{u}_j - D_{si} \sum_{j=1}^N B_{ij} \bar{w}_{sj} - D_i \sum_{j=1}^N B_{ij} \bar{w}_{bj} = 0 \end{aligned} \quad (34)$$

$$\begin{aligned} w_s = 0 \quad \text{or} \quad J_2 \frac{\partial^3 w_b(x, t)}{\partial x \partial t^2} + \\ K_2 \frac{\partial^3 w_s(x, t)}{\partial x \partial t^2} - A_s \frac{\partial w_s(x, t)}{\partial x} - \\ K_g \frac{\partial w_b(x, t)}{\partial x} - D_s \frac{\partial^3 w_b(x, t)}{\partial x^3} - \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} D \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} - K_g \frac{\partial w_s(x, t)}{\partial x} - \\ J_1 \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} - H_s \frac{\partial^3 w_s(x, t)}{\partial x^3} = 0 \\ w_b = 0 \quad \text{or} \\ \mathcal{I}_2 \frac{\partial^3 w_b(x, t)}{\partial x \partial t^2} + J_2 \frac{\partial^3 w_s(x, t)}{\partial x \partial t^2} - \\ K_g \frac{\partial w_b(x, t)}{\partial x} - D \frac{\partial^3 w_b(x, t)}{\partial x^3} - \end{aligned} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} B \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} - K_g \frac{\partial w_s(x, t)}{\partial x} - \\ -_s \frac{\partial^3 w_s(x, t)}{\partial x^3} - \mathcal{I}_1 \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} = 0 \end{aligned}$$

برای آنالیز ارتعاشات آزاد تیر، روش حل زیر برای مؤلفه های جابه جایی در نظر گرفته می شود:

$$\begin{aligned} u(x, t) = \bar{u}(x) e^{i\omega t}, \quad w_b(x, t) = \bar{w}_b(x) e^{i\omega t} \\ w_s(x, t) = \bar{w}_s(x) e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (28)$$

که در آن $i = \sqrt{-1}$ و w فرکانس طبیعی تیر است.

گسسته سازی معادلات به فرم مربعات دیفرانسیلی. در این مرحله معادلات حرکت و شرایط مرزی مربوط، با روش DQ به فرم معادلات جبری تبدیل می شوند. باتوجه به قوانین گسسته سازی و معادلات (۲۰ - ۲۲) و (۲۳ - ۲۸)، معادلات متشکله و شرایط مرزی به فرم DQ نمونه (۳۱) استخراج می شوند که در آن N تعداد نقاط گسسته سازی و A_i, B_i, C_i, D_i به ترتیب ثابت های وزن درجه یک، دو، سه و چهار روش مربعات دیفرانسیلی هستند که از توابع چند جمله ای درونیاب لاگرانژ به دست می آیند [32, 38]. در این مقاله جهت گسسته سازی از روش توزیع غیریکنواخت چیشف-

$$[S_{bb}]\{b\} + [S_{bd}]\{d\} = 0 \quad (39)$$

که در آن $[S_{bb}]$, $[S_{bd}]$ ماتریس‌های سفتی هستند. با به‌کاربردن معادله (39) در معادله (38) ماتریس درجات آزادی $\{b\}$ حذف می‌شود و نتیجه به فرم (40) استخراج می‌شود.

$$([S] - w_i^2[M])\{d\} = 0 \quad (40)$$

که در آن $[S] = [S_{dd}] - [S_{db}][S_{bb}]^{-1}[S_{bd}]$ با حل کردن معادله (40) فرکانس‌های طبیعی تیر مدرج تابعی به دست می‌آید.

نتایج

در این بخش به منظور استخراج فرکانس‌های طبیعی تیر مدرج تابعی نمایی روی بستر الاستیک، ابتدا رفتار همگرایی روش حل را بررسی شد و سپس برای مشخص کردن دقت جواب‌ها و صحت نتایج، مقایسه با مقالات دیگران را مدنظر قرار می‌گیرد. ابتدا به منظور صحت‌سنجی نتایج در جداول (3 و 2) از تیر فولادی ایزوتروپیک با مشخصات $E = 210 \text{ GPa}$ و $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ مطابق مرجع [39] استفاده شده است. سپس در استخراج کردارها از تیر مدرج تابعی نمایی که دارای مشخصات فلز آلومینیم در لایه بالایی تیر به مشخصات $E_1 = 70 \text{ GPa}$ ، $\rho_1 = 2780$ و $\nu_1 = 0.33$ و سرامیک در لایه پایینی تیر است، مطابق مرجع [10] استفاده شده است.

در بررسی‌های این تحقیق فرکانس طبیعی بی‌بعد شده به صورت (w) و به فرم (41) تعریف می‌شود.

$$w = \frac{w_n L^2}{h} \sqrt{\frac{\rho_m}{E_m}} \quad (41)$$

که ρ_m چگالی و E_m مدول الاستیسیته لایه فلز است. همچنین ثابت‌های الاستیک بی‌بعد مربوط به بستر

$$\begin{aligned} w_s = 0 \quad \text{or} \\ A_{si} \sum_{j=1}^N A_{ij} \bar{w}_{sj} + K_g \sum_{j=1}^N A_{ij} \bar{w}_{bj} + D_{si} \sum_{j=1}^N C_{ij} \bar{w}_{bj} \\ - B_{si} \sum_{j=1}^N B_{ij} \bar{u}_j + H_{si} \sum_{j=1}^N C_{ij} \bar{w}_{sj} + K_g \sum_{j=1}^N A_{ij} \bar{w}_{sj} \\ = J_{1i} \sum_{j=1}^N A_{ij} \frac{d^2 u_j}{dt^2} - J_{2i} \sum_{j=1}^N B_{ij} \frac{d^2 w_{bj}}{dt^2} \\ - K_{2i} \sum_{j=1}^N B_{ij} \frac{d^2 w_{sj}}{dt^2} \end{aligned} \quad (35)$$

$$\begin{aligned} w_b = 0 \quad \text{or} \\ K_g \sum_{j=1}^N A_{ij} \bar{w}_{bj} + D_i \sum_{j=1}^N C_{ij} \bar{w}_{bj} \\ - B_i \sum_{j=1}^N B_{ij} \bar{u}_j + D_{si} \sum_{j=1}^N C_{ij} \bar{w}_{sj} \\ + K_g \sum_{j=1}^N A_{ij} \bar{w}_{sj} \\ = \mathcal{I}_{1i} \sum_{j=1}^N A_{ij} \frac{d^2 u_j}{dt^2} - \mathcal{I}_{2i} \sum_{j=1}^N B_{ij} \frac{d^2 w_{bj}}{dt^2} \\ - J_{2i} \sum_{j=1}^N B_{ij} \frac{d^2 w_{sj}}{dt^2} \end{aligned} \quad (36)$$

برای تشکیل مقادیر ویژه سیستم معادلات، درجات آزادی به 2 قسمت درجات آزادی دامنه و مرز (بانداری) به فرم (37) تقسیم می‌شود.

$$\{d\} = \begin{Bmatrix} \{\bar{u}\} \\ \{\bar{w}_b\} \\ \{\bar{w}_s\} \end{Bmatrix}, \quad \{b\} = \begin{Bmatrix} \{\bar{u}\} \\ \{\bar{w}_b\} \\ \{\bar{w}_s\} \end{Bmatrix} \quad (37)$$

با استفاده از معادله (37) فرم گسسته معادلات حرکت به حالت ماتریسی را به فرم معادله (38) می‌توان نوشت

$$[S_{db}]\{b\} + [S_{dd}]\{d\} - w_i^2[M]\{d\} = 0 \quad (38)$$

که در آن $[S_{dd}]$, $[S_{db}]$ ماتریس‌های سفتی هستند و $[M]$ ماتریس جرم است. به همین ترتیب فرم گسسته شرایط مرزی به صورت (39) بازنویسی می‌شود.

به فرم (۴۲) مشخص می‌شوند.

$$K_w = \frac{k_w L^4}{E_0 I}, \quad K_g = \frac{k_0 L^2}{\pi^2 E_0 I} \quad (42)$$

که پارامتر I به صورت (۴۳) تعریف می‌شود:

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (43)$$

در تمام حالت‌های برر سی شده رفتار همگرایی بر اساس تعداد نقاط روش DQ در راستای طول تیر برر سی شده‌اند. در جدول (۱) به عنوان نمونه رفتار همگرایی فرکانس طبیعی تیر مدرج تابعی نهمایی ترک‌دار در شرایط تکیه‌گاهی گیردار نشان داده شده‌اند. در این جدول نشان داده شده که برای $N=15$ همگرایی جواب‌ها به دست آمده است.

جدول ۱ همگرایی فرکانس اول بی‌بعد تیر ترک‌دار در وسط برای شرایط مرزی تکیه‌گاهی گیردار و نسبت‌های طول به ضخامت مختلف ($K_w=K_g=0$, $E_2/E_1=5$, $a/h=0.25$)

طول به ضخامت	فرکانس بی‌بعد	تعداد گره‌های دامنه X			
		N			
L/h	wc	۱۱	۱۳	۱۵	۱۷
۵	۱	۹/۳۰۷۱	۹/۳۰۶۸	۹/۳۰۶۷	۹/۳۰۶۷
۱۰	۱	۹/۸۱۹۱	۹/۸۱۸۹	۹/۸۱۸۸	۹/۸۱۸۸

بی‌بعد تیر بدون ترک است.

جدول ۲ مقایسه فرکانس‌های اول بی‌بعد تیر ایزوتروپیک بدون

ترک با شرایط مرزی SS ساده تحت اثر ثابت‌های مختلف

بستر الاستیک

منبع	Kg			
	۱	۰	Kw	l/h
۵	۱۳/۴۴۷	۹/۲۷۴	۰	مرجع [21]
	۱۳/۴۴۷	۹/۲۷۴	۰	کار حاضر
	۱۳/۸۰۴	۹/۷۸۵	۱۰	مرجع [21]
	۱۳/۸۰۴	۹/۷۸۵	۱۰	کار حاضر
	۳۳/۹۶۰	۳۲/۵۳۷	۱۰۰۰	مرجع [21]
	۳۳/۹۶۱	۳۲/۵۳۷	۱۰۰۰	کار حاضر
۱۰	۱۳/۸۱۶	۹/۷۰۷	۰	مرجع [21]
	۱۳/۸۱۶	۹/۷۰۷	۰	کار حاضر
	۱۴/۱۷۰	۱۰/۲۰۵	۱۰	مرجع [21]
	۱۴/۱۷۰	۱۰/۲۰۵	۱۰	کار حاضر
	۳۴/۳۹۶	۳۲/۹۶۱	۱۰۰۰	مرجع [21]
	۳۴/۳۹۶	۳۲/۹۶۱	۱۰۰۰	کار حاضر

در ادامه به منظور بررسی بیشتر، نسبت فرکانس بی‌بعد اول تیر ترک‌دار برای ۳ نسبت مدول یانگ متفاوت و طول به ضخامت ۱۰، در شکل (۳) آورده شده‌اند.

جدول ۳ مقایسه نسبت فرکانسی اول بی‌بعد (w_1/w_{10})

تیر ایزوتروپیک همگن با یک ترک عرضی لبه در موقعیت‌های

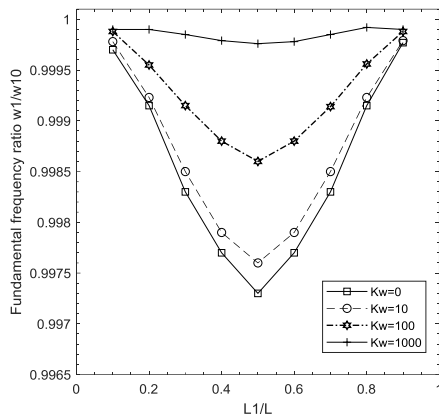
طولی مختلف به عمق $a/h=0.2$ در شرایط مرزی مختلف

شرایط مرزی	منبع	$x1/L=0.2$	$x1/L=0.4$	$x1/L=0.6$
Cantilever	مرجع [15]	۰/۹۹۰۶	۰/۹۹۶	۰/۹۹۸۲
	کار حاضر	۰/۹۹۴	۰/۹۹۷	۰/۹۹۸۵
Clamped-Clamped	مرجع [15]	$x1/L=0.1$	$x1/L=0.3$	$x1/L=0.4$
	کار حاضر	۰/۹۹۷	۰/۹۹۶	۰/۹۹۴
Simply Support	مرجع [15]	۰/۹۹۷	۰/۹۹۲	۰/۹۹۵
	کار حاضر	۰/۹۹۶	۰/۹۹۱۶	۰/۹۹۸
		$x1/L=0.2$	$x1/L=0.4$	$x1/L=0.7$
		۰/۹۹۶	۰/۹۹۲	۰/۹۹۶

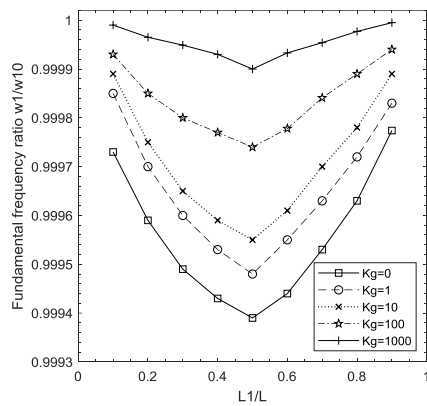
در جدول (۲) اثرات نسبت‌های مختلف طول به ضخامت و پارامترهای بستر الاستیک در نظر گرفته شده‌اند. نتایج برای تیر ایزوتروپیک همگن بدون ترک روی بستر الاستیک استخراج شده و با مرجع [21] مقایسه شده‌اند که تطابق بالا در جواب‌ها مشاهده می‌شود.

در جدول (۳) نسبت فرکانسی اول بی‌بعد برای تیر ایزوتروپیک همگن ترک‌دار در شرایط مرزی مختلف استخراج شده و با مرجع [15] مقایسه شده‌اند که تطابق بالا در جواب‌ها مشاهده می‌شود.

علت اختلاف جواب‌ها در این جدول استخراج جواب‌ها از تئوری مرتبه سوم ردی است. منظور از



(ب)



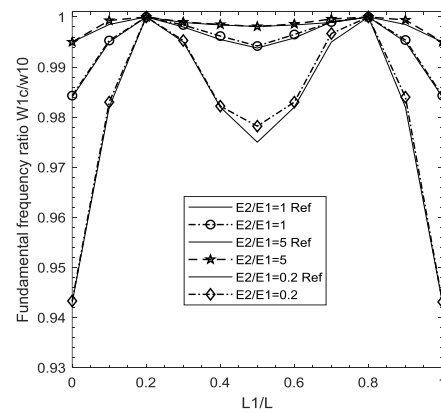
شکل ۵ اثر ثابت‌های بستر الاستیک بر تغییرات نسبت فرکانس طبیعی بی‌بعد اول تیر مدرج تابعی ترک‌دار با شرایط مرزی ساده و $E2/E1=5$ و $a/h=0.2$ با تغییر موقعیت طولی ترک (الف) تأثیر وینکلر Kw (ب) تأثیر لایه برشی Kg

در شکل (۴) تأثیر عمق و موقعیت طولی ترک لبه بر فرکانس بی‌بعد پایه تیر ترک‌دار آورده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش عمق ترک لبه فرکانس بی‌بعد تیر کاهش می‌یابد. در واقع با افزایش عمر ترک میزان سفتی تیر کاهش می‌یابد.

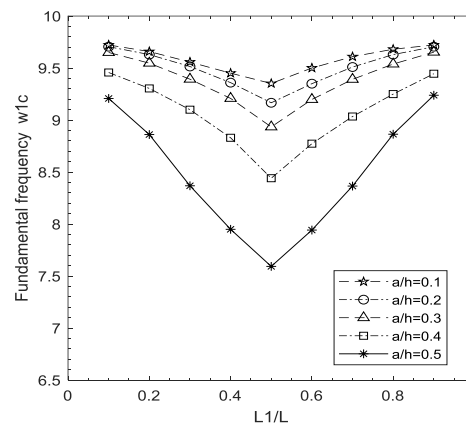
در شکل (۵- الف و ب) اثرات ضریب بستر الاستیک و موقعیت طولی ترک لبه بر نسبت فرکانس طبیعی بی‌بعد تیر مدرج تابعی برای شرایط مرزی گیردار نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، نسبت فرکانسی تیر مدرج تابعی با تغییر موقعیت ترک روند کاهشی دارد و مینیمم مقدار را در موقعیت میانی

در این شکل تأثیر نسب مدول یانگ و موقعیت طولی ترک عرضی لبه بر نسبت فرکانس تیر ترک‌دار دیده می‌شود که تطابق خوبی با کردار مرجع [11] دارد. دلیل اختلاف مشاهده شده استفاده از تئوری برشی مرتبه سوم ردی در این تحقیق است که دقت بالاتری را نشان می‌دهد.

در این شکل منظور از $w1c/w10$ نسبت فرکانس بی‌بعد تیر ترک‌دار به فرکانس بی‌بعد تیر بدون ترک است و $w1c$ نمایانگر فرکانس بی‌بعد تیر ترک‌دار است.



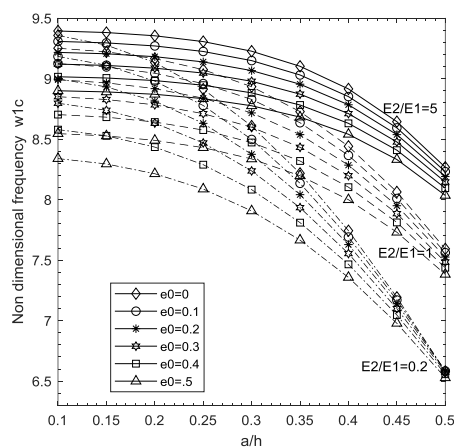
شکل ۳ تغییرات نسبت فرکانس طبیعی بی‌بعد اول تیر با $l/h=10$ و تغییر موقعیت طولی ترک برای شرایط مرزی دوسر گیردار و نسبت تغییرات مواد مختلف



شکل ۴ تغییرات فرکانس طبیعی بی‌بعد اول تیر ترک‌دار ایزوتروپیک شرایط مرزی ساده و نسبت لاغری $l/h=5$ با تغییر عمق ترک a/h (الف)

در شکل (۶-الف و ب) کردار تغییرات نسبت فرکانسی تیر مدرج تابعی بر حسب عمق ترک در وسط تیر برای ضریب لایه برشی و ضریب لایه وینکلر استخراج شده است. همانطور که ملاحظه می شود با افزایش عمق ترک نسبت فرکانسی تیر مدرج تابعی به دلیل کاهش سفتی سیستم، کاهش یافته است. با افزایش ضرایب بستر، به دلیل افزایش سفتی سیستم، نسبت فرکانس بی بعد تیر افزایش می یابد. در این کردار هم ملاحظه می شود اثر ضریب لایه برشی بستر در افزایش نسبت فرکانس سیستم از اثر ضریب وینکلر بیشتر است.

در شکل (۷) تأثیر هم زمان عمق ترک و تخلخل بر فرکانس بی بعد پایه تیر ترک دار مدرج تابعی استخراج شده است. در اثر افزایش ضریب تخلخل فرکانس بی بعد تیر ترک دار کاهش چشمگیری دارد که این کاهش زمانی که ترک در سطح تیر مدرج تابعی است کاملاً نمایان است، ولی با افزایش عمق ترک، تأثیر کمتری دارد.



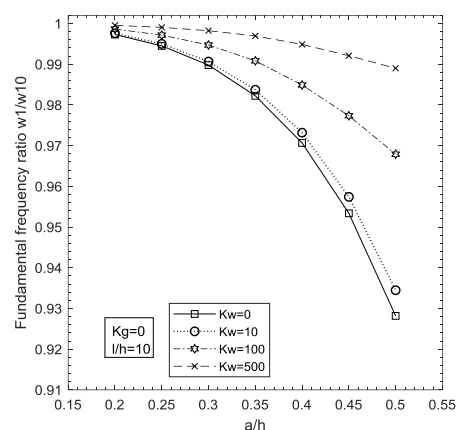
شکل ۷ تأثیر تخلخل بر فرکانس طبیعی بی بعد اول تیر ترک دار مدرج تابعی مختلف شرایط مرزی ساده و $l/h=5$ با تغییر عمق ترک a/h در وسط تیر

نتیجه گیری

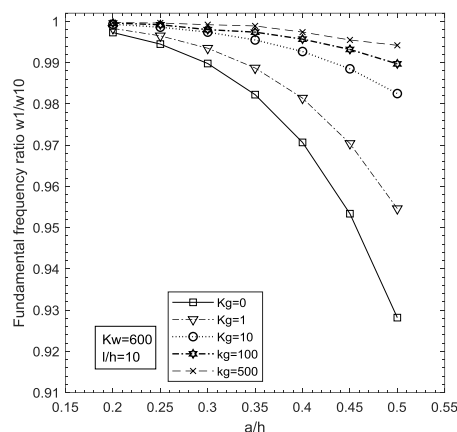
در این مقاله تحلیل فرکانسی تیرهای مدرج تابعی ترک دار با شرایط مرزی مختلف بررسی شده و با استفاده از تئوری مرتبه سوم برشی ردی در اصل همیلتون،

تیر دارد. از سوی دیگر، با افزایش ضریب برشی و ضریب وینکلر بستر، نسبت فرکانسی تیر ترک دار، به دلیل افزایش سفتی کل سازه افزایش می یابد. در این راستا همانطور که از کردار پیداست اثر ضریب وینکلر بستر نسبت به ضریب برشی در افزایش سفتی کل تیر کمتر است و نهایتاً مجموع اثرات ضرایب برشی و الاستیک بستر در افزایش سفتی و فرکانس طبیعی تیر ترک دار نقش بسزایی دارند.

(الف)



(ب)



شکل ۶ اثر ثابت های بستر الاستیک بر تغییرات فرکانس طبیعی بی بعد اول تیر مدرج تابعی ترک دار $E2/E1=5$ با تغییر عمق ترک a/h در وسط تیر (الف) تأثیر Kw (ب) تأثیر Kg

واژه نامه		استخراج معادلات حرکتی تیر انجام شد و پس از
FGM	مواد مدرج تابعی	گسسته سازی معادلات و شرایط مرزی، دستگاه معادلات
DQM	روش مربعات دیفرانسیلی	جبری تولید شده با به کارگیری روش عددی مربعات
GDQM	روش مربعات دیفرانسیلی	دیفرانسیلی تعمیم یافته حل شد. برای مدل سازی ترک لبه
	تعمیم یافته	از مدل فنر بدون جرم پیچشی با شرایط مرزی نشان داده
RSDBT	نظریه تغییر فرم برشی	شده استفاده شد. اثر پارامترهای مختلف از جمله نسبت
	ردی (مرتبه سه)	مدول الاستیسیته، موقعیت طولی ترک لبه، افزایش عمق
EBT	تئوری اویلر برنولی تیرها	ترک لبه، ضرایب بستر الاستیک و تخلخل بر فرکانس
TBT	نظریه تیموشنکو تیرها	بی بعد اول و نسبت فرکانسی تیر بررسی شد. نتایج با
HBT	نظریه تغییر فرم برشی	نتایج کارهای دیگران مقایسه شد و تطابق قابل قبولی
	مراتب بالاتر	به دست آمد.
Porosity	تخلخل و حفره در	ملاحظه شد در تیرهای نسبتاً ضخیم و ضخیم
	ساختار تیرها	تئوری برشی مرتبه سوم ردی به دلیل پرهیز از استفاده از
Elastic Foundation	ثابت الاستیک بستر	فاکتور اصلاح برش، نتایج دقیق تری استخراج می شود.
Winkler Foundation	ثابت وینکلر	با تغییر موقعیت طولی ترک نسبت فرکانسی تیر رو
C_1	سفتی پیچشی فنر	به کاهش بوده و مینیمم مقدار در وسط تیر اتفاق می افتد.
$\zeta = \frac{a}{h}$	نسبت عمق ترک به عمق	همچنین با افزایش نسبت مدول الاستیسیته نسبت
	تیر	فرکانسی به دلیل افزایش سفتی تیر افزایش می یابد.
h	ارتفاع یا عمق تیر	با افزایش عمق ترک لبه، فرکانس بی بعد تیر ترک دار
L	طول تیر	کاهش چشمگیری دارد. در صورتی که با افزایش
A	مساحت تیر	ضرایب بستر الاستیک، به دلیل افزایش سفتی سیستم،
E_1	مدول الاستیسیته در لایه	نسبت فرکانسی تیر افزایش می یابد که در این حالت اثر
	بالایی تیر	ضریب لایه برشی در افزایش فرکانس تیر به مراتب از
E_2	مدول الاستیسیته در لایه	ضریب وینکلر بیشتر است. همچنین با افزایش ضریب
	پایینی تیر	تخلخل فرکانس طبیعی بی بعد تیر ترک دار به دلیل کاهش
E_0	مدول الاستیسیته در لایه	سفتی تیر، کاهش چشمگیر می یابد که تأثیر آن در
	میانی تیر	ترک های کم عمق بیشتر است.
e_0	ضریب تخلخل تیر	بنابراین با استفاده از این تأثیرات و انتخاب مناسب
e_m	ضریب تخلخل نرمالایز	ضرایب بستر الاستیک می توان اثرات کاهش فرکانس
	شده تیر	ترک لبه در عمق های مختلف را جبران کرد و هم زمان با
ρ	چگالی تیر	انتخاب مناسب ضریب تخلخل، این اثرات را متعادل
		کرد. نتایج و خروجی این مقاله در تجهیزات پیش بینی،
		پیدایش، کشف و کنترل ترک در سازه های مدرج تابعی
		و در طراحی بهینه این سازه ها می تواند کاربرد ویژه داشته
		باشد.

مراجع

1. Yang, J., Chen, Y., Xiang, Y. and Jia, X.L., "Free and forced vibration of cracked inhomogeneous beams under an axial force and a moving load". *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 312, pp. 166-181, (2008).
2. Yang, E.C., Zhao, X. and Li, Y.H., "Free vibration analysis for cracked FGM beams by means of a continuous beam model", *Shock and Vibration*, pp. 1-13, (2015).
3. Wei, D., Liu, Y. and Xiang, Z., "An analytical method for free vibration analysis of functionally graded beams with edge cracks", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 331, pp. 1686-1700, (2012).
4. Erdogan, F., and B. H. Wu., "The surface crack problem for a plate with functionally graded properties.", *Journal of Applied Mechanics*, Vol.64, No.3, pp. 449-456, (1997).
5. Shifrin, E.I. and Ruotolo, R., "Natural frequencies of a beam with an arbitrary number of cracks", *Journal of Sound and vibration*, Vol. 222, pp. 409-423, (1999).
6. Swamidass, A.S.J., Yang, X. and Seshadri, R., "Identification of cracking in beam structures using Timoshenko and Euler formulations", *Journal of Engineering Mechanics*, Vol.130, pp. 1297-1308, (2004).
7. Binici, B., "Vibration of beams with multiple open cracks subjected to axial force", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 287, pp. 277-295, (2005).
8. Lin, H.P. and Chang, S.C., "Forced responses of cracked cantilever beams subjected to a concentrated moving load", *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 48, pp. 1456-1463, (2006).
9. Hsu, M.H., "Vibration analysis of edge-cracked beam on elastic foundation with axial loading using the differential quadrature method", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 194, pp. 1-17, (2005).
10. Yang, J., Chen, Y., Xiang, Y. and Jia, X.L., "Free and forced vibration of cracked inhomogeneous beams under an axial force and a moving load", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 312, pp. 166-181, (2008).
11. Yang, J. and Chen, Y., "Free vibration and buckling analyses of functionally graded beams with edge cracks", *Composite Structures*, Vol. 83, pp. 48-60, (2008).
12. Matbully, M.S., Ragb, O. and Nassar, M., "Natural frequencies of a functionally graded cracked beam using the differential quadrature method", *Applied Mathematics and computation*, Vol. 215, pp. 2307-2316, (2009).
13. Ke, L.L., Yang, J., Kitipornchai, S. and Xiang, Y., "Flexural vibration and elastic buckling of a cracked Timoshenko beam made of functionally graded materials", *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, Vol.16, pp. 488-502, (2009).

14. Ferezqi, H.Z., Tahani, M. and Toussi, H.E., "Analytical approach to free vibrations of cracked Timoshenko beams made of functionally graded materials", *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, Vol. 17, pp. 353-365, (2010).
15. Aydin, K., "Free vibration of functionally graded beams with arbitrary number of surface cracks", *European Journal of Mechanics-A/Solids*, Vol. 42, pp. 112-124, (2013).
16. Sherafatnia, K., Farrahi, G.H. and Faghidian, S.A., "Analytic approach to free vibration and buckling analysis of functionally graded beams with edge cracks using four engineering beam theories", *International Journal of Engineering*, Vol. 27, pp. 979-990, (2014).
17. Van Lien, T., Duc, N.T. and Khiem, N.T., "A New Form of Frequency Equation for Functionally Graded Timoshenko Beams with Arbitrary Number of Open Transverse Cracks", *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*, Vol. 43, pp. 235-250, (2019).
18. Shabani, S. and Cunedoglu, Y., "Free vibration analysis of functionally graded beams with cracks", *Journal of Applied and Computational Mechanics*, Vol. 6, pp. 908-919, (2020).
۱۹. رضایی م. و همکاران، "ارائه تابع اغتشاش ترک جدید برای آنالیز ارتعاشات عرضی تیر ترک‌دار"، نشریه علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک، د. ۲۵، ش. ۲، ص ۱۹-۳۲، (۱۳۹۳)
۲۰. علی جانی ع. و خممامی ابدی م.، "استخراج روابط صریح در تعیین فرکانس طبیعی تیر اویلر- برنولی دارای ترک روی بستر الاستیک با استفاده از روش رایلی"، نشریه مهندسی مکانیک امیر کبیر، د. ۵۲، ش. ۵، ص ۹۱-۱۰۰، (۱۳۹۹).
21. Zahedinejad, P., "Free vibration analysis of functionally graded beams resting on elastic foundation in thermal environment", *International Journal of Structural Stability and Dynamics*, Vol.16, pp. 1550029-51, (2016).
22. Eisenberger, M., "Vibration frequencies for beams on variable one-and two-parameter elastic foundations", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 176, pp. 577-84, (1994).
23. Chen WQ, Lü CF, Bian ZG., "A mixed method for bending and free vibration of beams resting on a Pasternak elastic foundation", *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 28, pp. 877-90, (2004).
24. Akbaş, Ş.D., "Free Vibration Analysis of Edge Cracked Functionally Graded Beams Resting on Winkler-Pasternak Foundation", *International Journal of Engineering & Applied Sciences*, Vol. 7, pp. 1-15, (2015).
25. Baghlani, A., Khayat, M. and Dehghan, S.M., "Free vibration analysis of FGM cylindrical shells surrounded by Pasternak elastic foundation in thermal environment considering fluid-structure interaction", *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 78, pp.550-575, (2020)
26. Yahia, S.A., Atmane, H.A., Houari, M.S.A. and Tounsi, A., "Wave propagation in functionally graded plates with porosities using various higher-order shear deformation plate theories", *Structural Engineering and Mechanics*, Vol. 53, pp. 1143-1165, (2015).

27. Ebrahimi, F. and Mokhtari, M., "Transverse vibration analysis of rotating porous beam with functionally graded microstructure using the differential transform method", *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 37, pp. 1435-1444, (2015).
28. Avcar, M., "Free vibration of imperfect sigmoid and power law functionally graded beams", *Steel and Composite Structures*, Vol. 30, pp. 603-615, (2019).
29. Ramteke, P.M. and Panda, S.K., "Free Vibrational Behaviour of Multi-Directional Porous Functionally Graded Structures", *Arabian Journal for Science and Engineering*, pp. 1-16, (2021).
30. Şimşek, M., "Fundamental frequency analysis of functionally graded beams by using different higher-order beam theories", *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 240, pp. 697-705, (2010).
31. Pradhan, K.K., Chakraverty, S., "Free vibration of Euler and Timoshenko functionally graded beams by Rayleigh–Ritz method", *Composites Part B Engineering*, Vol. 51, pp. 175-184, (2013).
32. Bert, C.W., Malik, M., "Differential quadrature method in computational mechanics. a review", *Applied Mechanics Reviews*, Vol. 49, pp. 1-28, (1996).
33. Zhu, L.F., Ke, L.L., Zhu, X.Q., Xiang, Y. and Wang, Y.S., "Crack identification of functionally graded beams using continuous wavelet transform", *Composite Structures*, Vol. 210, pp. 473-485, (2019).
34. Erdogan, F., and B. H. Wu. "The surface crack problem for a plate with functionally graded properties." pp. 449-456, (1997).
35. Aydin, K., "Free vibration of functionally graded beams with arbitrary number of surface cracks", *European Journal of Mechanics-A/Solids*, Vol. 42, pp. 112-124, (2013).
36. Wattanasakulpong, N. and Chaikittiratana, A., "Flexural vibration of imperfect functionally graded beams based on Timoshenko beam theory: Chebyshev collocation method", *Meccanica*, Vol. 50, pp. 1331-1342, (2015).
37. Chen, D., Yang, J. and Kitipornchai, S., "Free and forced vibrations of shear deformable functionally graded porous beams", *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 108, pp. 14-22, (2016).
38. Bellman, R. and Casti, J., "Differential quadrature and long-term integration", *Journal of Mathematical Analysis and Applications*, Vol. 34, pp. 235-238, (1971).
39. Khiem, N.T. and Lien, T.V., "A simplified method for natural frequency analysis of a multiple cracked beam", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 245, pp. 737-751, (2001).

Frequency Analysis of Cracked Porous Functionally Graded Beams on Elastic Foundation using Reddy Third Order Shear Deformation Theory

Mohammad Amin Forghani¹

Yousef Bazargan-lari² Parham Zahedinejad³

Mohammad Javad Kazemzadeh⁴

1. Introduction

Generally Functionally Graded Materials are made of ceramic and metal parts. Due to the fact that the structural material of ceramic has a low heat transfer coefficient and high resistance to temperature, it can resist high heat. On the other hand, another structural material, metal, provides the required flexibility. It is noteworthy that due to the continuous changes in mechanical properties, the discontinuity problems that exist in composite structures do not arise in functional materials. However, minor damages may occur to the structure of functional grade materials, which in more serious environmental conditions (vibration, corrosion, and high temperature) can lead to more general damages. The appearance of cracks in a structure reduces the stiffness, mass and damping and as a result changes in the vibrational properties of a structure. In many structural issues located on the soil foundation, for simplicity, the elastic foundation is usually modeled by Winkler's base. However, it has been shown that the behavior of substrate materials in engineering cannot be expressed solely by the Winkler elastic foundation model, which includes independent linear tensile springs. For this reason, in order to find a more physical and accurate basic model, Pasternak proposed a two-parameter foundation model with shear interactions. Porosity, which due to large differences in freezing temperature between components during the fabrication process of functional grade materials may cause microscopic cavities in the material during the sintering process, in some structures provides a good opportunity for progress in mechanical properties. One of the main candidates for structures under impact or dynamic loads is porous functional graded materials that are

extremely energy absorbing. In general, there are fewer studies on the free vibration of high-order porous FG beams. Due to the special complexity of problem solving based on the third order shear theory of beams, strong numerical methods are needed to solve the governing equations and their boundary conditions. The Differential Quadrature Method is one of the numerical methods in which the governing differential equations are converted into a group of first-order algebraic equations using weight coefficients. Thus, at each point, the derivative is expressed as a linear sum of weighting coefficients and function values at that point and other points in the domain. The basis of the type of problem can be a system of linear or nonlinear equations. In this study, frequency analysis of cracked exponentially porous beams on an elastic foundation using third-order shear theory is adopted for use in thick beams, which has not been done before with this method. Moreover, the non-uniform and asymmetric distribution model of porosity in combination with the exponential model is considered, which adds to the attractiveness of the work. The governing equations and boundary conditions are derived from the Hamilton principle. These equations are discretized and solved by means of the Generalized Differential Quadrature Method. By applying this approach, the free frequency of cracked FG beams is obtained. Also, geometrical parameters, crack position, porosity coefficient and elastic foundation on free vibration of this type of beams are investigated.

2. Theory, formulation and governing equations

Models for distributing properties in functional graded materials express mathematical relationships for each property at any point in the material. This relationship is defined in terms of point coordinates and the properties of the beginning and end (the two components that make up the functional graded material). From the various models that exist for the distribution of properties in scaled functional materials, the exponential model that is used in most studies is selected. Moreover, in order to investigate the effect of porosity in cracked functional graded beams, a non-uniform and asymmetric porosity distribution model is selected

¹. PhD Student, Department of Mechanical Engineering, Shiraz Branch, Islamic Azad University, Shiraz, Iran

². Corresponding Author, Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Shiraz Branch, Islamic Azad University, Shiraz, Iran. Email: bazarganlari@iaushiraz.ac.ir

³. Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Shiraz Branch, Islamic Azad University, Shiraz, Iran

⁴. Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Shiraz Branch, Islamic Azad University, Shiraz, Iran

in combination with the exponential model. In order to model the edge crack in the beam, a massless torsional spring with torsional stiffness is used, which connects the two parts separated by the crack as shown in Figure 1 and 2 at the point of discontinuity.

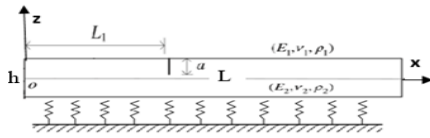


Figure 1. Changes in base materials in cracked exponential FG beams

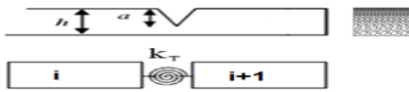


Figure 2. Open edge crack model and the porosity distribution in the exponential FG beam

Third order Shear Deformation Theory

For vibrational modeling of thick beams, more accurate theories than Euler-Bernoulli and Timoshenko's theory should be used, which have more computational volume and complexity, and the shear correction factor is eliminated. One of the most important higher order shear deformation theories is Reddy's third-order shear theory. In this theory, unlike classical and first-order shear theories, the cross-sectional area of the beam is no longer considered as a smooth surface. The displacement field in this theory is accompanied by hypotheses. The shear component of the longitudinal displacement increases in such a way that changes the order of the three shear strains in the thickness of the beam so that the shear stress at the upper and lower levels of the beam becomes zero.

Discretization of equations in the form of differential quadrature method

At this stage, the equations of motion and the corresponding boundary conditions are converted to algebraic equations by the DQ method. N are the number of discretization points and A_i, B_i, C_i, D_i are the weight constants of the first, second, third and fourth degrees of differential quadrature respectively, obtained from the Lagrangian interpolation polynomial functions. For discretization, the Gauss-Lobatto-Chebyshev non-uniform distribution method is used, which has the advantage over other point distribution methods that the accumulation of points in the border areas will be more than the middle areas of the range, which increases the accuracy of the results.

3. Numerical results

In order to derive the natural frequencies of the exponentially functionally graded beam on the

elastic foundation, first the convergence behavior of the solution method is examined and then the comparison with other articles is considered to determine the accuracy of the answers and the results. In Figure 3, the simultaneous effect of crack depth and porosity on the dimensionless first frequency of a functionally graduated cracked beam is extracted. Due to the increase in the porosity coefficient, the dimensional frequency of the cracked FG beam decreases significantly, which is quite visible when the crack is at the surface of the FG beam, but with increasing crack depth, it has less effect.

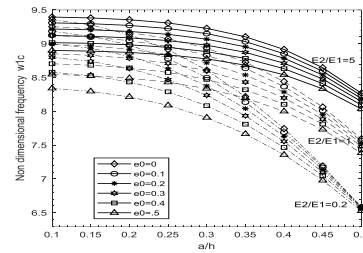


Figure 3. Effect of porosity coefficients on the first dimensionless frequency of the cracked FG beam of different functions of simple boundary conditions and $l/h=5$ with changing the crack depth a/h in the middle of the beam

4. Conclusion and Discussion

In this study, it was observed that in relatively thick and thick beams of the third order shear theory, more accurate results are extracted due to the avoidance of using the shear correction factor. By changing the longitudinal position of the crack, the frequency ratio of the beam decreases and the minimum value occurs in the middle of the beam. Moreover, with increasing the modulus of elasticity ratio, the frequency ratio increases due to the increase in stiffness of the beam. When the depth of the crack increases, the dimensionless frequency of the cracked beam decreases significantly, while, increasing the elastic coefficients of the foundations, due to the increase of the rigidity of the system, the frequency ratio of the beam increases. Also, with increasing the porosity coefficient, the dimensionless frequency of the cracked beam is significantly reduced due to the reduction of the stiffness of the beam, which has a greater effect on shallow cracks. Therefore, by using these effects and proper selection of elastic foundation coefficients, the effects of reducing the edge crack frequency at different depths can be compensated and at the same time, by selecting the appropriate porosity coefficient, these effects can be balanced. The results and output of this study can have a special application in the equipment of prediction, occurrence, detection, and control of cracks in functional graded structures and in the optimal design of these structures

مطالعه تأثیر پارامترهای فرآیند برنیشینگ ساچمه‌ای و زبری سطح اولیه بر روی ویژگی‌های مغزی زبری سطح قطعات استوانه‌ای مسی*

مقاله پژوهشی

علی جوادی^(۱) مسعود فرحناکیان^(۲) صادق الهامی جوشقان^(۳)

چکیده پارامترهای مغزی زبری سطح از جمله پارامترهای مهم در عملکرد سطوح در تماس هستند. برنیشینگ که به منظور بهبود پارامترهای سطح و کارسختی شناخته می‌شود، بر پارامترهای مغزی زبری سطح نیز تأثیر زیادی دارد. در این پژوهش، به مطالعه پارامترهای سطح و به ویژه پارامترهای مغزی زبری سطح از جمله ارتفاع قله و عمق دره کاهیده، قبل و پس از فرایند برنیشینگ ساچمه‌ای روی قطعات مسی پرداخته شده است. پروفیل اولیه سطح و ابزار با قابلیت تغییر قطر ساچمه ورودی‌های پژوهش حاضر هستند که در کنار نیرو و پیشروی برنیشینگ مطالعه می‌شوند. نتایج نشان داد که فرایند برنیشینگ مقادیر زبری سطح (Ra) را در حدود ۹۰ تا ۹۶ درصد کاهش می‌دهد. همچنین، استفاده از ساچمه با قطر ۲۰ میلی‌متر نسبت به قطر ۱۲ میلی‌متر، ۲۰ درصد کاهش بیشتر Ra را به دنبال خواهد داشت. کاهش ارتفاع قله کاهیده و کاهش عمق دره کاهیده در فرایند برنیشینگ ساچمه‌ای به ترتیب، حدود ۸۰ تا ۹۰ درصد و بین ۲۰ تا ۸۰ درصد است که بیانگر اثرگذاری کمتر فرایند برنیشینگ بر عمق دره کاهیده است. بنابراین، شرایط اولیه و از جمله زبری سطح اولیه تأثیر زیادی بر عمق دره کاهیده خواهد داشت. سطوح پرداخت شده با سناده ۶۰ و تراشکاری با پیشروی ۰/۲۴ میلی‌متر بر دور که بیشترین مقادیر زبری سطح را دارا بودند، تأثیرپذیری و بهبود بیشتری از عملیات برنیشینگ پیدا کردند.

واژه‌های کلیدی برنیشینگ ساچمه‌ای، مغزی زبری سطح، زبری سطح، میکروسختی، پروفیل سطح.

مقدمه

قسمت بعد، پارامترهای سطح و مغزی زبری سطح شرح داده خواهند شد. پارامترهای مغزی زبری سطح که با زبری معمول سطح متفاوت است، بیانگر ویژگی‌های سطح هنگام کاربردهایی است که با سایش و روانکاری همراه هستند. انواع پارامترهای مغزی زبری به اختصار شامل Rk ، Rvk و Rpk هستند که در ادامه تشریح خواهند شد.

در درگیری ۲ سطح با یکدیگر، پارامترهای سطوح در تعیین نحوه رفتار و ویژگی‌های عملکردی آن‌ها بسیار تعیین‌کننده هستند. در این بین برخی پارامترها ویژگی‌های سطح را به صورت کلی توصیف می‌کنند و برخی دیگر با اشاره به جزئیات، کمک بیشتری در تعیین نحوه رفتار سطح خواهند داشت. در این راستا ابتدا فرایند مورد استفاده که برنیشینگ ساچمه‌ای روی سطح خارجی قطعات استوانه‌ای است به اختصار معرفی می‌شود و سپس پیشینه مقالات انجام شده در زمینه این فرایند و مطالعه پارامترهای سطح بیان خواهد شد. در

فرایند برنیشینگ ساچمه‌ای روی قطعات استوانه‌ای. برنیشینگ را یک عملیات غلتک‌کاری یا نورد سرد بدون براده‌برداری تعریف کرده‌اند که روی سطوح، کار سرد انجام می‌دهد. در عملیات برنیشینگ که پس از

* تاریخ دریافت مقاله ۱۳۹۹/۱۲/۲۵ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۵/۱۴ می‌باشد.

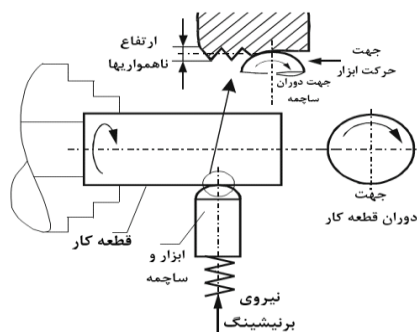
(۱) کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف آباد، ایران.

(۲) استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف آباد، ایران.

(۳) نویسنده مسئول: استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران.

تراشکاری یا فرزکاری انجام می‌شود، با فشار دادن سطح، ناهمواری‌های کوچک سطحی دچار تغییر شکل پلاستیک شده و سطح کاملاً صاف و پرداخت می‌شود. ابزار مورد استفاده در این عملیات ممکن است روی قطعه کار بلغزد یا بغلند و هرچه جنس قطعه کار نرم‌تر باشد، سطح آن بیشتر صیقلی و تنش‌های فشاری و درجه سخت‌کاری بیشتری در آن ایجاد خواهد شد که نتیجه آن افزایش مقاومت قطعه در برابر سایش است. در میان روش‌های مرسوم ماشین‌کاری، سنگ‌زنی از پرکاربردترین روش‌هاست و برای قطعاتی که به صافی سطح و دقت ابعادی بالا نیاز دارند، به کار گرفته می‌شود. در کنار قابلیت‌های بسیار، در هنگام سنگ‌زنی قطعات مسی، برنجی، آلومینیومی و سوپرآلیاژها، ذرات جدا شده به دلیل وجود حرارت بالا و چسبیده‌بودن، باعث پرشدن حفره‌های سنگ شده و ادامه سنگ‌زنی را دچار مشکل می‌کند. بنابراین، برای پرداخت این گروه از قطعات از روش برنیشینگ استفاده می‌شود [1].

همان‌طور که در شکل (۱) مشاهده می‌شود، غلتک (ساچمه) برنیشینگ با اعمال یک نیروی پیش‌فرض، با دوران و حرکت روی سطح، قله‌ها و دره‌های موجود در ناهمواری سطح را تسطیح می‌کند و موجب افزایش صافی سطح و میکروسختی می‌شود. فرایند برنیشینگ به صورت ساچمه‌ای و غلتکی برای سطوح خارجی و داخلی استفاده می‌شود.



شکل ۱ نمایش شماتیک از فرایند برنیشینگ [2].

مروری بر مراجع. تامیژنای و همکاران در سال ۲۰۰۸ پژوهشی روی زبری سطح آلیاژهای تیتانیوم انجام دادند. ابزار انتخابی فولاد سخت‌شده با ۸ غلتک بود. فرایند برنیشینگ تیتانیوم دارای محدودیت است که علت آن احتمال گسترش نقص و میکروتُرک‌ها روی سطح است. بر طبق نتایج، آن‌ها به این نتیجه رسیدند که کمترین زبری سطح در سرعت اسپیندل ۱۴۰۰ دور بر دقیقه و در نرخ پیشروی ۳۰۰ میلی‌متر بر دقیقه و با در نظر گرفتن عمق نفوذ ۰/۳۵ میلی‌متر به دست می‌آید [3]. کورزینسکی در سال ۲۰۰۹ شرایط لایه‌های سطحی و مقاومت خستگی المان‌های پوشش کروم داده شده را بررسی کرد. برنیشینگ قطعات با پوشش کروم‌دار، تنش پسماند در لایه‌های سطحی و مقاومت خستگی المان را به میزان ۴۰ درصد بهبود داده است. برنیشینگ یک پوشش سخت با مغز نرم فرایندی دشوار است و نیروی زیادی را نمی‌توان به کار برد چون با پوسته‌پوسته‌شدن و ترک‌خوردن سطح همراه خواهد بود، در نتیجه باید نیروی تماس کم باشد [4].

ساجباس در سال ۲۰۱۱ اثر نیرو، تعداد پاس، سرعت و پیشروی برنیشینگ را برای به دست آوردن صافی سطح بهینه در برنیشینگ ساچمه‌ای آلومینیم ۷۱۷۸ بررسی و مدل بهینه را استخراج کرد [5]. غاربی و همکاران در سال ۲۰۱۲ به ارائه ابزار صیقل‌کاری طراحی شده برای بهبود زبری سطوح بسیار بزرگ پرداختند. نتایج حاکی از آن بود که صیقل‌کاری ورقه‌های آلومینیمی A1۰۵۰ موجب بهبود قابلیت چکش‌خواری آن‌ها می‌شود [6]. روانکار و همکاران در سال ۲۰۱۴ تحقیقی روی برنیشینگ ساچمه‌ای آلیاژ تیتانیوم انجام دادند. آن‌ها اثر سرعت، نیرو، پیشروی و تعداد پاس را روی صافی سطح و سختی با روش تاگوشی بررسی کردند. سرعت ۴۵ متر بر دقیقه، پیشروی ۰/۰۵ میلی‌متر بر دور، تعداد پاس ۳ و نیروی ۲۰۰ نیوتن بهترین صافی سطح را روی این آلیاژ ایجاد کرد [7].

ژینگ در سال ۲۰۱۴ به بررسی میکرو ساختار سطح قبل و بعد از فرایند برنیشینگ پرداخت. قطعه‌کار مورد

۲۹ درصد بهبود پیدا کرد [12]. همچنین وی در تحقیق مشابه دیگری که روی فولاد SKD61 انجام شد، از ترکیب تاگوچی، PCA و TOPSIS به منظور شبیه سازی استفاده کرد. ورودی ها و خروجی های شبیه سازی مشابه تحقیق قبل در نظر گرفته شدند. در این شرایط انرژی مصرفی، زبری و سختی سطح در مقیاس برینل به ترتیب ۴۹/۵ درصد، ۱۳/۸ درصد و ۵۶ درصد بهبود پیدا کردند [13].

در بررسی مقالات برنیشینگ مشخص شد که در بین پارامترهای این فرایند، قطر ساچمه برنیشینگ مورد توجه قرار نگرفته است و عموماً ابزار مورد استفاده قابلیت تعویض ساچمه را نداشته است. بنابراین بررسی این پارامتر از نوآوری های این پژوهش است. از طرف دیگر، هدف از فرایند برنیشینگ بهبود زبری سطح است که مطالعه پارامترهای زبری سطح را اجتناب ناپذیر می کند. این درحالی است که بیشتر مقالات فرایند برنیشینگ به مطالعه این پارامترها نمی پردازند. در حالی که تحقیقاتی وجود دارد که این پارامترها را در فرایندهای ماشین کاری و پرداخت کاری مطالعه می کند. در این قسمت به آنها اشاره می شود و در نهایت وجه تمایز تحقیق حاضر با مقالات اشاره شده بیان می شود.

در فرایند تراش کاری، مادورا و همکاران در سال ۲۰۲۰ به مطالعه پارامترهای سطح و سلامت سطح تراشکاری شده پرداختند. آنها پارامترهای مغزی R_k ، R_{vk} ، R_{pk} در کنار ۲ پارامتر R_q و R_v را مطالعه کردند [14]. در تحقیق جامع دیگری، کرولیژک و همکاران پارامترهای R_a ، R_z ، R_q ، R_v و R_p را در کنار پارامترهای توزیع نرمال زبری روی سطح در نظر گرفتند. آنها این پارامترها را در فرایندهای تراشکاری، فرزکاری، سنگ زنی و فرایندهای پرداخت سایشی مطالعه کردند [15].

سدلاسک پارامترهای سطحی و مغزی زبری سطح را در فرایند سنگ زنی مطالعه کرد. پارامترهای در نظر گرفته شده شامل R_a و R_q در کنار ۳ پارامتر مغزی زبری سطح R_k ، R_{vk} و R_{pk} بودند [16]. باروس تحقیق جامعی روی پارامترهای مغزی زبری سطح در فرایند

استفاده از جنس مس انتخاب شد و تغییرات میکروساختار سطح تا عمق ۱۰۰ میکرومتر بررسی شد. وی مشاهده کرد که سختی در سطح برنیشینگ شده بالا بوده و با افزایش عمق کاهش می یابد که به تغییرات اندازه دانه نسبت داده شد [8]. در تحقیق مشابهی، ژانگ نیز به مطالعه اندازه دانه هنگام برنیشینگ قطعات ساخته شده از مس با خلوص بالا پرداخت. اندازه دانه در سطح در حدود ۱۰۰ نانومتر تخمین زده شد [9].

جان و همکاران در سال ۲۰۱۶ با استفاده از نرم افزار DEFORM-2D به شبیه سازی المان محدود فرایند برنیشینگ فولاد AISI D3 پرداختند. پارامترهای ورودی سرعت، نیروی برنیشینگ، پیشروی و پارامتر خروجی را میکرو سختی در نظر گرفتند. مقدار سختی سطح بعد از فرایند برنیشینگ ۸۶/۲ درصد افزایش یافت و اختلاف آن با نتایج شبیه سازی حدود ۸ درصد بود [10].

روتلا و همکاران در سال ۲۰۱۹ به بررسی شرایط خنک کاری و روان کاری در فرایند برنیشینگ روی تیتانیوم پرداختند. آنها از خنک کاری کرایوژنیک و روان کاری MQL استفاده کردند. نتایج نشان داد که به کارگیری روش خنک کاری کرایوژنیک منجر به بهبود سختی سطح حاصل از برنیشینگ می شود و از طرف دیگر فرایند از نظر سایش ابزار بازدهی بالاتری را نشان می دهد. استفاده از روش روان کاری MQL موجب بهبود پارامترهای سطح و به ویژه زبری سطح شد [11].

انگوین و همکاران در سال ۲۰۲۰ به بررسی بهینه سازی چند هدفه فرایند برنیشی ننگ روی فولاد H13 با در نظر گرفتن هم زمان پارامترهای زبری سطح، انرژی مصرفی و سختی سطح پرداختند. پارامترهای برنیشینگ در نظر گرفته شده شامل سرعت، پیشروی و عمق فرایند برنیشینگ بود. الگوریتم ازدحام ذرات به منظور بهینه سازی در نظر گرفته شد. نتایج بهینه سازی نشان داد در شرایط بهینه می توان به کاهش ۳۹/۵ درصد در مصرف انرژی و ۷/۸ درصد در زبری سطح رسید. همچنین در شرایط بهینه سختی سطح در مقیاس برینل در حدود

اولیه بر پارامترهای سطح نهایی اثرگذار است که در تحقیقات پیشین به آن پرداخته نشده است. در تحقیقات پیشین و در بین پارامترهای برنیشینگ، قطر ساچمه کمتر مورد توجه قرار گرفته است. در این راستا، ابزاری خاص با قابلیت تعویض ساچمه ساخته و استفاده شد.

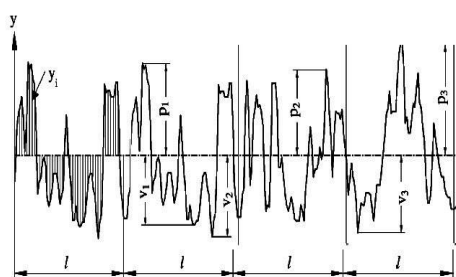
مواد و روش تحقیق

پارامترهای پروفیل سطح و مغزی زبری سطح. حداکثر ارتفاع قله و حداکثر عمق دره پروفیل در یک طول نمونه‌برداری، با Z_p و Z_v نشان داده می‌شود. حداکثر ارتفاع زبری (R_z) از مجموع ۲ پارامتر Z_p و Z_v در یک طول نمونه‌برداری حاصل می‌شود. R_z با رابطه (۱) محاسبه می‌شود که معمولاً مقدار n برابر ۵ در نظر گرفته می‌شود (شکل ۲).

$$R_z = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n p_i - \sum_{i=1}^n v_i \right) \quad (1)$$

میانگین حسابی قدر مطلق مقادیر عرضی پروفیل، در یک طول نمونه‌برداری، با پارامتر R_a نشان داده می‌شود. R_a متداول‌ترین و پرکاربردترین پارامتر جهت آنالیز ساختار سطح است و باتوجه به رابطه (۲) محاسبه می‌شود (شکل ۲).

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i| \quad (2)$$



شکل ۲ منحنی نشان‌دهنده تعریف R_z و R_a [22]

از پرکاربردترین سطوح مهندسی، سطوح در تماس با یکدیگر هستند که موجب سایش هر یک از ۲ سطح می‌شود. جهت شبیه‌سازی اثر این سایش از پارامتری

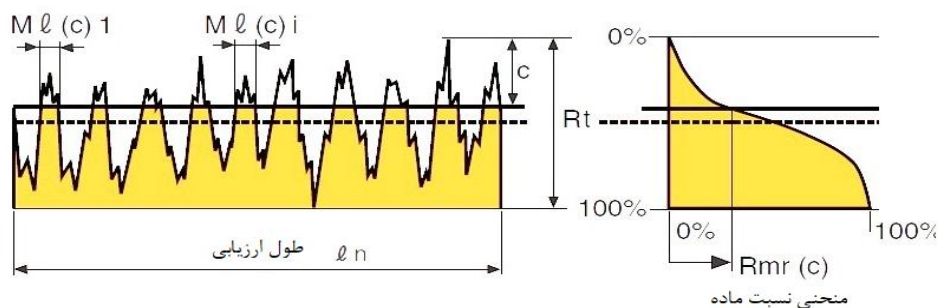
هونینگ انجام داد و هر ۳ پارامتر R_k ، R_{vk} و R_{pk} را در سطوح پرداخت‌شده به روش هونینگ بررسی کرد. وی همچنین پارامترهای دیگری از جمله Mr_1 ، Mr_2 و نسبت R_p/R_t را به‌منظور مطالعه سطح مدنظر قرار داد [17].

در بین تحقیقات داخلی نیز به برنیشینگ توجه شده است. مهدیه و همکاران با استفاده از روش طراحی آزمایش‌های تاگوچی به مطالعه تنش پسماند و میکروسختی در سطح برنیشینگ‌شده پرداختند. آن‌ها مقادیر بهینه پارامترهای برنیشینگ را به‌منظور دستیابی به بهترین حالت استحکام و سختی سطح تعیین کردند [18]. همچنین، انتظامی و همکاران برنیشینگ را روی قطعات استوانه‌ای اعمال کردند و شرایط برای حصول زبری سطح بهینه را تعیین کردند. در این راستا، سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه، نیروی غلتک ۵۲ نیوتن و پیشروی ۰،۰۵ میلی‌متر بر دور برای حصول مقادیر بهینه زبری سطح حاصل شد [19]. در تحقیق جامعی، امینی و همکاران روش برنیشینگ به کمک ارتعاشات آلتراسونیک را توسعه دادند و این فرایند جدید را به‌صورت تجربی و تئوری بررسی کردند. در این راستا، زبری سطح، سختی سطح و تنش پسماند عمده پارامترهای خروجی در نظر گرفته شده بودند. همچنین مدل تحلیلی به‌منظور پیش‌بینی کرنش در عمق‌های مختلف پس از عملیات برنیشینگ ارائه شد [20, 21].

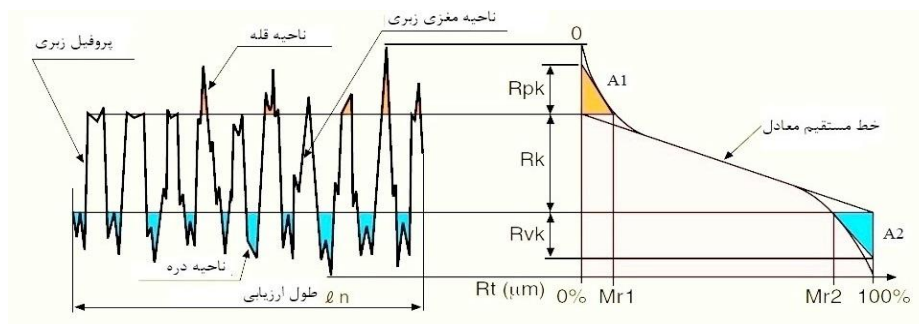
باتوجه به پژوهش‌های پیشین، می‌توان جنبه‌های نوآوری مقاله را به‌صورت زیر بیان کرد. در فرایند برنیشینگ به‌طور معمول تنها زبری سطح بررسی می‌شود و به سایر پارامترها که حائز اهمیت نیز هستند، پرداخته نمی‌شود. از این رو در این تحقیق، پارامترهای مغزی زبری سطح در فرایند برنیشینگ ساچمه‌ای در چهارچوب چیدمان تراشکاری (قطعات استوانه‌ای) بررسی شده است. از طرف دیگر، شرایط اولیه سطح قبل از برنیشینگ نیز بسیار حائز اهمیت و مؤثر است. هر سطحی که فرایند برنیشینگ بر آن اعمال می‌شود دارای پروفیل سطح اولیه متفاوت است، بنابراین پروفیل

بین ۲ خط مستقیم هم‌ارز و موازی قرار می‌گیرد (شکل ۳-ب). از ویژگی‌های این ناحیه دارا بودن کمترین گرادیان در منحنی نسبت ماده است. ۲ خط مستقیم، هم‌ارز و موازی محور x بوده و پروفیل مغزی زبری سطح را با تفکیک و بیرون‌زدگی قله‌ها و دره‌ها نسبت به مغز زبری تعیین می‌کند. فاصله قائم بین این خطوط موازی، عمق مغزی زبری سطح یعنی R_k نامیده می‌شود. هنگامی که تغییرات غیرعادی در عمق دره‌ها یا ارتفاع قله‌های پروفیل سطح رخ می‌دهد، R_k می‌تواند استفاده شود، درحالی‌که سایر پارامترهای زبری سطح (R_a و R_z) دچار عدم تکرارپذیری می‌شوند. ارتفاع متوسط قله‌های بیرون‌زده بالای پروفیل مغزی زبری سطح، ارتفاع قله کاهیده (R_{pk}) و عمق متوسط دره‌های پروفیل تصویرشده در سراسر پروفیل مغزی زبری سطح، عمق دره کاهیده (R_{vk}) نامیده می‌شوند (شکل ۳-ب).

به نام نسبت ماده استفاده می‌شود. مطابق شکل (۳-الف) سمت چپ، یک خط تخت روی مرتفع‌ترین قله به صورت موازی با طول ارزیابی در نظر گرفته می‌شود که سطح را سایش می‌دهد. خط سایش به فاصله C از این صفحه واقع شده است. با ساییده شدن سطح در اثر تماس و مرور زمان، این خط به پایین‌تر منتقل می‌شود و در نتیجه فصل مشترک خط سایش با پروفیل سطح بیشتر می‌شود (شکل ۳-الف). نسبت ماده (R_{mr}) معمولاً به صورت درصدی از طول ارزیابی بیان می‌شود و پارامتری است که نسبت‌های مختلف ماده را در عمق‌های متفاوت به یکدیگر مرتبط می‌کند [22]. به وسیله ترسیم نسبت ماده در عمق‌های مختلف، منحنی به دست می‌آید که منحنی نسبت ماده نامیده می‌شود (شکل ۳-الف سمت راست). این منحنی تفاوت پروفیل‌های مختلف سطح را نشان می‌دهد. در منحنی نسبت ماده، منطقه مرکزی ناحیه‌ای است که حاوی ۴۰ درصد نقاط مرکزی پروفیل اندازه‌گیری شده است و



الف



ب

شکل ۳ الف) منحنی نسبت ماده ب) تعریف پارامترهای R_k ، R_{pk} و R_{vk} [22].



الف



ب

شکل ۴ الف) قطعه کار (ب) ابزار مورد استفاده.

یک فنر فولادی در سوراخ انتهای بلوک فولادی قرار داده شده است و نیروی برنیشینگ را بر طبق رابطه هوک ($F=kx$) اعمال می‌کند. فنر مورد استفاده دارای ثابت فنر برابر با ۱۰۰ نیوتن بر میلی‌متر است که برای رسیدن به نیروهای مورد نیاز در جدول (۱)، به جابه‌جایی ۵ و ۷/۵ و ۱۰ میلی‌متری نیاز خواهد بود. دستگاه تراش مورد استفاده، ساخت ماشین‌سازی تبریز و از نوع TN50B و دستگاه زبری‌سنج مدل Mahr-M300c ساخت کشور آلمان است. برای مشاهده سطوح از میکروسکوپ Dino-LiteAM-413ZT با بزرگ‌نمایی ۲۳۰ برابر استفاده شد.

طراحی آزمایش‌ها. مجموعه آزمایش‌ها در ۲ قسمت کلی انجام گرفته است. در قسمت اول، تأثیر متغیرهای فرایند برنیشینگ بر پارامترهای زبری سطح و مغزی زبری بررسی می‌شود. پارامترهای زبری سطح در نظر گرفته شده عبارت‌اند از:

$$Ra - Rz - Rk - Rvk - Rpk$$

متغیرها و طراحی آزمایش در نظر گرفته شده برای انجام سری اول آزمایش‌ها در جدول (۱) بیان شده‌اند.

هریک از پارامترهای Rvk , Rpk برابر با ارتفاع مثلث‌های قائم‌الزاویه معینی هستند. مثلث‌های مذکور به‌گونه‌ای رسم می‌شوند که به‌ترتیب ناحیه و مساحت مربوط به نواحی قله‌ای و دره‌ای را داشته باشند. مثلث قائم‌الزاویه متناظر با قله ($A1$)، دارای قاعده $Mr1$ بوده و مثلث متناظر با دره ($A2$)، دارای قاعده $Mr2$ است (شکل ۳-ب).

مقدار Rpk بالا به معنی آن است که سطح دارای قله‌های بلندی است و در نتیجه سطح تماس کمی، در تماس اولیه وجود دارد. نتیجه این حالت ایجاد تنش بالا در سطوح تماس اولیه است. Rpk می‌تواند بیانگر ارتفاعی از ماده باشد که در حین کارکرد و سایش از بین می‌رود و ممکن است به شکل براده از یکی از سطوح جدا شود و بین ۲ سطح قرار بگیرد و باعث کاهش خواص سایشی شود. Rvk بیانگر عمق دره‌ها در زیر ناحیه مغزی زبری سطح است و مستقیماً بر نگهداری روان‌کارها و به‌دام‌اندازی براده‌های نامطلوب اثرگذار است. ممکن است گفته شود با فرایندهایی مانند سنگ‌زنی و پولیش می‌توان به زبری سطح کم دست یافت، اما آنچه در عملکرد سایشی و روان‌کاری سطح حائز اهمیت بیشتری است، پارامترهای مغزی زبری سطح است که کمتر به آن توجه شده است. فرایند برنیشینگ بر این پارامترها تأثیر عمده داشته است و آن‌ها را بهبود می‌دهد. این تحقیق شامل فرایند برنیشینگ و پارامترهای مغزی زبری است، بنابراین می‌تواند در ساخت قطعات با کارایی بیشتر در صنعت کمک کند.

مواد مصرفی. قطعه‌کار از جنس مس بوده و دارای سختی متوسط ۸۸ برینل (HB) است (شکل ۴-الف). ساچمه‌های استفاده‌شده از جنس تنگستن کارباید با قطرهای ۱۲ و ۲۰ میلی‌متر بوده و ابزار طراحی‌شده قابلیت استفاده از ساچمه با قطرهای متفاوت و استفاده از فنرهای متفاوت برای اعمال نیروی اولیه برنیشینگ را دارند. ابزارگیر (بلوک فولادی) از جنس CK45 است که در شکل (۴-ب) نشان داده شده است.

جدول ۱ متغیرها و طراحی آزمایش در نظر گرفته شده برای انجام سری اول آزمایش‌ها

شماره آزمایش	پیشروی [f] (mm/rev)	نیروی برنیشینگ (N) [F _B]	قطر ساچمه (mm) [D]	شماره آزمایش	پیشروی [f] (mm/rev)	نیروی برنیشینگ (N) [F _B]	قطر ساچمه (mm) [D]
۱	۰/۰۵	۱۵۰	۱۲	۱	۰/۰۵	۱۵۰	۲۰
۲	۰/۰۵	۳۰۰	۱۲	۲	۰/۰۵	۳۰۰	۲۰
۳	۰/۰۵	۴۵۰	۱۲	۳	۰/۰۵	۴۵۰	۲۰
۴	۰/۰۷	۱۵۰	۱۲	۴	۰/۰۷	۱۵۰	۲۰
۵	۰/۰۷	۳۰۰	۱۲	۵	۰/۰۷	۳۰۰	۲۰
۶	۰/۰۷	۴۵۰	۱۲	۶	۰/۰۷	۴۵۰	۲۰
۷	۰/۱	۱۵۰	۱۲	۷	۰/۱	۱۵۰	۲۰
۸	۰/۱	۳۰۰	۱۲	۸	۰/۱	۳۰۰	۲۰
۹	۰/۱	۴۵۰	۱۲	۹	۰/۱	۴۵۰	۲۰

در قسمت دوم آزمایش‌ها، تأثیر زبری اولیه سطح بر پروفیل سطح نهایی بررسی می‌شود. زبری اولیه با فرایند تراشکاری با مقادیر پیشروی ۰/۱۲، ۰/۱۶، ۰/۲ و ۰/۲۴ میلی‌متر بر دور توسط ابزار کاربیدی (سرعت اسپیندل ۵۰۰ دور بر دقیقه و عمق برشی ۰/۵ میلی‌متر) و سنباده‌زنی سطح (شماره‌های ۶۰، ۲۲۰ و ۶۰۰) ایجاد می‌شود. بنابراین، ۴ حالت زبری سطح توسط تراشکاری و ۳ حالت دیگر توسط سنباده‌زنی ایجاد می‌شود که مجموع ۷ حالت زبری اولیه را به‌عنوان ورودی ایجاد می‌کند. سایر پارامترها ثابت (نیروی ۳۰۰ نیوتن، پیشروی ۰/۰۷ میلی‌متر بر دور و قطر ساچمه ۲۰ میلی‌متر) در نظر گرفته شدند.

نتایج و بحث

در این مرحله، ابتدا نتایج سری اول آزمایش‌ها که شامل مقادیر مربوط به پارامترهای زبری سطح است، بررسی می‌شود. در ادامه نتایج سری دوم آزمایش‌ها و تأثیر زبری سطح اولیه بر پرداخت نهایی سطح تحلیل خواهد شد.

بررسی تغییرات پارامتر Ra و Rz . در شکل (۵) کردار پروفیل زبری قبل و بعد از برنیشینگ ارائه شده است

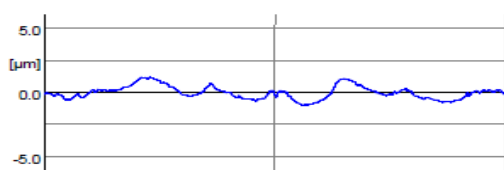
(زبری اندازه‌گیری شده سطح، قبل از برنیشینگ برابر با $Ra=6.2\mu m$ ، $Rz=26\mu m$ است). فرایند برنیشینگ با ساچمه‌ای به قطر ۱۲ میلی‌متر، پیشروی ۰/۰۷ میلی‌متر بر دور و نیروی ۳۰۰ نیوتن انجام شده است. با توجه به مقیاس ده‌برابری محور عمودی که ۲ کردار نسبت به یکدیگر دارند، بهبود در وضعیت زبری و کاهش چشمگیر مقادیر Rz که بیانگر کاهش ارتفاع قله‌های موجود روی سطح در کردار پروفیل زبری است، به‌وضوح قابل مشاهده است. همچنین، یکنواختی پروفیل سطح و کاهش انحراف از خط میانگین بیانگر کاهش قابل توجه مقادیر Ra است.

کردارهای شکل (۶) نشان می‌دهد با افزایش نیروی برنیشینگ مقدار زبری سطح کاهش می‌یابد. البته با افزایش مقدار پیشروی، زبری بالاتری حاصل می‌شود. در مقایسه ۲ کردار حاصل از برنیشینگ با ساچمه‌هایی به قطر ۱۲ و ۲۰ میلی‌متر به‌وضوح می‌توان دید که کردار مربوط به قطر ۲۰ میلی‌متر مقدار زبری پایین‌تری را گزارش می‌کند، به‌ویژه در پیشروی‌های کم، این کاهش زبری مشهودتر است. تغییر قطر ساچمه از ۱۲ به ۲۰ میلی‌متر توانسته است به‌طور میانگین حدود ۲۰ درصد زبری سطح را کاهش دهد. پایین‌ترین مقدار زبری

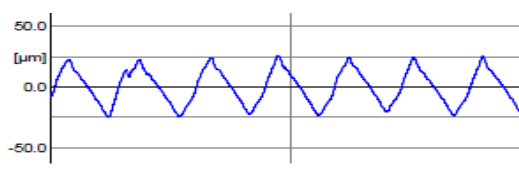
بیان شده است. مقادیر P-value نشان می‌دهد که نتایج در سطح اطمینان ۹۵ درصد قابل قبول هستند که در بیشتر آزمایش‌های تجربی نیز این سطح اطمینان در نظر گرفته می‌شود. همچنین مطابق شکل (۶-د)، کردار اثر تعاملی پارامترها و موازی بودن کلی خطوط نشان‌دهنده اثرگذاری مستقل و عدم برهمکنش هم‌زمان آن‌هاست.

مربوط به برنیشینگ با قطر ساچمه ۲۰ میلی‌متر با نیروی ۴۵۰ نیوتن و مقدار پیشروی ۰/۰۵ میلی‌متر بر دور است. بنابراین کردار نشان می‌دهد که افزایش نیروی برنیشینگ و قطر ساچمه و کاهش پیشروی منجر به کاهش مقدار زبری سطح در فرایند برنیشینگ می‌شود.

در شکل (۶-ج) نتایج آنالیز واریانس پارامتر Ra

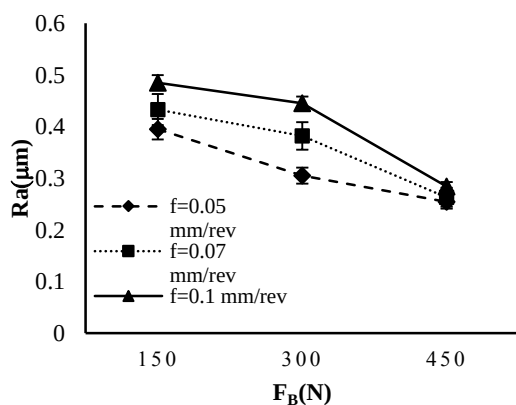


ب

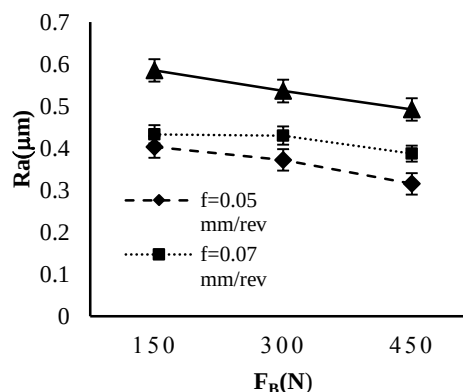


الف

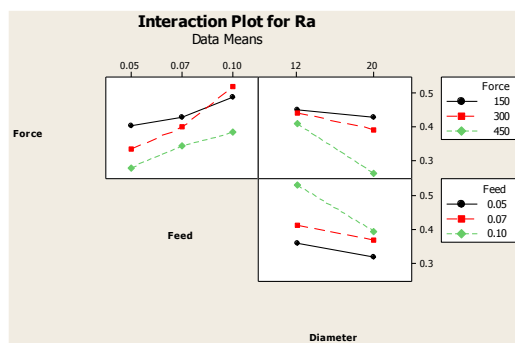
شکل ۵ کردار پروفیل زبری (الف) قبل (ب) بعد از فرایند برنیشینگ ساچمه‌ای.



ب



الف

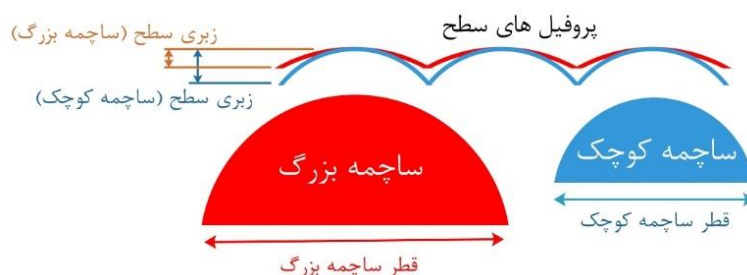
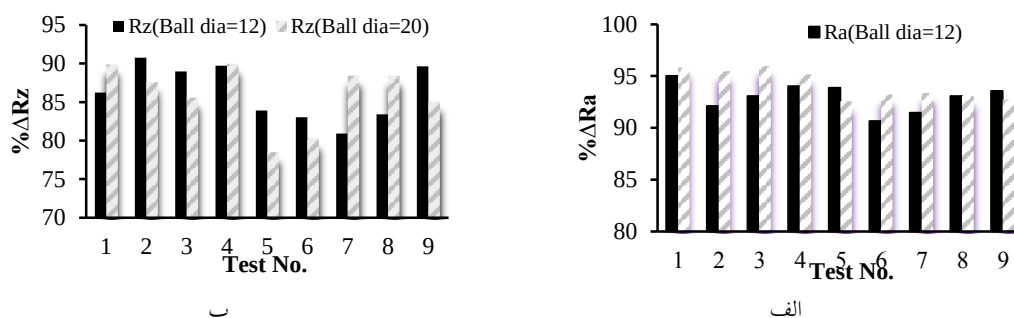


د

Source	DF	SS	MS	F	P
Force	2	0.0364	0.0182	6.33	0.013
Feed	2	0.0473	0.0236	8.22	0.006
Diameter	1	0.0242	0.0242	8.4	0.013
Error	12	0.0345	0.0028		
Total	17	0.1425			

ج

شکل ۶ مقادیر زبری سطح Ra (الف) ساچمه به قطر ۱۲ میلی‌متر (ب) ساچمه به قطر ۲۰ میلی‌متر (ج) نتایج آنالیز واریانس پارامتر Ra (د) کردار اثر تعاملی پارامترها روی Ra.



ج

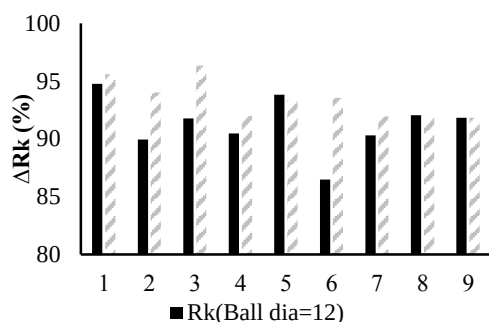
شکل ۷ کردار الف) ΔRa ب) ΔRz در فرایند برنیشینگ ساجمه‌ای ج) نمایی شماتیک از نحوه تأثیرگذاری قطر ساجمه بر زبری سطح

بررسی عمق مغزی زبری سطح Rk در برنیشینگ. در شکل (۸-الف) کردارهای اثر اصلی پارامترهای آزمایش روی عمق مغزی زبری سطح Rk نشان داده شده است. باتوجه به کردار مشاهده می‌شود که هر ۳ پارامتر تأثیر قابل توجهی بر کاهش مقادیر Rk داشته‌اند. تغییر نیروی برنیشینگ از ۱۵۰ به ۳۰۰ نیوتن تأثیر زیادی بر Rk نداشته است، اما افزایش بیشتر آن از ۳۰۰ به ۴۵۰ نیوتن، تنش وارده را به بیشتر از مقادیر تنش لهیدگی افزایش داده و منجر به کاهش قابل توجه Rk شده است.

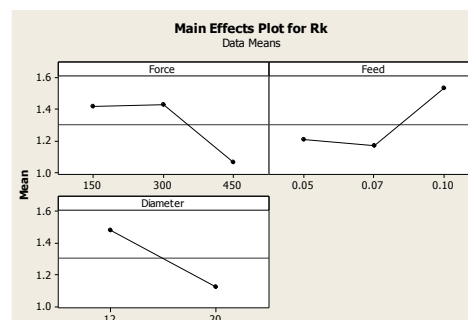
در بررسی کردار شکل (۸-ب) مشاهده می‌شود که تأثیر فرایند برنیشینگ با ساجمه به قطر ۲۰ میلی‌متر روی تغییرات میانگین عمق مغزی زبری سطح به‌طور کلی بیشتر از تأثیر فرایند برنیشینگ با ساجمه به قطر ۱۲ میلی‌متر است. بنابراین با افزایش قطر ساجمه عمق مغزی زبری سطح‌ها کاهش می‌یابد.

در شکل (۷-الف و ب) تغییرات Ra و Rz نسبت به زبری اولیه (ΔRa و ΔRz) در آزمایش‌های مختلف مشاهده می‌شود. نتایج نشان داد که فرایند برنیشینگ با قطر ساجمه مختلف، مقادیر Ra را در حدود ۹۰ تا ۹۶ درصد کاهش می‌دهد.

شکل (۷-ج) نحوه تأثیرگذاری قطر ساجمه برنیشینگ را با ۲ رنگ آبی (قطر کوچک) و قرمز (قطر بزرگ) بر سطح نشان می‌دهد. با هر بار دوران قطعه کار و پیشروی ابزار (ساجمه) پروفیل سطح مطابق شکل (۷-ج) تشکیل خواهد شد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در صورت افزایش قطر ساجمه (به رنگ قرمز در شکل)، انحناهای پروفیل‌ها هم‌پوشانی بیشتری داشته و در نتیجه ارتفاع زبری سطح کاهش خواهد داشت. باتوجه به ساختار پروفیل، قطر ساجمه مستقیماً بر ارتفاع قله‌های ناهمواری‌ها اثر گذاشته و آن‌ها را تسطیح می‌کند. از طرف دیگر، اثرگذاری ساجمه بر دره‌های ناهمواری‌ها نسبت به قله‌ها کمتر خواهد بود.

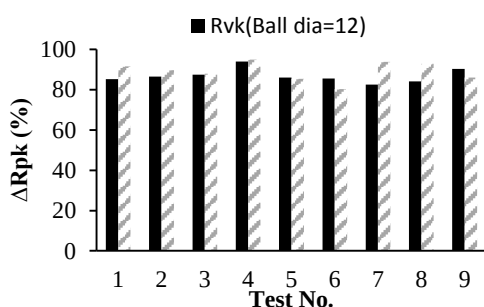


ب

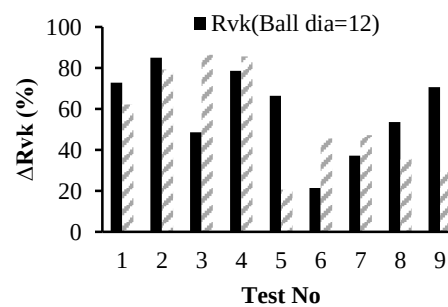


الف

شکل ۸ الف) کردار اثر اصلی پارامترهای آزمایش روی Rk ب) ΔRk در فرایند برنیشینگ ساچمه‌ای.



ب



الف

شکل ۹ کردار تغییرات الف) عمق دره (ΔRvk) و ب) قلّه (ΔRpk) کاهیده در فرایند برنیشینگ ساچمه‌ای.

کاهیده این براده را به دام انداخته و اثرات مضر آن‌ها را خنثی می‌کنند. باتوجه به شکل (۹-ب)، کاهش عمق قلّه کاهیده به طور متوسط حدود ۸۰ تا ۹۰ درصد است، درحالی که کاهش عمق دره کاهیده به طور متوسط بین ۲۰ تا ۸۰ درصد است. این موضوع بیانگر آن است که فرایند برنیشینگ به خوبی توانسته است قلّه‌ها را تسطیح کند. این موضوع را به خوبی می‌توان در پروفیل زبری نمونه‌ها بعد از برنیشینگ در شکل (۱۰) مشاهده کرد. کاهش ارتفاع قلّه کاهیده به معنی افزایش سطح تماس اولیه^۲ سطح است. همان‌طور که در قسمت قبل ذکر شد، ارتفاع قلّه کاهیده در تماس اولیه^۲ سطح نقش داشته و معمولاً در همان لحظات اولیه تحت تنش زیاد قرار گرفته و حذف می‌شود که خواص سایشی را کاهش خواهد داد، بنابراین کاهش ارتفاع قلّه کاهیده به معنی بهبود خواص سایشی است. در

بررسی تغییرات عمق دره (ΔRvk) و قلّه (ΔRpk) کاهیده. تغییرات عمق دره و قلّه کاهیده در شکل (۹) نشان داده شده است. کردار تغییرات میانگین عمق دره کاهیده (شکل ۹-الف) همانند کردار میانگین عمق زبری و متعاقب آن، بیانگر این مطلب است که فرایند برنیشینگ با ساچمه به قطر ۲۰ میلی‌متر نسبت به ساچمه به قطر ۱۲ میلی‌متر، تأثیر بیشتری روی تغییرات میانگین عمق دره کاهیده می‌گذارد. مهم‌ترین کارکرد Rvk فراهم کردن مکانی برای انباشت روان کار است، بنابراین افزایش این پارامتر نقش مهمی در بهبود خاصیت روان کاری بین سطح دارد [22]. همچنین Rvk مکانی را برای انباشت براده احتمالی حاصل از سایش^۲ سطح فراهم می‌کند. این براده‌های احتمالی اثرات منفی بر سطح داشته و موجب ایجاد خطوطی روی سطح خواهند شد، بنابراین دره‌های

نمونه ۴: $R_k=1.62$ $R_{vk}=0.42$ $R_{pk}=0.3$
 نمونه ۱۴: $R_k=0.62$ $R_{vk}=0.85$ $R_{pk}=0.19$

می توان تأثیر افزایش قطر ساچمه را بر کاهش عمق زبری و ارتفاع قله ها به وضوح مشاهده کرد. در نمونه ۴ تا حدودی تأثیر ساچمه با قطر ۱۲ بر تغییرات منحنی قابل مشاهده است، در حالی که با به کارگیری ساچمه ۲۰ میلی متری منحنی تقریباً تخت حاصل شده است.

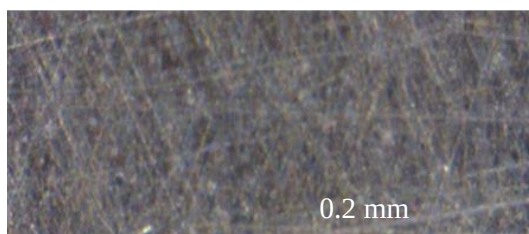
در ادامه، نتایج مربوط به مطالعه اثر زبری سطح اولیه بر سطح پرداخت شده نهایی ارائه و تحلیل شده است. زبری اولیه سطح با ۲ روش تراشکاری و سنباده زنی ایجاد شده است.

این راستا سطح تماس اولیه افزایش یافته و تنش یکنواخت تری در لحظه تماس اولیه در سطح اعمال می شود. لازم به ذکر است که در برخی کاربردها، لحظه تماس (برخورد) اولیه جزو لحظات بحرانی تماس (درگیری) ۲ جسم است [22].

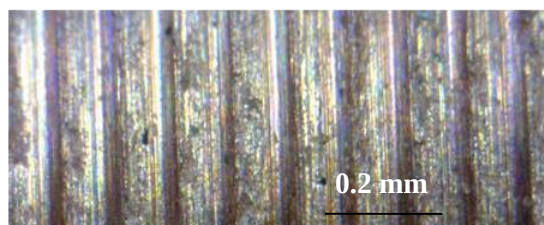
در شکل (۱۰) پروفیل زبری سطح تحت تأثیر فرایند برنیشینگ با ساچمه هایی به قطر ۱۲ و ۲۰ میلی متر و تغییرات عمق دره و قله کاهیده نمایش داده شده است. نمونه شماره ۴ با ساچمه ای به قطر ۱۲ میلی متر و نمونه شماره ۴ با ساچمه ای به قطر ۲۰ میلی متر تحت فرایند برنیشینگ ساچمه ای قرار گرفته اند. برای هر ۲ نمونه نیرو و پیشروی برنیشینگ یکسان است و پارامترهای زبری برای هر ۲ نمونه به قرار زیر است:



شکل ۱۰ پروفیل زبری سطح، حاصل از فرایند برنیشینگ ساچمه ای با ۲ قطر متفاوت ساچمه

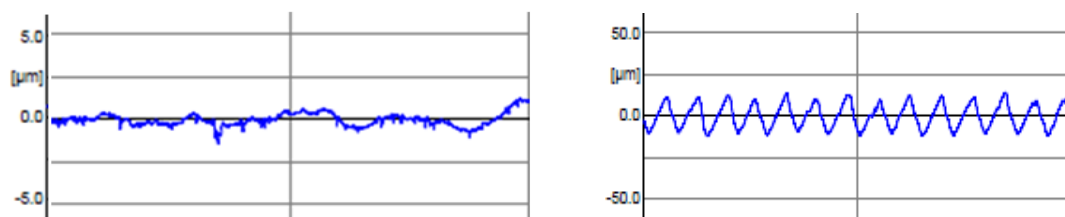


ب

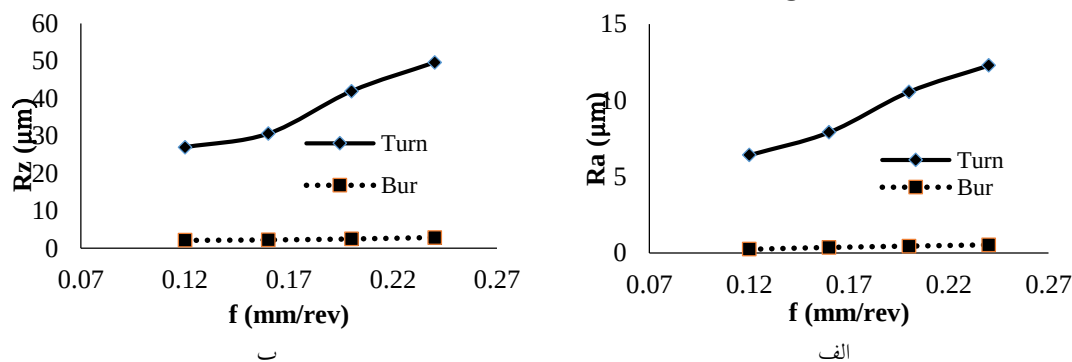


الف

شکل ۱۱ تصویر الف) نمونه تراشکاری شده با پیشروی ۰/۱۶ میلی متر بر دور ب) نمونه برنیشینگ شده بعد از عملیات تراشکاری.

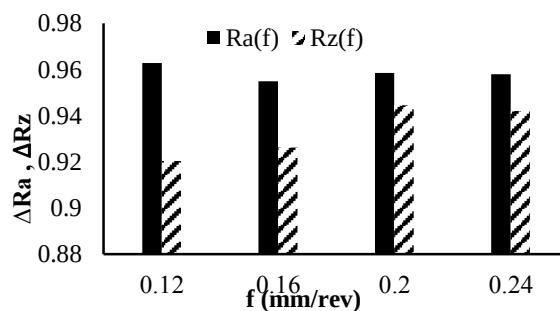


شکل ۱۲: پروفیل زبری سطح ایجادشده با فرایند تراشکاری (سمت راست) و فرایند برنیشینگ ساچمه‌ای (سمت چپ)



ب

الف



ج

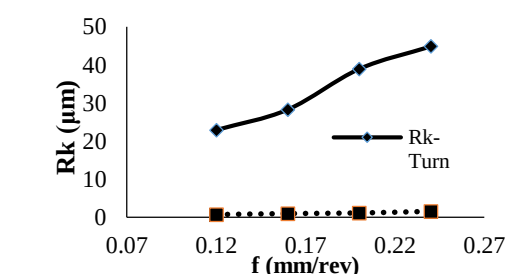
شکل ۱۳: کردارهای الف (Ra ب) Rz ج) ΔRa و ΔRz نمونه‌های تراشکاری و برنیشینگ شده

تغییر در اندازه دره‌ها پی برد. تأثیر فرایند برنیشینگ بر اندازه پارامترهای زبری در سطوحی با قله‌های مرتفع‌تر و سطوح ناصاف‌تر بیشتر از سطوحی صاف با قله‌های با ارتفاع کمتر است.

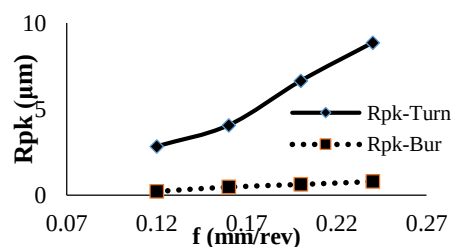
باتوجه به شکل (۱۳-الف و ب) می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش پیشروی در تراشکاری (زبری اولیه)، مقادیر پارامترهای Ra و Rz افزایش می‌یابد. همچنین، تأثیر فرایند برنیشینگ روی تغییرات میانگین زبری (ΔRa) بسیار بیشتر از تأثیر آن روی تغییرات میانگین بلندترین ارتفاعات زبری (ΔRz) است (شکل ۱۳-ج). به عنوان مثال، در سرعت پیشروی ۰/۲۴ میلی‌متر بر دور، مقدار Ra از حدود ۱۲ میکرون به ۰/۵۲ میکرون

بررسی تأثیر زبری اولیه (سطوح تراشکاری شده) بر فرایند برنیشینگ. شکل (۱۱) تصویر نمونه تراشکاری شده و برنیشینگ شده را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، اثرات مربوط به تراشکاری که روی سطح ایجاد می‌شود، پس از برنیشینگ ساچمه‌ای به‌طور کامل حذف شده است. به‌منظور مقایسه دقیق‌تر، در شکل (۱۲) پروفیل زبری سطوح تراشکاری شده با پیشروی ۰/۱۶ میلی‌متر بر دور قبل و بعد از برنیشینگ ساچمه‌ای نشان داده شده است. باتوجه به مقیاس ده‌برابری محور عمودی که ۲ کردار نسبت به یکدیگر دارند، می‌توان به تأثیر قابل توجه فرایند برنیشینگ بر تسطیح شدن سطح، کوبش قله‌ها و

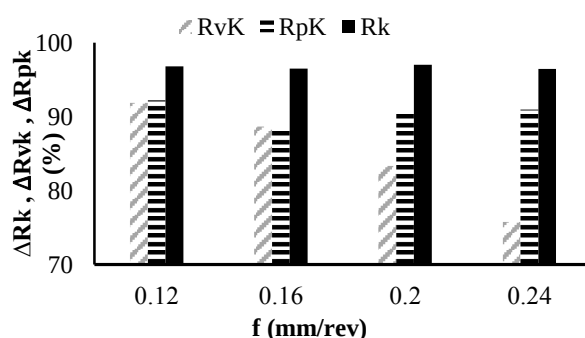
زبری سطح، مقدار عمق مغزی زبری سطح (R_k) نیز افزایش می‌یابد (شکل ۱۴-الف) و طبق کردارهای شکل (۱۴-ب)، ارتفاع قله کاهیده نیز افزایش می‌یابد. برای عمق دره کاهیده مشاهده می‌شود که روند افزایشی است (شکل ۱۴-ج)، هرچند بعد از فرایند برنیشینگ تغییرات چندانی برای عمق دره کاهیده مشاهده نمی‌شود. در کردار شکل (۱۴-د) مشاهده می‌شود که فرایند برنیشینگ کمترین تأثیر را روی کاهش مقدار عمق مغزی زبری سطح (R_k) نسبت به مقادیر ارتفاع قله و عمق دره کاهیده گذاشته است. مطابق شکل (۱۴)، به عنوان مثال در پیشروی 0.24 میلی متر بر دور، مقدار R_k از حدود 4.5 میکرون به 1.5 میکرون، مقدار R_{pk} از 8.5 میکرون به 0.8 میکرون و مقدار R_{vk} از 7.5 میکرون به 0.6 میکرون کاهش یافته‌اند که در R_k بیشترین مقدار کاهش نتیجه شده است. بازه تغییرات درصد بهبود پارامترهای عمق مغزی زبری سطح و ارتفاع قله کاهیده، پس از فرایند برنیشینگ و با شرایط زبری اولیه متفاوت، تقریباً یکسان و ثابت هستند.



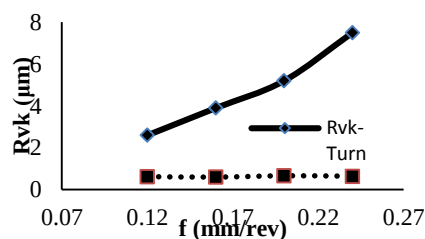
ب



الف



د



ج

شکل ۱۴ کردار الف (R_k ب) R_{pk} ج) R_{vk} د) ΔR_{vk} ، ΔR_{pk} و ΔR_k نمونه‌های تراشکاری شده و برنیشینگ شده.

کاهش یافته است و مقدار R_z از 4.8 میکرون به 2.7 میکرون رسیده است، که در R_a کاهش حدود 1.5 میکرون و در R_z کاهش حدود 4.5 میکرون را نتیجه می‌دهد.

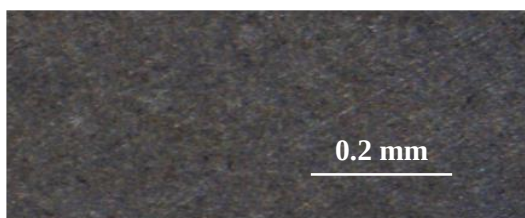
در شکل (۱۳-ج) تفاوت درصد تغییرات R_a و R_z در برنیشینگ ساچمه‌ای روی سطوح اولیه تراشکاری شده با سرعت‌های پیشروی متفاوت (زبری اولیه متفاوت) نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش زبری اولیه، مقدار بهبود R_z (ΔR_z) بیشتر می‌شود، به گونه‌ای که در تراشکاری با پیشروی 0.8 میلی متر بر دور، بهبود R_z پس از برنیشینگ حدود 92 درصد است و با افزایش پیشروی تراشکاری اولیه به 0.24 میلی متر بر دور بهبود R_z پس از برنیشینگ به 94 درصد می‌رسد، درحالی که تغییرات R_a قابل ملاحظه نیست.

در شکل (۱۴) به بررسی تغییرات پارامترهای عمق مغزی زبری سطح (R_k)، ارتفاع قله (R_{pk}) و عمق دره کاهیده (R_{vk}) پرداخته شده است. با افزایش پیشروی تراشکاری (زبری اولیه) و به دنبال آن افزایش

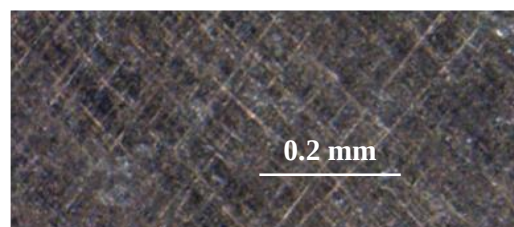
دچار تغییر شکل زیادی می‌شود، بنابراین تأثیرپذیری کمتری از زبری سطح اولیه در مقایسه با Rvk پیدا می‌کند.

بررسی تأثیر زبری اولیه (سطوح سنباده‌کاری) بر فرایند برنیشینگ. شکل (۱۵) تصویر نمونه سنباده‌کاری شده و برنیشینگ شده را نشان می‌دهد. فرایند برنیشینگ ساچمه‌ای میزان خطوط موجود روی سطح را کاهش داده و پرداخت بهتری را نتیجه داده است. همچنین در شکل (۱۶)، پروفیل زبری سطح سنباده‌کاری شده با سنباده‌های شماره ۶۰ قبل و بعد از فرایند برنیشینگ نشان داده شده است. تفاوت کردارهای پروفیل سطح بعد از فرایند برنیشینگ ساچمه‌ای این موضوع را به اثبات می‌رساند که تفاوت در پروفیل سطح اولیه موجب ایجاد تغییرات در نتایج پرداخت نهایی سطح، پس از فرایند برنیشینگ خواهد شد. باتوجه به تفاوت مقیاس محور عمودی در کردارهای ارائه شده، به وضوح می‌توان تأثیر فرایند برنیشینگ بر تسطیح پروفیل زبری، کوبش قله‌ها و همچنین تغییر در اندازه دره‌ها را مشاهده کرد.

با در نظر گرفتن ۲ پارامتر Rvk و Rpk که به ترتیب مربوط به دره و قله ناهمواری‌ها هستند، می‌توان پی برد که در هنگام اعمال فرایند برنیشینگ، ساچمه قله را دچار تغییر شکل زیادی می‌کند و این درحالی است که ساچمه دسترسی کمتری به دره‌ها داشته و بنابراین تأثیر کمتری روی آن‌ها خواهد داشت. هرچه سطح زبرتر باشد، (باتوجه به نیروی ثابت برنیشینگ) ساچمه در فاصله بیشتری از عمق دره قرار گرفته و آن را کمتر تحت تأثیر قرار می‌دهد. در این راستا، دره‌های پروفیل سطح شکل اولیه خود را تا حدی حفظ می‌کنند که این تابع زبری اولیه سطح است. بنابراین، زبری اولیه سطح تأثیر زیادی بر پارامترهایی مغزی زبری به ویژه عمق دره کاهیده دارد که باید مدنظر قرار گیرد. همان‌طور که در متن هم اشاره شده است، Rvk تأثیر زیادی بر خاصیت روان‌کاری سطح دارد، بنابراین می‌توان نتیجه گرفت زبری اولیه سطح بر خاصیت روان‌کاری سطح برنیشینگ شده تأثیر زیادی دارد. در رابطه با Rpk، باتوجه به اینکه در معرض تماس با ساچمه قرار دارد و در حین فرایند برنیشینگ

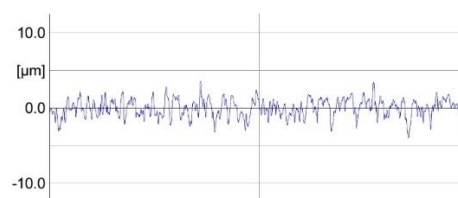
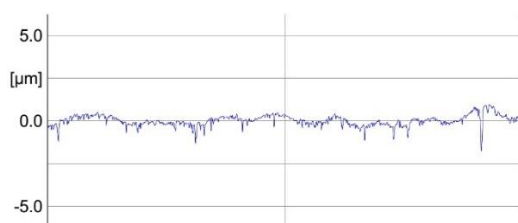


ب

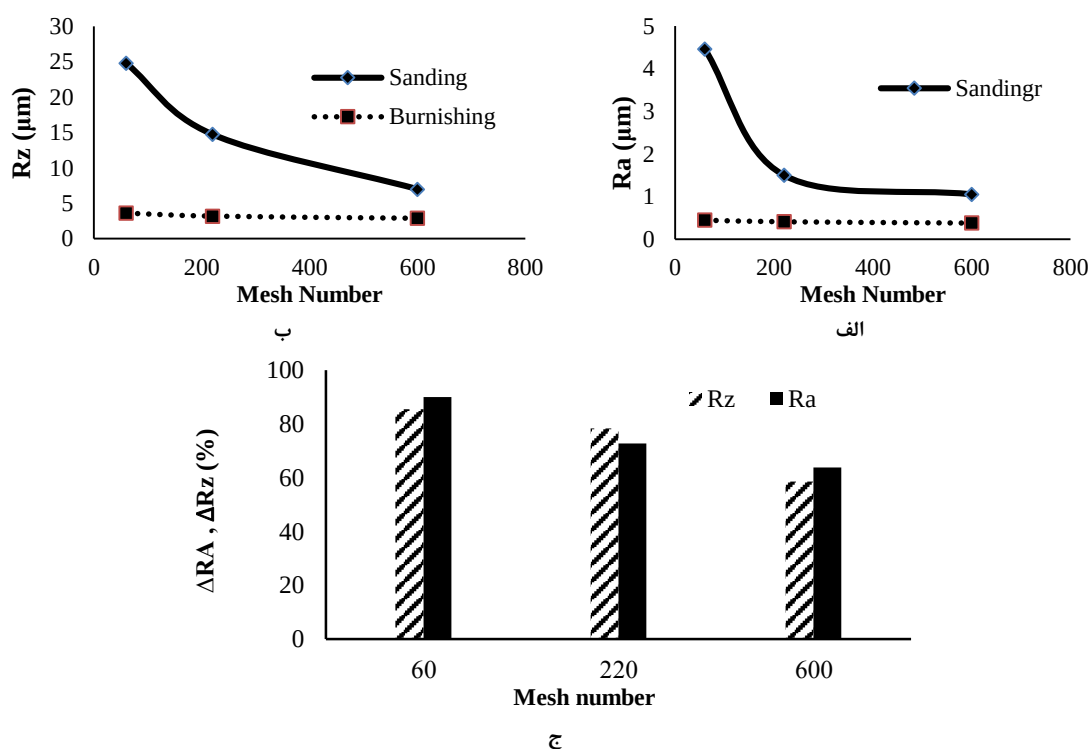


الف

شکل ۱۵ تصویر الف) نمونه سنباده‌کاری شده ب) نمونه برنیشینگ شده بعد از عملیات سنباده‌کاری.



شکل ۱۶ پروفیل زبری سطح نمونه‌های سنباده‌کاری شده به وسیله سنباده شماره ۶۰ (شکل سمت راست) و سپس برنیشینگ شده (شکل سمت چپ)



شکل ۱۷ زبری سطح نمونه‌های سناده‌کاری شده و برنیشینگ شده (الف) Ra (ب) Rz (ج) ΔR_z و ΔR_a

دیگر، تأثیر فرایند برنیشینگ روی تغییرات میانگین زبری (ΔR_a) بیشتر از تغییرات میانگین بلندترین ارتفاعات زبری (ΔR_z) است.

نتیجه‌گیری

در این تحقیق نتایج زیر حاصل شد:

- افزایش نیروی برنیشینگ و قطر ساچمه و کاهش پیشروی منجر به کاهش مقدار زبری سطح می‌شود.
- افزایش قطر ساچمه در بهبود زبری سطح تأثیرگذار است. تغییر قطر ساچمه از ۱۲ به ۲۰ میلی‌متر توانسته است به‌طور میانگین حدود ۲۰ درصد زبری سطح را کاهش دهد.
- فرایند برنیشینگ عمق مغزی زبری سطح را به‌طور متوسط تا حدود ۹۰ درصد کاهش می‌دهد. تأثیر فرایند برنیشینگ با ساچمه به قطر ۲۰ میلی‌متر روی تغییرات میانگین عمق مغزی زبری سطح به‌طور کلی بیشتر از تأثیر فرایند برنیشینگ با ساچمه به قطر ۱۲ میلی‌متر است.

مقادیر عددی زبری سطح Ra و Rz و تغییرات آنها پس از سناده‌زنی و برنیشینگ ساچمه‌ای در شکل (۱۷) نشان داده شده است. با افزایش مش سناده در ابتدا، زبری سطح به‌شدت کاهش می‌یابد و سپس روندی تقریباً ثابت را در پیش می‌گیرد. درباره‌ی کردار مربوط به Rz می‌توان چنین نتیجه گرفت که مقادیر مربوط به بلندترین ارتفاعات زبری به‌دست‌آمده از سطح سناده‌کاری بسیار بالاتر از مقادیر مربوط به Ra است. البته همانند کردار Ra، هم‌زمان با افزایش مش سناده‌زنی، مقدار Rz کاهش می‌یابد.

در شکل (۱۷-ج) کردار تأثیر فرایند برنیشینگ بر تغییرات پارامترهای Rz و Ra، در شرایطی که سطوح اولیه به‌وسیله‌ی سناده‌های نرم، متوسط و زبر آماده شده‌اند، نمایش داده می‌شود. نتایج نشان‌دهنده این موضوع هستند که سطح پرداخت‌شده با سناده ۶۰ که بیشترین زبری را دارد، نسبت به بقیه سطوح تأثیرپذیری بیشتری از عملیات برنیشینگ پیدا می‌کند. به عبارت

- بنابراین با افزایش قطر ساچمه، عمق زبری‌ها به مقدار بیشتری کاهش می‌یابد. کاهش عمق قله کاهیده به‌طور متوسط حدود ۸۰ تا ۹۰ درصد است، درحالی‌که کاهش عمق دره کاهیده به‌طور متوسط بین ۲۰ تا ۸۰ درصد است که نشانگر آن است که فرایند برنیشینگ به‌خوبی توانسته است قله‌ها را بکوبد.
- فرایند برنیشینگ روی سطوحی که با سرعت پیشروی بالاتری روتراشی شده‌اند و دارای زبری بیشتری هستند، تأثیر بیشتری می‌گذارد. تأثیر فرایند برنیشینگ بر اندازه پارامترهای زبری در سطوحی با قله‌های مرتفع‌تر و سطوح ناصاف‌تر بیشتر از سطوحی با قله‌های با ارتفاع کمتر و سطوح صاف‌تر است.
 - فرایند برنیشینگ علاوه بر اینکه زبری سطح (Ra) را کاهش می‌دهد، بر پارامترهای مغزی زبری سطح نیز تأثیر می‌گذارد و با کاهش قله کاهیده خواص سایشی را بهبود می‌بخشد.

مراجع

1. N. El-Tayeb, K. Low, P. Brevern, "Influence of roller burnishing contact width and burnishing orientation on surface quality and tribological behaviour of Aluminium 6061", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 186, pp: 272-278, (2007)
2. J. Maximov, G. Duncheva, A. Anchev, M. Ichkova, "Slide burnishing—review and prospects", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 104, pp: 785-801, (2019)
3. S. Thamizhmani, B.B. Omar, S. Saparudin, S. Hasan, "Surface roughness investigation and hardness by burnishing on titanium alloy", *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, Vol. 28, pp: 139-142, (2008)
4. M. Korzynski, "A model of smoothing slide ball-burnishing and an analysis of the parameter interaction", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 209, pp: 625-633, (2009)
5. A. Sagbas, "Analysis and optimization of surface roughness in the ball burnishing process using response surface methodology and desirability function", *Advances in Engineering Software*, Vol. 42, pp: 992-998, (2011)
6. F. Gharbi, S. Sghaier, H. Hamdi, T. Benameur, "Ductility improvement of aluminum 1050A rolled sheet by a newly designed ball burnishing tool device", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 60, pp: 87-99, (2012)
7. G.D. Revankar, R. Shetty, S.S. Rao, V.N. Gaitonde, "Analysis of surface roughness and hardness in ball burnishing of titanium alloy", *Measurement*, Vol. 58, pp: 256-268, (2014)
8. Z. Jing, X. Wei, L. Ning, F.-l. Li, "A gradient nano/micro-structured surface layer on copper induced by severe plasticity roller burnishing", *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, Vol. 24, pp: 441-448, (2014)
9. X. Zhang, H. Luo, Z. Han, J. Lv, "Evolution of microstructures and texture in the surface layer of

- copper during burnishing process", *Materials Science and Technology*, Vol. 30, pp: 1742-1750, (2014)
10. M.S. John, A.W. Wilson, A.P. Bhardwaj, A. Abraham, B. Vinayagam, "An investigation of ball burnishing process on CNC lathe using finite element analysis", *Simulation Modelling Practice and Theory*, Vol. 62, pp: 88-101, (2016)
 11. G. Rotella, S. Rinaldi, L. Filice, "Roller burnishing of Ti6Al4V under different cooling/lubrication conditions and tool design: effects on surface integrity", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 106, pp: 431-440, (2020)
 12. T.-T. Nguyen, L.-H. Cao, T.-A. Nguyen, X.-P. Dang, "Multi-response optimization of the roller burnishing process in terms of energy consumption and product quality", *Journal of Cleaner Production*, Vol. 245, pp. 119328, (2020)
 13. T.-T. Nguyen, L.-H. Cao, X.-P. Dang, T.-A. Nguyen, Q.-H. Trinh, "Multi-objective optimization of the flat burnishing process for energy efficiency and surface characteristics", *Materials and Manufacturing Processes*, Vol. 34, pp: 1888-1901, (2019)
 14. R.W. Maruda, G.M. Krolczyk, S. Wojciechowski, B. Powalka, S. Klos, N. Szczotkarz, M. Matuszak, N. Khanna, "Evaluation of turning with different cooling-lubricating techniques in terms of surface integrity and tribologic properties", *Tribology International*, Vol., pp: 106334, (2020)
 15. G. Krolczyk, J. Krolczyk, R. Maruda, S. Legutko, M. Tomaszewski, "Metrological changes in surface morphology of high-strength steels in manufacturing processes", *Measurement*, Vol. 88, pp: 176-185, (2016)
 16. M. Sedlaček, B. Podgornik, J. Vižintin, "Correlation between standard roughness parameters skewness and kurtosis and tribological behaviour of contact surfaces", *Tribology international*, Vol. 48, pp: 102-112, (2012)
 17. G.H.C. Barros, C.R. Schramm, S.D. Franco, L.J. Arantes, R.V. Arencibia, "Effect of grain size and number of strokes on Rk parameters and emptiness coefficient in honing process", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 103, pp: 3717-3734, (2019)
 ۱۸. م.س. مهدیه، ا. رفعتی، س. کارگر، م. دانش، "بررسی پارامترهای مؤثر روی استحکام و میکرو سختی سطوح حاصل از عملیات رولربرنشینگ با استفاده از روش تاگوچی"، دوازدهمین کنفرانس ملی مهندسی ساخت و تولید ایران، بیرجند، ایران، (۱۳۹۰).
 ۱۹. س. ساکی انتظامی، م. فرحناکیان، غ. نجارزاده، ساخت یک ابزار برنشینگ و بررسی تجربی پارامترهای مؤثر بر فرایند برنشینگ سطوح خارجی، کنفرانس ملی مهندسی مکانیک ایران، دانشگاه شیراز، (۱۳۹۲).
 20. S. Amini, A. Bagheri, R. Teimouri, "Ultrasonic-assisted ball burnishing of aluminum 6061 and AISI 1045 steel", *Materials and Manufacturing Processes*, Vol. 33, pp: 1250-1259, (2018)

21. R. Teimouri, S. Amini, "Analytical modeling of ultrasonic surface burnishing process: evaluation of through depth localized strain", *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 151, pp: 118-132, (2019)
22. E. Gadelmawla, M. Koura, T. Maksoud, I. Elewa, H. Soliman, "Roughness parameters", *Journal of materials processing Technology*, Vol. 123, pp: 133-145, (2002)

Exploring the Effects of Ball Burnishing Process and Initial Surface Roughness on the Core Roughness Characteristics of Copper Cylindrical Parts

A.Javadi¹, M. Farahnakian², S.Elhami³

1. Introduction

Burnishing is a rolling process without chip removal which applies strain hardening on the surface. In burnishing, through a compression force, surface deviations, including valleys and peaks, are flattened and a finished surface is achieved. Burnishing is known as a process that affects the surface specifications and strain hardening and has a great effect on the core roughness parameters.

Ra is the most common parameter in analyzing the surface profile and states the arithmetic mean of surface deviations. When a great variation in valleys depth or peaks height is created another parameter is used which is called Rk. According to Figure 1, the central area of the surface profile is symbolled by Rk. Simultaneously, the mean height of peaks that are higher than Rk area is stated by Rvk. Moreover, the mean depth of valleys which are deeper than the central area is presented by Rvk.

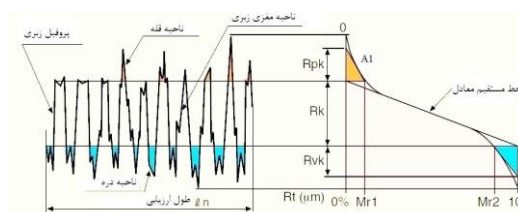


Figure 1. Definitions of Rk, Rvk, and Rpk

The high value of Rpk means that the surface profile has high peaks which provide a small initial contact area. Hence, great stresses are expected on the mentioned peaks. Rvk refers to the depth of valleys below the central area which directly affects the lubrication condition and storing of undesirable chips. It is possible to say that low surface roughness can be achieved through grinding and polishing but the main effective parameter on the wear and lubrication

performance is core roughness parameters which require more researches and attention. The main effect of the burnishing process is on the improvement of core roughness parameters.

In the current research, core roughness parameters are studied during ball burnishing and in the configuration of turning (cylindrical parts). Another effective parameter is initial surface roughness which has a direct effect on the final surface specifications. A few researchers have paid attention to this important parameter. In previous researches, ball diameter was considered as a constant parameter due to configuration complexities. In this research, a special configuration was designed to implement different ball diameters.

2. Materials

A Copper workpiece was selected with a hardness of 88 HB (Figure 2-a). Tungsten Carbide balls were chosen with diameters of 12 and 20 mm. Configuration includes a spring that applied different burnishing forces according to Hook's law ($F=KX$) (Figure 2-b). A turning machine with a code of TN50B was used to apply the burnishing process.

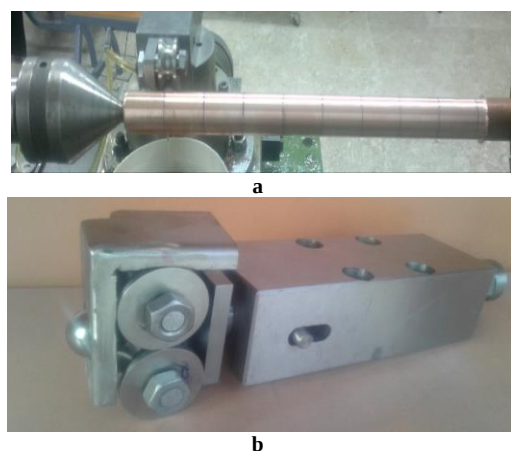


Figure 2. a. Workpiece, b. Burnishing tool

3. Experimental design

Experiments were classified into two categories. In the first category, the effect of burnishing parameters was studied on the roughness and core roughness parameters. All surface parameters are as follows:

Ra, Rz, Rk, Rvk, Rpk

¹.MSc., Mechanical Engineering Department, Najafabad Branch, Islamic Azad University, Najafabad, Iran

² Assistant Professor, Mechanical Engineering Department, Najafabad Branch, Islamic Azad University, Najafabad, Iran

³.Corresponding Author, Assistant Professor, Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran. Email: Sadeghelhami@um.ac.ir

Table 1 shows the experiments variables and design of experiments of case one.

Table 1. The experiment parameters and levels

Parameter	Level 1	Level 2	Level 3
Feed (mm/rev)	0.05	0.07	0.1
Burnishing force (N)	150	300	450
Ball Diameter (mm)	12	20	-

4. Results and Discussion

Figure 3 presents the roughness profile before and after the burnishing process (roughness parameters of the surface before burnishing are $R_z=26 \mu\text{m}$ and $R_a=6.2 \mu\text{m}$). The burnishing process was performed by a ball with a diameter of 12 mm, feed of 0.07 mm/rev, and force of 300 N. According to the scale of the vertical axis, it is clear that R_z found a great improvement after the burnishing process which show the flattening and reduction of peak height. Moreover, a uniform trend of the profile and small deviation from the mean line results in significantly smaller values of R_a .

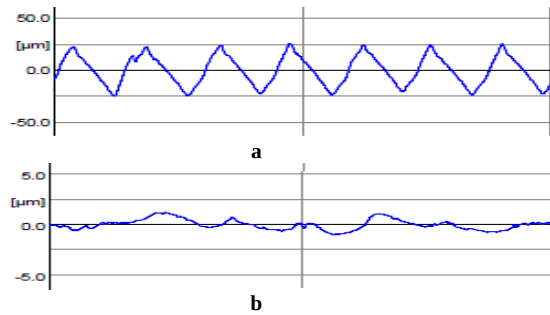


Figure 3. Diagram of roughness profile: a. Before, and b. After burnishing process

Results showed that burnishing force has a reverse relation to the surface roughness. On the other hand, the feed has a direct relation to the surface roughness. Variation of ball diameter from 12 mm to 20 mm achieved a 20% reduction of surface roughness. The smallest roughness was achieved with a ball diameter of 20 mm, a force of 450 N, and a feed of 0.05 mm/rev. Increase in force and ball diameter and reduction of feed can lead to improvement of roughness (R_a) up to 96%.

Results of R_k

As can be seen in Figure 4, reduced peak height (Rpk) and reduced valleys depth (Rvk) are about 80% to 90% and 20% to 80%, respectively, which shows the lower effectiveness of the burnishing process on the Rvk . Results of Rvk show that a ball with a diameter of 20 mm has a greater effect on the Rvk , compared to a ball diameter of 12 mm. Hence, ball diameter has a reverse direction to the Rvk .

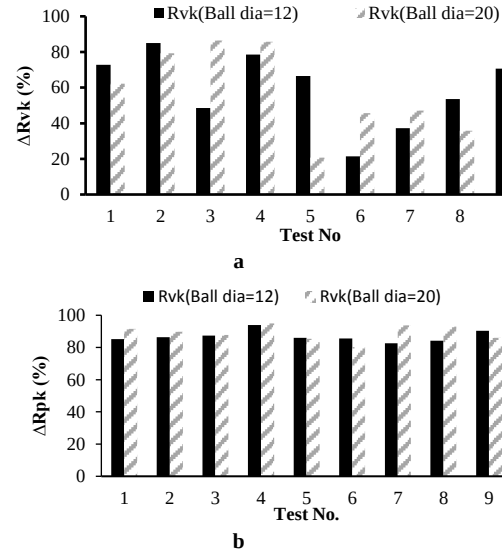


Figure 4. Variation diagram of: a. ΔRvk , b. ΔRpk during ball burnishing

5. Conclusion

Results can be classified into the following categories:

1. Higher burnishing force and ball diameter besides a smaller feed led to reduction of surface roughness.
2. On average, the burnishing process decreased core roughness of the surface up to 90%. Ball diameter of 20 mm achieved more improvement of surface roughness in comparison to ball diameter of 12 mm.
3. Burnishing process reduced Rpk and Rvk about 80 to 90% and 20 to 80%, which shows the great effect of the process on reduced peak height.
4. Burnishing process, through reduction of Rpk , improved wear characteristics of the surface.

تأثیر زاویه پره‌های مغشوش‌کننده بر جریان اطراف میله‌های سوخت هسته‌ای و ارتعاشات القایی آن‌ها با استفاده از آنالیز برهم‌کنش جامد و سیال*

مقاله پژوهشی

منصور طالبی^(۱)سیامک نباتی^(۲)

چکیده در مجتمع سوخت رآکتورهای هسته‌ای، پره‌های مغشوش‌کننده اجزایی جامد با ضخامت کم هستند که به شبکه‌های نگهدارنده میله‌های سوخت متصل‌اند و برای افزایش انتقال حرارت به کار می‌روند. نیروهای ناشی از عبور سیال می‌تواند باعث خم شدن بیش از حد و ایجاد تنش‌های بسیار زیاد در پره‌ها شوند که عملکرد پره را دچار اختلال خواهد کرد. پره‌ها معمولاً با زاویه‌ای مشخص نسبت به جریان قرار می‌گیرند تا بتوانند بهترین اثر را روی جریان داشته باشند و کمترین نیروهای ارتعاشی از سیال به آن‌ها وارد شود. در این پژوهش با استفاده از روش برهم‌کنش سیال و جامد، جریان سیال و جابه‌جایی پره‌ها برای ۳ زاویه ۶۵، ۷۰ و ۷۵ درجه در یک هندسه خاص بررسی شده است. به این منظور، ابتدا جریان سیال حل شده و نیروهای ناشی از سیال بر جسم محاسبه می‌شود. در مرحله بعد نیروها به جسم جامد وارد و از طریق المان محدود جابه‌جایی جسم محاسبه می‌شود. برای جریان سیال افت فشار محاسبه شده با نتایج عددی و تجربی مراجع دیگر مقایسه شده است که اختلاف کمتر از ۱۰ درصد را نشان می‌دهد. برای هندسه اصلی بررسی شده در این پژوهش بیشترین افت فشار روی پره با زاویه ۶۵ درجه نسبت به جریان رخ می‌دهد. ضامن اغتشاشات ایجاد شده در زاویه ۷۵ درجه بیشتر از سایر زوایاست. باتوجه به نتایج تخمین فرکانس، مشاهده شد که با افزایش فرکانس، اندازه جابه‌جایی کم می‌شود.

واژه‌های کلیدی پره‌های مغشوش‌کننده، مجتمع سوخت هسته‌ای، آنالیز برهم‌کنش جامد و سیال، ارتعاشات القایی.

مقدمه

می‌شوند. این نیروها به دلیل خاصیت اغتشاشی جریان، پره‌ها را وادار به اغتشاش می‌کنند. از طرف دیگر ارتعاشات ایجاد شده در پره‌ها باعث افزایش اغتشاشات جریان سیال می‌شوند. بنابراین شرایط کاری و قطعات به کار رفته باید به گونه‌ای باشد که از فرکانس‌های تشدید فاصله داشته باشد.

آنالیز برهم‌کنش سازه و سیال در بسیاری از حوزه‌های مهندسی کاربرد دارد. لی و همکاران [1] برخورد کشتی و آب را با استفاده از آنالیز برهم‌کنش سیال و سازه انجام دادند. آن‌ها با استفاده از روش پیشرفته مدلینگ و شبیه‌سازی در مقیاس کامل، حوادث مختلف کشتی را بررسی و برهم‌کنش آب و سازه کشتی را تحلیل کردند. بوگرز و همکاران [2] نیز با ارائه روش نیمه‌نیوتونی مسئله برهم‌کنش سیال و جامد را برای سطح

در قلب یک رآکتور هسته‌ای به دلیل پیچیدگی هندسه و طبیعت غیرپایا و تصادفی جریان‌های مغشوش، نیروهای هیدرودینامیکی و اغتشاشات آن‌ها اهمیت پیدا می‌کند. ارتعاشات ناشی از این نیروها اگر کنترل نشود، ممکن است آسیب‌های جدی به تجهیزات هسته‌ای وارد کند. در مجتمع‌های سوخت، پره‌های مغشوش‌کننده (Mixing Vanes) متصل به شبکه‌های نگهدارنده (Grid Spacer) برای افزایش انتقال حرارت به کار می‌روند. در اثر عبور سیال خنک‌کننده از مجاورت پره‌ها، برهم‌کنش سیال و جامد (Fluid-Solid Interaction) به وجود می‌آید. بدین صورت که ابتدا به دلیل نیروی مومنتوم وارد شده از سیال، پره‌ها دچار تغییر شکل

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۰/۵/۳ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۶/۱۳ می‌باشد.

Email: mstalebi@aeoi.org.ir

(۱) نویسنده مسئول: استادیار مهندسی مکانیک، پژوهشگاه علوم و فنون هسته‌ای، اصفهان، ایران.

(۲) دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، اصفهان، ایران.

مجتمع سوخت هسته‌ای به صورت آزمایشگاهی پرداختند. آن‌ها مجموعه‌ای نه تایی با آرایش ۳ در ۳ را در نظر گرفتند و اثرات القایی جریان سیال روی حرکت میله‌ها را بررسی کردند و دیدند که با افزایش سرعت، جریان کوپلینگ بین مجموعه میله‌ها بیشتر می‌شود. زیونگ و همکاران [10] اثر پره‌های مغشوش کننده را با اندازه‌گیری تجربی سرعت سنجی تصاویر ذرات (Particle Image Velocimetry) مطالعه کردند. آن‌ها با مجموعه‌ای ۵ در ۵ آزمایشات را انجام دادند و اثر متقابل سیال و سازه را به دست آوردند. دوراندهار و همکاران [11] مروری بر کارهای انجام شده در مجتمع‌های سوخت و اثر پره‌ها بر جریان و انتقال حرارت درون کانال مجتمع انجام دادند. به دست آوردن نیروهای اعمال شده بر پره‌ها در اثر جریان سیال برای پیش‌بینی تغییر شکل پره‌ها کافی نیست. در حقیقت باید علاوه بر جریان سیال، تغییرات پره‌ها نیز لحاظ شود. اکثر مطالعاتی که در این زمینه انجام شده، فقط نیروهای وارد شده از طریق سیال را محاسبه کرده و از تغییر شکل، شتاب و سرعت نوسان پره‌ها صرف نظر شده است. هدف این پژوهش بررسی کیفی و کمی اثر برهم‌کنش جریان سیال خنک‌کننده و پره‌های مغشوش‌کننده با استفاده از روش‌های جفت کردن دینامیک سیالات محاسباتی و المان محدود است. در این پژوهش سعی شده است با شبیه‌سازی هر ۲ پارامتر، «نیروهای سیالاتی» و «تغییر شکل پره‌ها» بررسی شود.

هندسه مدنظر شبیه به جریان اطراف یک میله سوخت از مجتمع سوخت رآکتور VVE-1000 است که از طریق شبکه نگهدارنده و پره‌های متصل به آن در قسمت میانی احاطه شده است. از نظر ابعاد دقیقاً همان موارد رآکتور بوشهر در نظر گرفته شده، اما فقط یک بخش ۲۴ سانتی‌متری از میله سوخت انتخاب شده که شامل یک شبکه نگهدارنده است. شبکه‌های نگهدارنده دارای پره‌های مغشوش‌کننده هستند. این پره‌ها با زاویه‌ای خاص نسبت به میله سوخت قرار گرفته‌اند و با

آزاد و نقاط تماس جامد بررسی کردند. آن‌ها روشی برای حل مشکل‌های ناشی از برخورد سیال و سطح جامد در سطح آزاد سیال ارائه دادند و با مقایسه ۲ خانواده از روش‌های نیمه‌نیوتونی، یک حلگر برای شبیه‌سازی مسئله ارائه دادند. الگوریتم پیشرفته و سریع دیگری را لانگ و همکاران [3] ارائه دادند. آن‌ها با کوپل ۲ روش المان محدود یک الگوریتم ساده‌شده تهیه کردند و با مقایسه آن با الگوریتم‌های معمول نشان دادند که الگوریتم مذکور مسائل برهم‌کنش سیال و سازه را دقیق‌تر حل می‌کند. فوریه و همکاران [4] به یک استراتژی کوپل کردن بسیار بهینه برای المان محدود و هیدرودینامیک دست یافتند و نشان دادند که استفاده از یک روش لاگرانژی بدون شبکه‌بندی برای سیال، پیچیدگی‌های حل برهم‌کنش سیال سازه را برطرف می‌کند، به‌ویژه برای جریان‌های پیچیده با سطح آزاد. فرانکی و همکاران [5] از فرمول‌بندی لاگرانژی برای شبیه‌سازی برهم‌کنش سیال و جامد استفاده کردند. در روش آن‌ها در هر پله زمانی ۲ مرحله حل وجود داشت. بدین صورت که از روش اجرای محدود برای حل بخش سیال استفاده می‌شد، درحالی‌که برای بخش جامد دامنه حل روش المان محدود به کار رفته بود. ایکسیو و همکاران [6] با بررسی برهم‌کنش سیال و سازه در یک رآکتور هسته‌ای نشان دادند که لرزش‌ها و ارتعاشات و همچنین سطح آب مخازن روی ساختمان محافظ رآکتور اثر خواهد گذاشت.

از جمله مطالعات تجربی می‌توان به آزمایش‌های داوگانگ و همکاران [7] روی پدیده برهم‌کنش سیال و سازه برای جریان سیال و مجتمع سوخت اشاره کرد. آن‌ها از نتایج آزمایشگاهی برای محاسبه پارامترهای موردنیاز برای آنالیز مودال استفاده کردند. تریودی [8] در پژوهشش به‌مرور به مطالعات روی برهم‌کنش سیال و جامد در توربین‌های هیدرولیکی پرداخت. او روی مسئله میرایی هیدرودینامیکی تمرکز کرد و دید که اثر میرایی با سرعت جریان آزاد متناسب است. ریکیاردی و همکاران [9] به مطالعه برهم‌کنش سیال و جامد در

معادلات حاکم و روش حل

معادلات حاکم بر حرکت سازه. معادله حرکت برای سیستم با درجات آزادی بسیار زیاد به صورت زیر گسسته سازی می شود [12]:

$$[M]\ddot{u}(t) + [C]\dot{u}(t) + [K]u(t) = F(t) \quad (1)$$

که در آن $u(t)$ بردار جابه جایی، $F(t)$ بردار نیروهای خارجی (بارگذاری)، $[M]$ ماتریس مربوط به جرم، $[C]$ ماتریس مربوط به میرایی و $[K]$ نیز بردار مربوط به سخت یا نیروی کشسانی داخلی است. فرض میرایی رایلی نیز اغلب برای تعریف ماتریس میرایی براساس ماتریس جرم و ماتریس سختی به صورت زیر به کار برده می شود:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (2)$$

که در آن α و β دو عدد ثابت هستند. جواب عمومی معادله (۱) با فرض میرایی رایلی نیز به صورت زیر بیان می شود:

$$u(t) = \sum_{n=1}^N u_n(t) = \sum_{n=1}^N \Phi_n q_n(t) \quad (3)$$

$$m_n \ddot{q}_n(t) + c_n \dot{q}_n(t) + k_n q_n(t) = F_n(t) \quad (4)$$

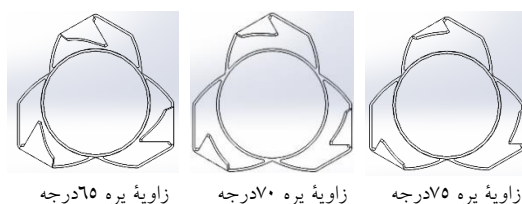
که در آن Φ_n بردار ویژه متناسب با مقدار ویژه ω_n^2 است و n مربوط به مختصات مودال است. همچنین داریم:

$$\begin{aligned} F_n &= \Phi_n^T F(t) \\ m_n &= \Phi_n^T [M] \Phi_n \\ k_n &= \Phi_n^T [K] \Phi_n = \omega_n^2 m_n \\ c_n &= \Phi_n^T [C] \Phi_n = \alpha m_n + \beta k_n \\ &= (\alpha + \omega_n^2 \beta) m_n \end{aligned} \quad (5)$$

معادله (۴) را می توان به صورت زیر بازنویسی کرد:

قرارگرفتن در مسیر آب خنک کننده، اختلاط شدیدی در سیال ایجاد می شود. افزایش اغتشاشات باعث افزایش برداشت گرما می شود. از طرفی برخورد سیال مغشوش به پره ها باعث وارد شدن نیروی زیادی به پره ها، شبکه نگهدارنده و در نتیجه میله سوخت می شود. ماهیت نیروهای حاصل از اغتشاش جریان، تصادفی است. از طرف دیگر، به علت وارد شدن نیروی شدید به پره ها، آن ها دچار تغییر شکل می شوند که این تغییر شکل به جریان بالادستی و اغتشاشات آن و همچنین اندازه، زاویه و جنس پره ها وابسته است. وجود جابه جایی در پره ها میزان نوسانات نیروهای وارد شده به شبکه نگهدارنده را تغییر می دهد. در کار حاضر با استفاده از روش دوسویه شبیه سازی برهم کنش سیال و جامد میزان این جابه جایی ها و نیروهای وارد شده به پره ها در ۳ زاویه مختلف بررسی می شود که از نظر روش شناسی تاکنون به این صورت و برای پره های مغشوش کننده برهم کنش دوسویه استفاده نشده است. در مطالعات داخلی و خارجی تمرکز روی اثر شبکه نگهدارنده بوده است و نه روی پره ها. در این مقاله همچنین زاویه بهینه برای طراحی پره های مغشوش کننده نیز مطالعه می شود.

۳ زاویه ۶۵، ۷۰ و ۷۵ درجه در شبیه سازی برای پره ها در نظر گرفته شده است. برای پره هایی با این اندازه، زاویه های کمتر از ۶۵ درجه باعث برخورد پره به دیواره میله سوخت می شود و همچنین برای پره هایی با زاویه بزرگ تر از ۷۵ درجه به دلیل کوچک شدن فاصله بین پره و دیواره، مرز تنوایی شبیه سازی دچار مشکل برخورد پره ها با دیواره میله سوخت خواهد شد (شکل ۱). لازم به یادآوری است که زاویه ۷۰ درجه مطابق با زاویه پره ها در راکتورهای استفاده شده در کشور است.



زاویه پره ۶۵ درجه زاویه پره ۷۰ درجه زاویه پره ۷۵ درجه

شکل ۱ پره های مغشوش کننده اطراف میله سوخت با ۳ زاویه

که $\mu_t = \rho C_{1\varepsilon} \frac{k^2}{\varepsilon}$ ویسکوزیته توربولانسی است. سایر عبارت های ارائه شده به فرم های مختلف مدل $k-\varepsilon$ بستگی دارد. برای مدل استاندارد این ثابت ها عبارت اند از:

$$\begin{aligned} C_{1\varepsilon} &= 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, \\ C_{3\varepsilon} &= 0.0, C_\mu = 0.09, \\ \sigma_k &= 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3 \end{aligned} \quad (11)$$

معادلات حاکم بر ناحیه مجزای جامد و سیال به ترتیب با استفاده از حل کننده های المان محدود و دینامیک سیالات محاسباتی موجود در ANSYS Workbench کوپل و به روش دوسویه حل می شوند. نرم افزار انسیس پس از این که میدان فشار را در حلگر فلوینت محاسبه کرد، توزیع فشار روی سطوح را به بخش انسیس مکانیکال منتقل می کند. در این حالت، سطوح مرزی تحت فشار قرار می گیرند. پس از حل المان محدود، جابه جایی محاسبه می شود. پس از این که جابه جایی محاسبه شد، هندسه تغییر می کند و مجدد به صورت خودکار شبکه بندی می شود. اطلاعات شبکه جدید به فلوینت سپرده می شود و مجدد میدان فشار و سرعت برای شبکه بندی جدید حل می شود.

ناحیه محاسباتی و روش حل. هندسه و ناحیه محاسباتی جریان سیال همراه با شرایط مرزی در شکل (۲) نشان داده شده است. هندسه بررسی شده یک کانال جریان سیال در اطراف یک میله سوخت است که در ارتفاع مشخص بر سر راه آن شبکه نگهدارنده و پره ها قرار گرفته اند. مرز پایینی هر پره (صفحه ای که در آن پره به شبکه نگهدارنده متصل شده است) به عنوان صفحه ثابت شده در نظر گرفته می شود. دیگر صفحه ها نیز دیواره هایی هستند که به صورت مستقیم با سیال در تماس اند و نیروی فشاری سیال به آن ها وارد می شود. این صفحات با عنوان صفحه مشترک سیال جامد معرفی

$$m_n \ddot{q}_n(t) + 2\zeta_n \omega_n \dot{q}_n(t) + \omega_n q_n(t) = \frac{F_n(t)}{m_n} \quad (6)$$

که در آن ζ_n بیانگر نسبت میرایی در n امین مد است:

$$\zeta_n = \alpha/2\omega_n + \beta\omega_n/2 \quad (7)$$

در شبیه سازی ها فقط میرایی سختی (β) به کار برده می شود و به صورت زیر تعریف می شود.

$$\beta = 2\zeta_n/\omega \quad (8)$$

که در آن ζ ، ضریب میرایی و ω فرکانس تشدید مربوط به ماده است و برای مواد مختلف از طریق آزمایش محاسبه می شود.

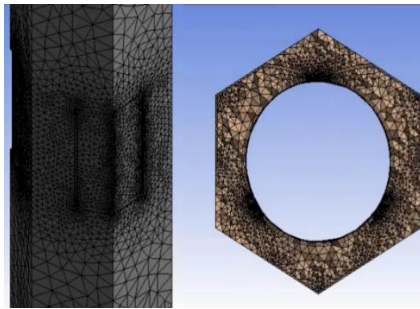
معادلات حاکم بر حرکت سیال. معادلات حاکم بر جریان سیال، معادله پیوستگی، مومنتوم و انرژی هستند [13] که با حلگر فلوینت حل شده اند. این معادلات به ترتیب عبارت اند از:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) &= -\nabla p + \nabla \cdot \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} \vec{I} \right] \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho C_p T) + \nabla \cdot (\rho C_p T \vec{v}) &= \nabla \cdot (\kappa_{eff} \nabla T) \end{aligned} \quad (9)$$

برای مدل کردن جریان مغشوش از مدل $k-\varepsilon$ استفاده شده است که مدلی نیمه تجربی است و در آن ویسکوزیته اغتشاشی با ۲ ترم انرژی اغتشاشات (k) و اتلاف اغتشاشات (ε) محاسبه و با ۲ معادله ترابرد ارائه می شود:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \vec{v}) &= \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon + S_k \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \vec{v}) &= \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{1\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (10)$$

شبکه‌بندی روی مرزهای بیرونی را نشان می‌دهد. باتوجه به این‌که هدف برآورده کردن جابه‌جایی پره‌هاست، تمام دیواره‌هایی که این صفحات را در بر می‌گیرد، به‌عنوان دیواره‌های تغییرشکل‌دهنده معرفی می‌شوند.



شکل ۳ نمونه‌ای از شبکه‌بندی

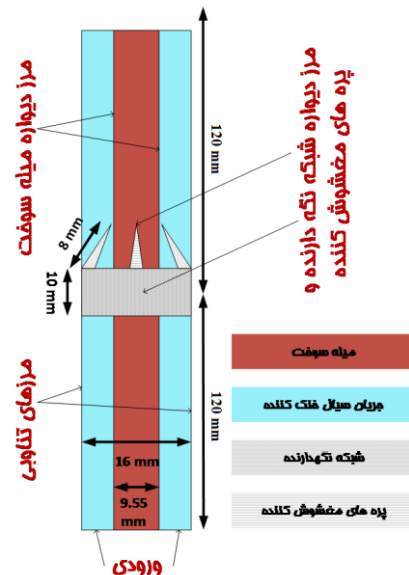
جدول ۱ بررسی شبکه‌بندی

تعداد سلول‌ها	زمان رسیدن به هم‌گرایی برای هر time-step	افت فشار محاسبه‌شده kPa
0.6×10^6	۰/۵ دقیقه	۱۳/۵
1.2×10^6	۱/۵ دقیقه	۱۴/۶
2.4×10^6	۵ دقیقه	۱۵
4.8×10^6	۱۰ دقیقه	۱۵/۱
9.6×10^6	۳۰ دقیقه	۱۵/۱

نتایج مطالعه دقت شبکه‌بندی در جدول (۱) نشان داده شده است. در این جدول افت فشار بین مقطع ورودی جریان و خروجی نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، با افزایش تعداد نقاط از ۲ میلیون سلول به بعد تغییر چندانی در نتایج مشاهده نمی‌شود. بنابراین برای حل‌های بعدی از این شبکه‌بندی استفاده می‌شود.

همچنین شکل (۴) نمونه‌ای از شبکه‌بندی قسمت سازه‌ای را نشان می‌دهد. این پره‌ها دارای ضخامت هستند و شبکه‌بندی آن‌ها در نزدیکی نقطه اتصال بسیار ریزتر در نظر گرفته شده است.

می‌شوند. البته از تأثیر ارتعاش میله سوخت بر میدان سیال صرف‌نظر شده است.



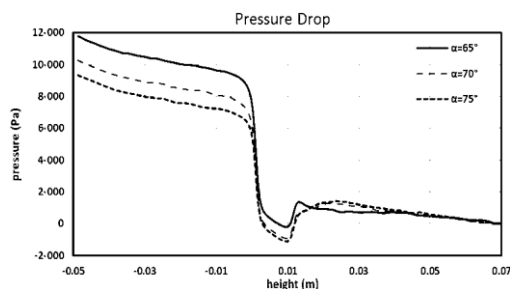
شکل ۲ هندسه و شرایط مرزی

هندسه از ناحیه سیال و جامد تشکیل شده است. باتوجه به این‌که برای بخش جامد قابلیت نوسان در نظر گرفته شده است، شبکه‌بندی موجود در بخش جریان از نوع شبکه‌بندی متحرک است. برای افزایش دقت شبکه‌بندی از توابع انحنا و تقارب (Curvature and Proximity) استفاده می‌شود تا تأثیرات انحنا و نزدیک‌بودن مرزها در ریزتر شدن سلول‌ها ایجاد شود.

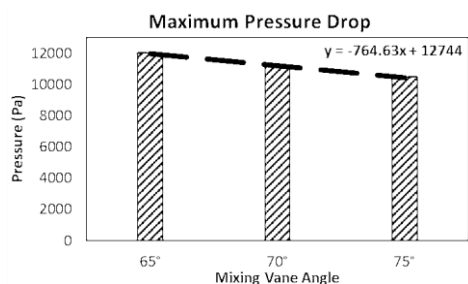
برای این‌که بتوان به مقادیر y^+ متناسب با روش اغتشاشی $k-\epsilon$ برای سلول‌های نزدیک به دیواره رسید، باید اندازه این سلول‌ها مقداری باشد که عدد بی بعد y^+ نزدیک به ۳۰ شود. به همین دلیل از شبکه‌بندی لایه مرزی استفاده شده است.

شکل (۳) نمونه‌ای از شبکه‌بندی را نشان می‌دهد که شبکه نگهدارنده و پره‌های مغشوش‌کننده از آن می‌گذرد. در نزدیکی دیواره میله سوخت شبکه‌بندی به صورت لایه‌ای و ریز است و همچنین در نزدیکی قسمت‌های جامداتی شبکه‌بندی ریزتر می‌شود. شکل سمت چپ نیز

برابر با ۳۰۰۰ پاسکال که اختلاف کمتر از ۱۲ درصد را نشان می دهد. قسمت بزرگ افت فشار هنگام عبور جریان سیال از شبکه های نگهدارنده و پره ها اتفاق می افتد.

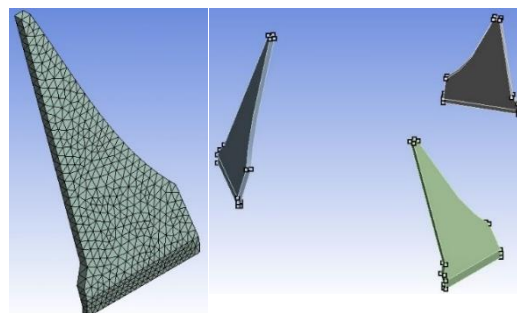


شکل ۵ تغییرات فشار برای زوایای مختلف پره ها



شکل ۶ بیشینه افت فشار برای پره ها با زوایای مختلف

اثر زاویه پره بر افت فشار کلی. در شکل (۶) بیشینه افت فشار برای زوایای مختلف پره نشان داده شده است. همان طور که ملاحظه می شود، بیشترین افت فشار به ترتیب در ۶۵ درجه در حدود ۱۲ کیلوپاسکال، در ۷۰ درجه در حدود ۱۱/۱ کیلوپاسکال و در ۷۵ درجه در حدود ۱۰ کیلوپاسکال اتفاق می افتد. با افزایش زاویه پره ها بیشترین مقدار افت فشار طبق رابطه موجود در شکل کاهش پیدا می کند. با افزایش زاویه از ۶۵ به ۷۰ درجه در حدود ۶ درصد کاهش و از ۷۰ به ۷۵ درجه در حدود ۵ درصد کاهش در بیشینه افت فشار مشاهده می شود.



شکل ۴ پره های مغشوش کننده در تحلیل دینامیک سازه ای جدا شده از حجم کنترل سیالاتی و شبکه بندی

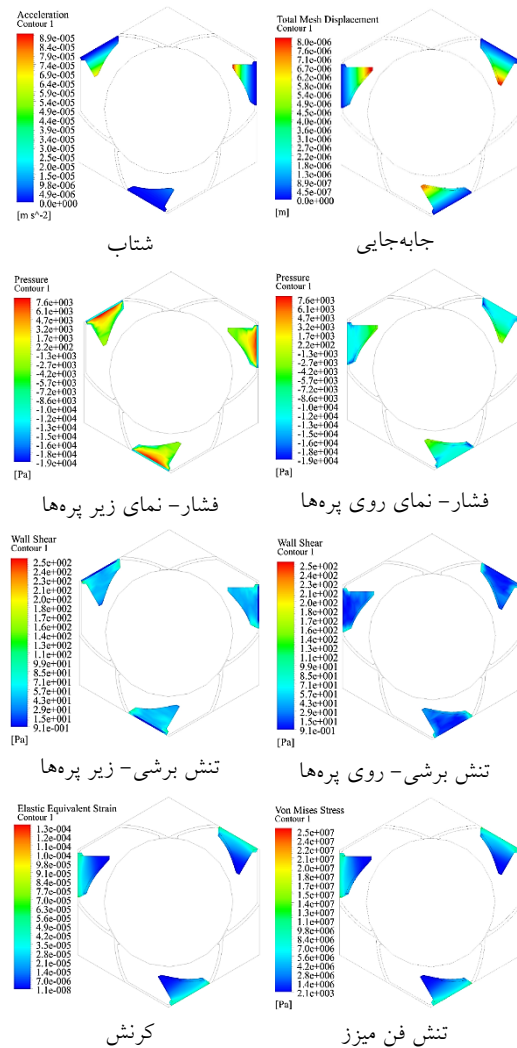
برای حل معادلات حاکم از الگوریتم SIMPLE با دقت مرتبه دو برای همه پارامترها استفاده شده است. عدد رینولدز بر مبنای سرعت ورودی و قطر هیدرولیکی مجرای عبور جریان برابر با ۲۳۵۰۰۰ است که نشان دهنده جریان مغشوش است. بنابراین مدل k-ε با تابع دیواره RNG برای شبیه سازی اغتشاشات استفاده شده است.

باتوجه به مطالعات قبلی [14] بازه زمانی یک ثانیه برای حل در نظر گرفته شده است. در بخش های بعدی برای تعیین پله زمانی از تعریف عدد کورانت ($Co = 0.5\Delta t/\Delta x$) در تحلیل های سیالاتی استفاده می شود.

نتایج

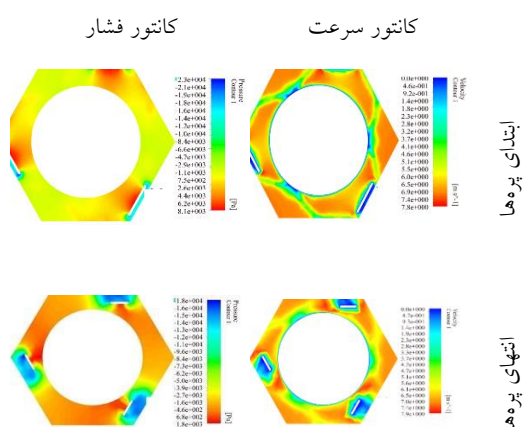
نمودار افت فشار برای زوایای مختلف پره های مغشوش کننده در شکل (۵) نشان داده شده است. در این شکل از ارتفاع منفی ۰,۰۱ تا مثبت ۰,۰۱ افت فشار شدید به دلیل حضور شبکه نگهدارنده و پره های مغشوش کننده است. برای حالت بدون پره نتایج با پژوهش عسگری [15] مقایسه شده است. در هر ۲ شبیه سازی افت فشار نزدیک به ۱۲ کیلوپاسکال مشاهده شد. همچنین در مقایسه با نتایج تجربی مشاهده شد که میزان افت فشار ناشی از شبکه نگهدارنده و پره ها در مطالعه حاضر برابر با ۲۶۵۰ پاسکال است و برای کارهای تجربی کاروتا [16]

تصادفی جریان است. همچنین، مقدار جابه‌جایی هر کدام متفاوت است. البته این مورد به دلیل ذات نوسانی حرکت پره‌هاست. درباره توزیع فشار دوطرف پره‌ها نیز ملاحظه می‌شود که سیال هر دوطرف پره‌ها را در بر گرفته است، ولی فشار قبل و بعد از پره‌ها به شدت متفاوت است. همین تفاوت فشار است که باعث اعمال نیروی خالص فشاری به پره می‌شود. مورد بااهمیت دیگری که ملاحظه می‌شود، این است که اختلاف فشار بیشتر در نقاط نزدیک به شبکه نگهدارنده، جایی که پره عرض بیشتری دارد، اتفاق می‌افتد و با نزدیک شدن به نوک پره‌ها اختلاف فشار زیر و روی آن‌ها کم می‌شود، به طوری که در نوک پره تفاوت فشار نزدیک به صفر است. این امر شبیه یک تیر یک سرگیردار است که نیروی گسترده‌ای به آن وارد می‌شود. شکل این نیروی گسترده به صورتی است که در نقطه اتصال تیر یک سرگیردار به تکیه‌گاه، اندازه نیرو بیشترین مقدار و در انتهای آزاد آن کمترین مقدار باشد. این امر برای هر ۳ زاویه پره اتفاق می‌افتد. اندازه این نیروهای فشاری واردشونده به سرعت سیال و میزان اغتشاشات و همچنین زاویه پره‌ها بستگی دارد و همان‌طور که مشاهده می‌شود، از مقیاس 10^4 پاسکال است. البته بیشترین فشار واردشده برای پره‌های ۶۵ درجه اتفاق می‌افتد. سیال علاوه بر اثر فشاری روی پره‌ها، تنش برشی نیز به آن‌ها وارد می‌کند که نسبت به نیروی فشاری کوچک‌تر است و از مقیاس 10^2 پاسکال است. کانتور نیروی برشی نیز در شکل (۷) نشان داده شده است. نیروی برشی نیز در زیر و روی پره‌ها رفتار متفاوتی از خود بروز می‌دهد. برخلاف فشار که مقادیر منفی نیز داشت، تنش برشی فقط مقادیر مثبت را نشان می‌دهد. به این معنی که این تنش‌های برشی در زیر و روی پره‌ها همدیگر را خنثی نمی‌کنند، بلکه باهم جمع می‌شوند. پس همواره نیروی برشی خالصی از مقیاس 10^2 پاسکال به پره‌ها وارد می‌شود. البته نیروی برشی در روی پره‌ها به علت این که سرعت سیال در این ناحیه بسیار کم شده، در مقایسه با زیر پره‌ها که در حال برخورد با جریان سیال است، بسیار کمتر است.

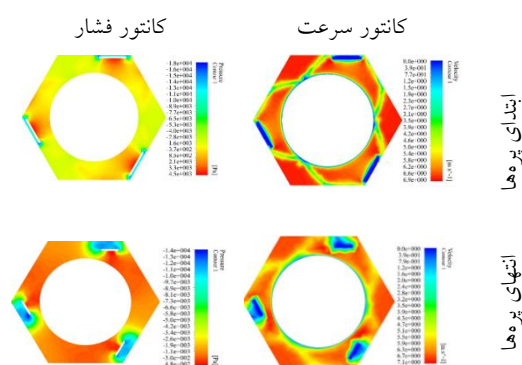


شکل ۷ کانتور جابه‌جایی، فشار، تنش برشی و کرنش پره‌های ۷۰ درجه

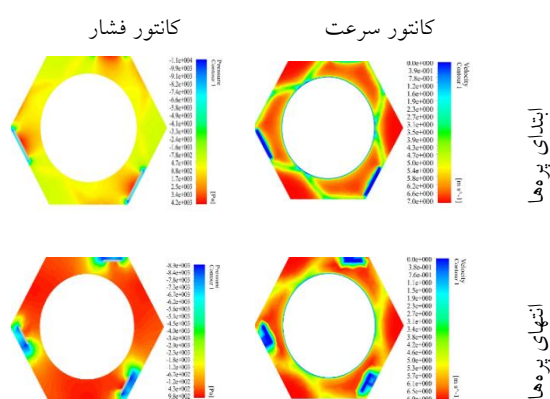
ارتعاش پره‌ها. در اثر برخورد جریان سیال به پره‌ها مغشوش‌کننده نیروی فشاری خالص و همچنین نیروی برشی به پره‌ها وارد می‌شود که باعث تغییر شکل پره می‌شود. از آنجایی که جریان سیال تحت تأثیر اغتشاشات است، نیروی واردشده نیز تصادفی است. اعمال نیروی متناوب به پره‌ها باعث ایجاد جابه‌جایی، سرعت و شتاب در پره‌ها می‌شود. با توجه به این که رفتار پارامترها در هر ۳ زاویه مشابه است، در شکل (۷) کانتور جابه‌جایی، فشار، تنش برشی و کرنش پره‌ها با زاویه ۷۰ درجه نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که هر ۳ پره باهم دچار ارتعاش نمی‌شوند که به دلیل ماهیت



شکل ۸ کانتور سرعت و فشار در ابتدا و انتهای پره های ۶۵ درجه



شکل ۹ کانتور سرعت و فشار در ابتدا و انتهای پره های ۷۰ درجه



شکل ۱۰ کانتور سرعت و فشار در ابتدا و انتهای پره های ۷۵ درجه

شکل (۱۱) کانتور سرعت را در امتداد محور نشان می دهد. این شکل اثر شبکه های نگهدارنده روی مقدار

این امر برای هر ۳ زاویه پره بررسی شده اتفاق می افتد. پره ها مطابق همه اجسام جامد پس از اعمال نیرو به آنها دچار تغییر شکل می شوند که این تغییر شکل بسته به ضخامت پره ها می تواند باعث ایجاد تنش و کرنش های متفاوتی شود. همچنین میزان این تنش و کرنش به تغییرات جابه جایی، سرعت و فشار نیز بستگی دارد. براساس مکانیک مواد واضح است که هر جا کرنش بزرگ تر باشد، تنش بیشتری وارد می شود. این امر با مشاهده کانتورهای تنش و کرنش در شکل (۷) مشاهده می شود. از طرف دیگر براساس تشابهی که بین پره های مغشوش کننده و تیر یک سردرگیر در بخش قبلی بیان شد، می توان انتظار داشت که بیشترین تنش و کرنش در نزدیکی تکیه گاه اتفاق می افتد.

جریان سیال. در این بخش رفتار سیال از منظر سرعت و فشار در ارتفاع مختلف، برای پره های با زوایای مختلف نشان داده شده است تا اثر زاویه پره ها روی جریان مشخص شود. شکل های (۸-۱۰) تغییرات فشار و سرعت را به ترتیب برای زوایای ۶۵، ۷۰ و ۷۵ درجه نشان می دهند. نتایج در ۲ مقطع ابتدایی و انتهایی پره نشان داده شده است. پره ها جریان را به سمت میله سوخت منحرف می کنند. ناحیه پرفشار و کم فشار در زیر و بالای پره ها واضح است. در همین نقاط پرفشار و کم فشار تغییرات سرعت برعکس است، به این صورت که ناحیه با سرعت بالا در نزدیکی میله سوخت (جایی که میزان افت فشار نسبت به حالت مرجع کمترین مقدار است) ایجاد شده است. این اثر باعث می شود که در نزدیکی میله های سوخت لایه مرزی هیدرولیکی نازک تر شود. در این صورت در این نواحی ضریب اصطکاک و ضریب انتقال حرارت جابه جایی افزایش می یابد. همچنین، افزایش ضریب انتقال حرارت می تواند باعث کاهش دما شود.

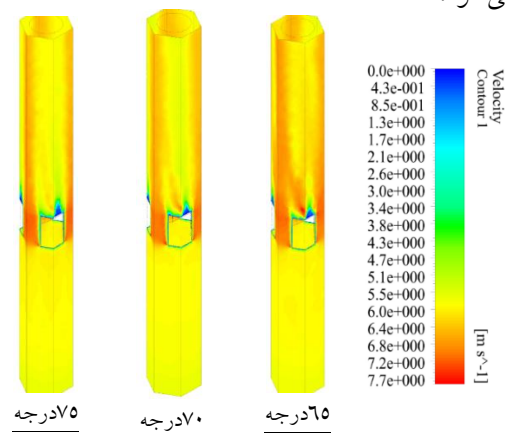
نتایج ارتعاشی. در این بخش نتایج مربوط به رفتار پره‌ها و سیال در گذر زمان نشان داده شده است. باتوجه به پیچیدگی مسئله و حل هم‌زمان جریان سیال و مکانیک سازه و همچنین عدد کورانت، گام زمانی نزدیک به ۰/۰۱ ثانیه انتخاب و نتایج برای این حالت رسم شده است. در ادامه تغییرات جابه‌جایی ذره، تغییرات شتاب و سرعت همراه با تغییرات تنش و کرنش بررسی می‌شود.

در شکل (۱۲) رفتار جابه‌جایی پره‌های مغشوش‌کننده در زمان مشخص شده است. می‌توان بیان کرد که پره‌ها پس از برخورد اولیه سیال دچار جابه‌جایی زیاد می‌شوند و سپس در همان حالت می‌مانند و فقط دچار اغتشاشات می‌شوند. این جابه‌جایی اولیه نیز به زاویه پره‌ها بستگی دارد، به‌طوری‌که در پره با زاویه ۶۵ درجه جابه‌جایی نزدیک به ۱۲ میکرومتر، در پره با زاویه ۷۰ درجه نزدیک به ۹ میکرومتر و در پره با زاویه ۷۵ درجه نزدیک به ۶ میکرومتر است. پس از این‌که پره به میزان جابه‌جایی نهایی رسید، در اثر تغییرات فشار و اغتشاشات دچار نوسانات ریز می‌شود. این تغییرات بیشتر ناشی از نزدیکی فرکانس تغییرات ارتعاشات با فرکانس طبیعی پره است.

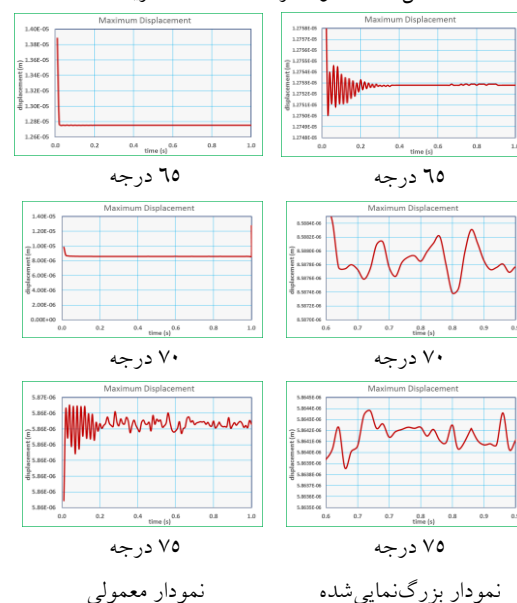
شکل (۱۳) تغییرات شتاب برای پره‌های مختلف را در طول زمان نشان می‌دهد. از منظر شتاب و سرعت قضیه اندکی فرق می‌کند. باتوجه به این‌که در ابتدا تغییر شکل زیادی اتفاق می‌افتد، در این ناحیه سرعت و شتاب زیاد است و پس از آن به صفر می‌رسد. گرچه تغییراتی در اندازه شتاب‌ها و سرعت‌هاست، این تغییرات اندازه بسیار کوچکی دارند و بیشتر ناشی از نوسانات کوچک پره‌ها هستند.

در شکل (۱۴) تغییرات شتاب برای ارتفاع (Y) (مؤلفه عمودی شتاب) مربوط به یک نقطه در نوک پره‌ها نشان داده شده است. تغییرات این پارامترها رفتار ارتعاشاتی با میرایی مربوط را از خود بروز می‌دهد. مشخص است که پره‌ها پس از برقراری جریان ابتدا در بازه زمانی کوتاهی نوسان می‌کنند و سپس به حالت نهایی خود می‌رسند و در این زمان تقریباً ارتعاشات

سرعت را برجسته کرده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، پروفیل سرعت پس از عبور از شبکه‌های نگهدارنده و پره‌ها دچار تغییرات می‌شود و در آن، نواحی پرسرعت و کم‌سرعت ایجاد می‌شود که این نواحی تا انتهای شکل پابرجا می‌مانند. به‌نظر می‌رسد که پره‌ها روی تغییرات سرعت ناشی از شبکه نگهدارنده اثرگذار باشند. همان‌طور که در شکل دیده می‌شود، تأثیر شبکه‌های نگهدارنده و پره‌ها بر مقدار سرعت در زاویه ۶۵ درجه بیشتر و تا ارتفاع بالاتری وجود دارد، به‌طوری‌که نواحی قرمز رنگ تا ارتفاع بیشتری دیده می‌شود.



شکل ۱۱ کانتور سرعت در امتداد جریان

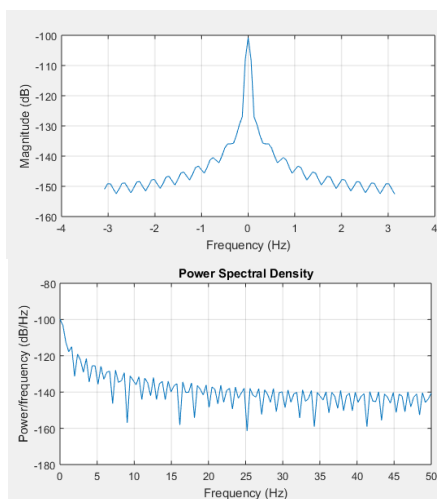


نمودار معمولی

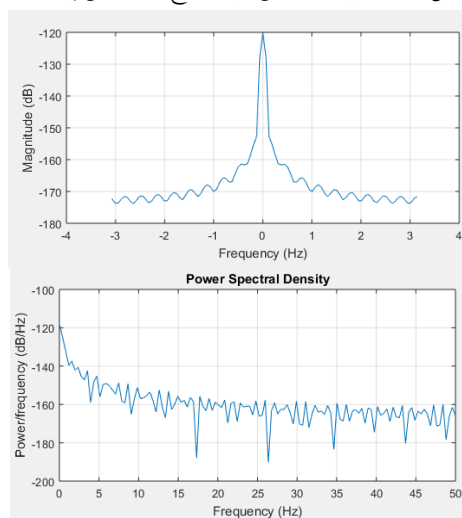
نمودار بزرگ‌نمایی شده

شکل ۱۲ مقدار جابه‌جایی پره در طول زمان

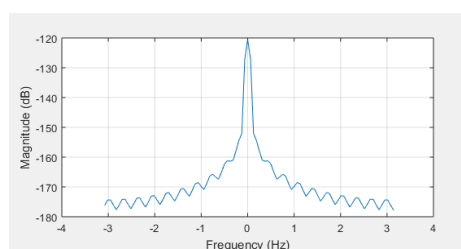
با استفاده از داده های مربوط به جابه جایی پره ها در هر پله زمانی، می توان آنالیز توان طیفی را برای آن پره ارائه داد. نتایج این آنالیز در شکل های (۱۵ تا ۱۷) برای پره های با ۳ زاویه ۶۵، ۷۰ و ۷۵ درجه نشان داده شده است.



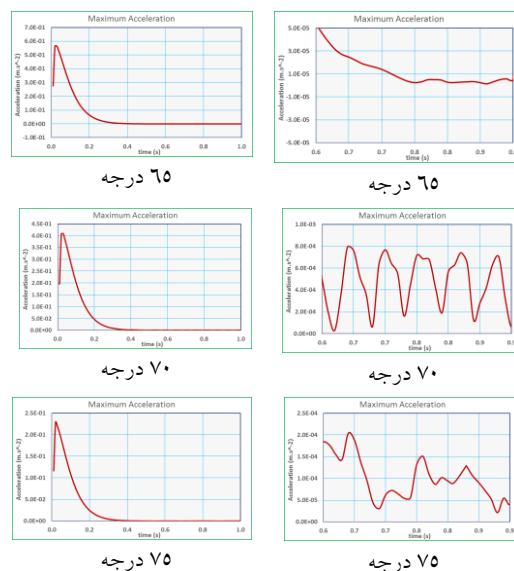
شکل ۱۵ آنالیز توان طیفی برای نتایج جابه جایی پره ۶۵ درجه



شکل ۱۶ آنالیز توان طیفی برای جابه جایی پره ۷۰



مشاهده نمی شود یا مدل اغتشاشی قادر به حل آن نیست. برای این که فرکانس های خطرناک مشاهده شود، یک آنالیز توان طیفی نیاز است.



درجه ۶۵

درجه ۶۵

درجه ۷۰

درجه ۷۰

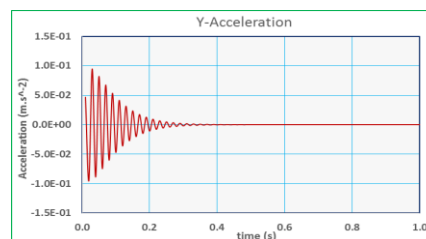
درجه ۷۵

درجه ۷۵

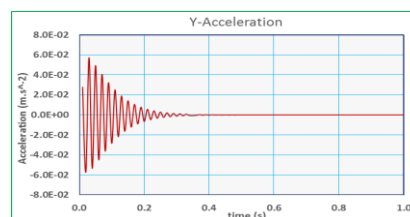
معمولی

بزرگ نمایی شده

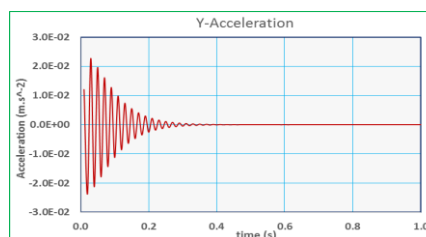
شکل ۱۳ شتاب پره ها بر حسب زمان



درجه ۶۵

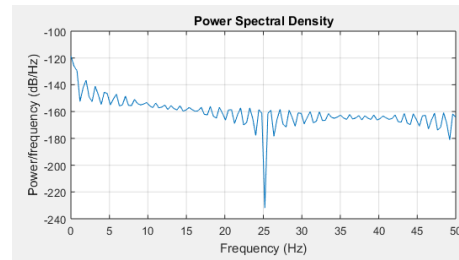


درجه ۷۰



درجه ۷۵

شکل ۱۴ مؤلفه عمودی شتاب برای پره ۶۵ درجه



شکل ۱۷ آنالیز توان طیفی برای نتایج جابه‌جایی پره ۷۵ درجه

- زاویه‌های بیشتر از ۷۵ درجه منجر به برخورد به سایر پره‌ها شد و نتایج دچار خطا شد. نتایج زیر به‌دست آمد:
- بیشترین افت فشار به‌ترتیب برای پره‌های با زاویه ۶۵ درجه و در حدود ۱۲ کیلوپاسکال، با زاویه ۷۰ درجه و در حدود ۱۱/۱ کیلوپاسکال و با زاویه ۷۵ درجه و در حدود ۱۰ کیلوپاسکال اتفاق می‌افتد.
 - افت فشار بر واحد طول ناشی از شبکه‌های نگهدارنده و پره‌های مغشوش‌کننده به‌ترتیب در ۶۵ درجه در حدود ۴۰۰ کیلوپاسکال بر متر، در ۷۰ درجه حدود ۳۱۰ کیلوپاسکال بر متر و در ۷۵ درجه در حدود ۲۶۰ کیلوپاسکال بر متر اتفاق می‌افتد. در نتیجه بهینه‌ترین حالت پره ۷۵ درجه است.
 - همه پره‌های موجود در هندسه با زاویه ۶۵ درجه باهم دچار ارتعاش نمی‌شوند، بلکه یک تأخیر فاز دارند.
 - مقدار جابه‌جایی نشان‌داده‌شده در هرکدام نیز متفاوت است، به این صورت که در بعضی پره‌ها جابه‌جایی ایجادشده بیشتر از دیگر پره‌هاست. البته این مورد به‌دلیل ذات نوسانی حرکت این پره‌هاست. هرچند که مقدار جـذر میانگین مربعات ارتعاش پره‌ها اختلاف جزئی خواهد داشت.
 - با بالارفتن جریان و نزدیک‌شدن به نوک پره‌ها اختلاف فشار زیر و روی پره‌ها به کمترین مقدار خود می‌رسد و در نوک پره‌ها به‌علت عرض بسیار کم، تفاوت فشار نزدیک به صفر است.
 - اندازه این نیروهای فشاری واردشونده به سرعت سیال و میزان اغتشاشات و همچنین زاویه پره‌ها بستگی دارد و از مقیاس ۱۰۴ پاسکال است. بیشترین فشار واردشده برای پره‌های ۶۵ درجه اتفاق می‌افتد.
 - نتایج تحقیق حاضر در طراحی و ساخت مجتمع‌های سوخت و شبکه نگهدارنده آن‌ها کاربرد مهمی دارد.

برای هر پره دامنه نوسانات و نسبت دامنه به فرکانس ملاحظه می‌شود. در حالت سکون و در جایی که فرکانس ارتعاشات بسیار کوچک است، اندازه جابه‌جایی‌ها تقریباً بیشینه است. با افزایش فرکانس، اندازه جابه‌جایی کاهش می‌یابد. این کاهش برای پره با زاویه ۷۵ درجه شدیدتر است. از تغییرات نسبت توان جابه‌جایی به فرکانس مشاهده می‌شود که در ابتدا انرژی یا توان زیاد است و با بالارفتن فرکانس کاهش می‌یابد. نقاطی که در آن‌ها تغییرات شدید مشاهده می‌شود، نزدیک به نقاط تشدید هستند. با این حال، در زوایای ۶۵ و ۷۰ تعداد این نقاط زیاد و توان آن‌ها کم است و در نتیجه مشکلی ایجاد نمی‌کنند؛ ولی در پره با زاویه ۷۵ درجه در فرکانس ۲۵ هرتز یک تغییر شدید مشاهده می‌شود که بیانگر تشدید با انرژی قابل توجه است.

نتیجه‌گیری

شبیه‌سازی برهم‌کنش سیال و جامد برای شبکه‌های نگهدارنده مجتمع سوخت راکتور VVER-1000 با پره‌های مغشوش‌کننده در زاویه ۶۵، ۷۰ و ۷۵ درجه انجام شد. کوپلینگ ۲ راه بین سیال و جامد موفقیت‌آمیز بود و داده‌های جابه‌جایی شبکه‌بندی به حلگر جریان سیال منتقل شد و نیروهای ناشی از سیال نیز به حلگر سازه‌ای انتقال یافت. استقلال از شبکه‌بندی و پله زمانی انجام شد. همچنین شبکه‌بندی دینامیک نیز با موفقیت صورت پذیرفت. شبیه‌سازی برای زاویه‌های کمتر از ۶۵ درجه منجر به برخورد پره‌ها با دیواره میله سوخت و در

Particle Image	سرعت سنجی تصویر ذرات	واژه نامه
Velocimetry		برهم کنش جامد و سیال
Curvature and	توابع انحنا و تقارب	Fluid –Solid Interaction
Proximity		Mixing Vanes
		پره های مغشوش کننده
		Grid Spacer
		شبکه نگهدارنده
		Fuel assembly
		مجمع سوخت هسته‌ای

مراجع

1. Lee, S. G., Lee, G. S., Lee, H. S., Park, J. H. and Jung, T.Y., "Full-scale ship collision, grounding and sinking simulation using highly advanced M&S system of FSI analysis technique", *Procedia Engineering*, Vol. 173, pp. 1507–1514, (2017).
2. Bogaers, A. E. J., Kok, S., Reddy, B. D. and Franz, T., "An evaluation of quasi-Newton methods for application to FSI problems involving free surface flow and solid body contact", *Computers & Structures*, Vol. 173, pp. 71–83, (2016).
3. Long, T., Hu, D., Yang, G. and Wan, D., "A particle-element contact algorithm incorporated into the coupling methods of FEM-ISPH and FEM-WCSPH for FSI problems", *Ocean Engineering*, Vol. 123, pp. 154–163, (2016).
4. Fourey, G., Hermange, C., Touze, D. L. and Oger, G., "An efficient FSI coupling strategy between smoothed particle hydrodynamics and finite element methods", *Computer Physics Communications*, Vol. 217, pp. 66–81, (2017).
5. Franci, A., Oñate, E. and Carbonell, J. M., "Unified Lagrangian formulation for solid and fluid mechanics and FSI problems", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 298, pp. 520–547, (2016).
6. Xu, Q., Chen, J., Zhang, C., Li, J. and Zhao, C., "Dynamic analysis of AP1000 shield building considering fluid and structure interaction effects", *Nuclear Engineering and Technology*, Vol. 48, pp. 246–258, (2106).
7. Daogang, L., Aiguo, L., ChaoHao, S., Junjie, D., Yang, H. and Qingyu, X., "Experimental investigation on fluid–structure-coupled dynamic characteristics of the double fuel assemblies in a fast reactor", *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 255, pp. 180–184, (2013).
8. Trivedi, C., "A review on fluid structure interaction in hydraulic turbines: A focus on hydrodynamic damping", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 77, pp. 1–22, (2017).
9. Ricciardi, G., Bellizzi, S., Collard, B. and Cochelin, B., "Fluid-structure interaction in a 3-by-3 reduced-scale fuel assembly network", *Science and Technology of Nuclear installations*, Vol. 2010, pp. 1-8, Doi:10.1155/2010/517471, Article ID, 517471, (2010).
10. Xiong, J., Qu, W., Zhang, T., Chai, X., Liu, X. and Yang, Y., "Experimental investigation on split-mixing-vane forced mixing in pressurized water reactor fuel assembly", *Annals of Nuclear Energy*, Vol. 143, 107450, (2020).

11. Dhurandhar, S. K., Sinha, S. L. and Verma, S. K., "Effects of Mixing Vane Spacer on Flow and Thermal Behavior of Fluid in Fuel Channels of Nuclear Reactors—A Review", *Nuclear Technology*, Vol. 206, pp. 663-696, (2020).
12. ANSYS, Inc. ANSYS WORKBENCH Guide, (2020).
13. ANSYS, Inc. ANSYS FLUENT Theory Guide, (2020).
14. Smith, S. T. and Fox, R.O., "A term-by-term direct numerical simulation validation study of the multi-environment conditional probability-density-function model for turbulent reacting flows", *Physics of Fluids*, Vol. 19, 85102, doi:10.1063/1.275769, (2007).
15. Asgari, M., Talebi, M. and Abi, M.R., "Numerical Simulation of Pressure Loss and Heat Transfer in Rod Bundle Fuel Assembly with Spacer Grids", *Journal of Nuclear Science and Technology*, Vol. 64, pp. 67-76, (2013) (In Persian).
16. Karouta, Z., Gu, C. Y. and Schölin, B., "3-D flow analyses for design of nuclear fuel spacer", *Proceedings of the 7th International Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics NURETH-7*. Sessions, pp.17-24, (1995).

Effect of Vanes Angles on the Flow around Fuel Rods and the Induced Vibrations by Analyzing Solid-Fluid Interaction

Mansour Talebi¹, Siamak Nabati²

1. Introduction

In a nuclear fuel assembly, mixing vanes are thin solid components which are attached to the grid spacer. These vanes would increase heat transfer from the fuel wall. The force induced by flow may expose the vanes to excessive stress and bending, which in turn, impairs the mixing vanes. In order to improve the heat transfer rate and decrease the vibrational forces, vanes are usually positioned at a certain angle regarding the flow axis.

This study investigates fluid flow and displacement of vanes in three angles of 65, 70, and 75 degrees for a specific geometry using the fluid-solid interaction method. First, the fluid flow is solved using a Finite Volume Method (FVM) solver and the forces exposed by the flow to the vanes are estimated. Next, the displacement of the vanes due to the applied forces is calculated by the Finite Element Method (FEM).

2. Statement of the Problem

The geometry is similar to flow around a fuel rod of the VVE-1000 reactor fuel assembly. The fuel rod is surrounded by a grid spacer and vanes attached to it in the middle.

The simulation for the vanes is done for three angles (65, 70, and 75 degrees). The bottom border of each vane is considered as a fixed plate (Figure 1).

The walls that are directly in contact with the fluid and receive the fluid pressure force are considered as plates as well. These plates are referred to as solid-fluid interface plates (Figure 2).

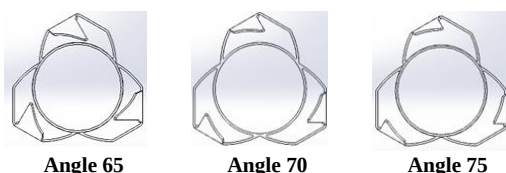


Figure 1. Mixing vanes and fuel rod in different angles

The governing equations, that is, the equations of continuity, momentum, and energy are solved by

Fluent solver. To simulate the turbulent flow, the $k-\epsilon$ model is used.

The governing equations for two separate regions of solid and fluid are coupled and solved respectively using the finite elemental and computational fluid dynamics solver in ANSYS Workbench. First, the pressure field is calculated, then the pressure distribution on the surfaces is transferred to Ansys mechanical section. In this case, the boundary surfaces are under pressure. Then the displacement is calculated by the finite element solver. After the displacement is calculated, the geometry changes and the meshing is done again automatically. The new mesh attributes are passed to Fluent, and the pressure field and velocity are resolved for the new geometry.

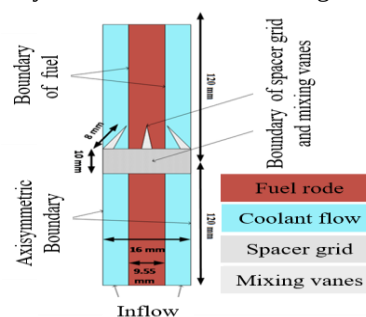


Figure 2. Geometry and boundary conditions

3. Results

In the numerical simulation, the mesh study was examined in terms of computation time and accuracy of results to settle the most appropriate number of mesh points. Also, the results were compared with the references (experimental and numerical results) and were in good agreement. The results obtained in several areas are:

Effect of vane angle on overall pressure loss

The highest-pressure loss occurs at the angle of 65° at about 12 kPa, at 70° at about 11.1 kPa, and at 75° at about 10 kPa. As the vane angle enlarges, the maximum pressure loss decreases. When the vane angle widens from 65 to 70 degrees, a 6% decrease in the maximum pressure loss occurs; and the angle increasing from 70 to 75 degrees brings about a 5% decrease in the maximum pressure loss.

Vibration of the vanes

The results show that not all three vanes vibrate together. This is due to the random nature of the flow. Moreover, the vanes differ in the amount of displacement. The greatest pressure difference

¹ Corresponding Author, Assistant Professor of Mechanical Engineering, Nuclear Science and Technology Research Institute, Isfahan, Iran. Email: mstalebi@aeoi.org.ir

² Masters Student of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Isfahan, Iran.

occurs at points close to the grid spacer, where the vane is wider. The pressure difference below and above the vane decreases as one approaches the tips, so that the pressure difference at the vane tip is nearly zero.

Fluid flow

After passing through the grid spacer and vanes, the velocity profile changes so that high-velocity and low-velocity zones arise (Figure 11). These zones remain in place until the end of the figure. The vanes seem to affect the velocity changes caused by the grid spacer. At an angle of 65 degrees the effect of grid spacer and vanes on the amount of velocity is at its most (Figure 3).

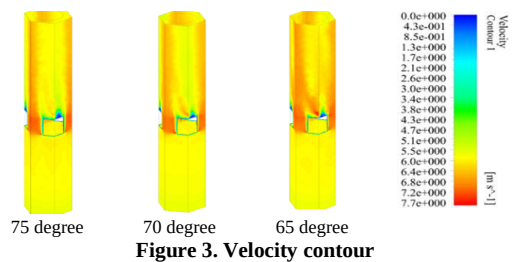


Figure 3. Velocity contour

Vibrating results

It can be said that the initial collision of the fluid displaces the vanes impressively but then they only get turbulent in the same state they are. This initial displacement also depends on the angle of the vanes. So that the displacement is about 12 micrometers in an angle of 65 degrees, about 9 micrometers in 70 degrees and about 6 micrometers in 75 degrees. After the vanes reach the final displacement, they fluctuate slightly due to pressure changes and turbulence. These changes are mostly due to the similarity between the frequency of vibration changes and the normal frequency of the vane. The changes in accelerations and velocities are very small and mostly due to small oscillations of the vanes.

The analysis of Power Spectral Density

The vane displacement data at each time step can be used to analyze Power Spectral Density. The results of such analysis were obtained for the vanes with three angles of 65, 70, and 75 degrees. For each vane, the oscillation amplitude and the ratio of amplitude to frequency are observed. At rest and where there is low-frequency vibration, the displacement magnitude is almost maximal. With an increase in frequency, the displacement decreases. This reduction occurs more drastically for vanes in a 75° angle. Results show that the energy or power is initially high but decreases as the frequency increases. The points where sharp changes are observed, are close to the

intensification points. However, at angles 65° and 70° there are lots of these points with low energy. As a result, they do not cause any problems. However, at a frequency of 25 Hz the vane with an angle of 75 degrees experiences a sharp change indicating an intensification with significant energy (Figure 4).

4. Conclusion

Fluid-solid interaction simulation was performed for the grid spacers of the VVER-1000 nuclear fuel assembly with mixing vanes at 65°, 70°, and 75 ° angles.

Since coupling between fluid and solid was successful, the mesh displacement data and the data related to the forces created by the fluid were respectively transferred to the fluid flow solver and the structural solver.

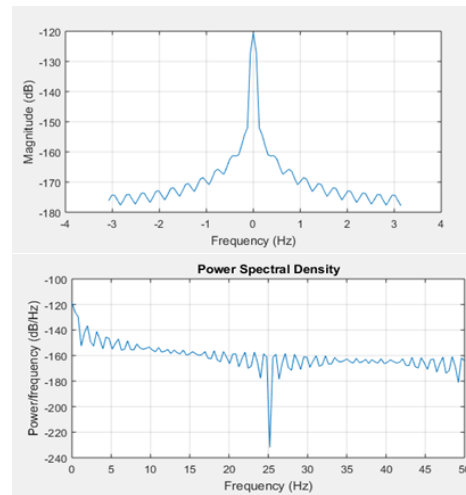


Figure 4. Power spectral density for displacement of 75-degree vane

Mesh and time-step independence was performed. Dynamic meshing was also successful. Simulation for angles less than 65° led the vanes to collide with the fuel rod wall and for angles greater than 75° led to collisions with other vanes; so, the results were erroneous. The following results were obtained:

1. The maximum pressure drop occurs when the vanes are at an angle of 65°, 70°, or 75°. The amount is about 12 kPa, about 11.1 kPa, and about 10 kPa, respectively.
2. Longitudinal pressure drops due to retaining grid spacers and mixing vanes corresponding angles of 65°, 70°, or 75° are about 400 kPa /m, 310 kPa /m, and 260 kPa /m respectively. As a result, the most optimal state is when the vane is at a 75° angle.
3. Not all the vanes in the geometry with a 65° angle vibrate simultaneously. There is a delay phase.

4. Not all the vanes have equal displacement. This is due to the oscillating movement of the vanes. However, the root mean square of vibration of the vanes will vary slightly.

5. As the flow rises and approaches the tip of the vanes, the pressure difference below and above the vanes reaches its minimum. At the vane tip, where the width lowers, the pressure difference tends to zero.

6. The magnitude of these pressure forces depends on the velocity of the fluid, the amount of turbulence and the angle of the vanes, and is on the scale of 104 Pa. The maximum pressure is applied to the vanes in the 65° geometry.

7. The results of the present study can have important applications in the design and construction of nuclear fuel assemblies and their grid spacers.

بررسی ناپایداری نانوایرک ساخته شده از نانوسیم در میدان مغناطیسی*

مقاله پژوهشی

محمدرضا قریب^(۳)مسعود گوهری منش^(۲)علی کوچی^(۱)

چکیده کاربرد گسترده نانوایرکها در صنایع پیشرفته و اهداف پزشکی منجر به شرایط کاری جدیدی برای اینگونه ابزارها از جمله قرارگرفتن در میدان مغناطیسی خارجی شده است. در این مقاله، رفتار ناپایداری الکترومغناطیسی ایرکهای ساخته شده با نانوسیم که تحت تأثیر یک میدان مغناطیسی طولی قرار گرفته اند، شبیه سازی شده است. با توجه به اهمیت وابستگی به اندازه در ابعاد بسیار کوچک، معادله ساختاری سیستم برپایه تئوری تنش کوپل سازگار استخراج شده است. علاوه بر این، تأثیر نیروهای واندروالس و نیروی کازیمیر در مدل ارائه شده در نظر گرفته شده است. برای حل معادلات غیرخطی حاکم بر رفتار سیستم، پاسخی نیمه تحلیلی مبتنی بر روش اغتشاشات هموتویی ارائه شده است. تأثیر پدیده های مختلف از قبیل وابستگی به اندازه، نیروی کازیمیر، نیروی واندروالس و میدان مغناطیسی بر ولتاژ ناپایداری و دامنه عملکرد ایرکهای ساخته شده با نانوسیم بررسی شده است. نتایج بیانگر تأثیر چشمگیر وجود میدان مغناطیسی بر ناپایداری کششی و دامنه عملکرد نانوایرکهاست.

واژه های کلیدی ناپایداری الکترومغناطیسی، نانوایرک، اغتشاشات هموتویی، تئوری تنش کوپل سازگار، نیروی واندروالس، نیروی کازیمیر

مقدمه

با این حال، تاکنون تحقیقات جامعی روی تأثیرات میدان مغناطیسی بر ناپایداری کششی نانوایرکها انجام نشده است.

وقتی نانوایرکها در معرض شار مغناطیسی قرار می گیرند، یک نیروی خارجی به نام نیروی لورنتس (Lorentz) روی هر بازو اعمال می شود. این نیرو را می توان با استفاده از معادلات لورنتس شبیه سازی کرد. رفتار تیرها و صفحات تحت تأثیر میدان مغناطیسی را محققان قبلی بررسی کرده اند [7-10]. مون و پائو در آزمایشگاه کماتش کشسانی مغناطیسی یک صفحه نازک را در یک میدان مغناطیسی یکنواخت بررسی کردند [7,8]. میا و همکاران [9] یک روش اجزای محدود برای شبیه سازی کماتش کشسانی مغناطیسی یک تیر صفحه ای پیشنهاد کردند. معادله حرکت صفحات الاستیک در میدانهای الکترومغناطیسی و تحت بارهای دینامیکی در

با پیشرفت های جدید در فناوری نانو، استفاده از نانوسیمها برای ساخت سازه های بسیار کوچک مانند نانو سوئیچها، نانو محرکها، نانو سنسورها و نانوایرکها به سرعت افزایش یافته است. یک ایرک ساخته شده از نانوسیم، از ۲ سیم نانو رسانا (بازوها) و انعطاف پذیر که در بین آنها یک جداساز قرار دارد، تشکیل شده است. نانوایرکها برای جابه جایی نانو ذرات، بررسی تعامل نانو ذرات باهم و همچنین اندازه گیری خصوصیات مختلف نانومواد استفاده می شوند [1]. دامنه حرکت نانوایرک و در نتیجه ابعاد ذراتی که می توان با نانوایرک جابه جا کرد، به وسیله ولتاژ ناپایداری کششی (Pull-in) محدود می شود. از این رو، محققان پیشین تأثیر پدیده های مختلف را در دامنه تحریک پایدار و پارامترهای ناپایداری کششی نانوایرک بررسی کرده اند [1-6].

★ تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۰/۴/۱۳ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۷/۱۳ می باشد.

(۱) نویسنده مسئول: استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه تربت حیدریه، تربت حیدریه، ایران.

Email: a.koochi@torbath.ac.ir

(۲) استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه تربت حیدریه، تربت حیدریه، ایران.

(۳) استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه تربت حیدریه، تربت حیدریه، ایران.

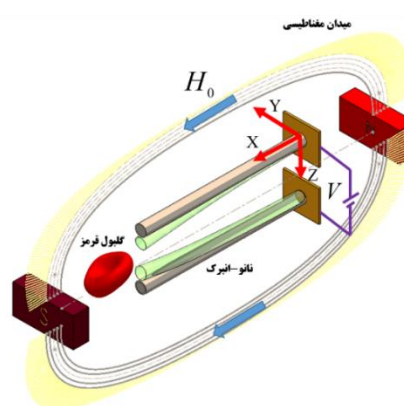
بررسی شده است. پایداری نانوحسگرها تحت اثر میدان مغناطیسی خارجی را کوچی و همکاران مطالعه کردند [24]. در مرجع [25] مدلی با استفاده از تئوری الاستیسیته غیرمحملی برپایه تنش رفتار نانولوله‌های ترکیبی در حضور میدان مغناطیسی بررسی شده است.

همان‌طور که مشاهده شد، رفتار تیر و صفحات تحت میدان مغناطیسی را محققان بررسی کرده‌اند. باین‌حال، نقش میدان مغناطیسی اعمال‌شده در بی‌ثباتی کشش انبرک‌های ساخته‌شده از نانوسیم‌ها به‌طور جامع بررسی نشده است و کارهای تحقیقاتی بیشتر باتوجه‌به کاربردهای فراوان این سیستم‌ها موردنیاز است. در تحقیق حاضر، تأثیر یک میدان مغناطیسی طولی بر ناپایداری کششی انبرک‌های ساخته‌شده از نانوسیم‌ها با در نظر گرفتن نیروهای کازیمیر (Casimir) و واندروالس (van der Waals) بررسی شده است. علاوه بر این، تحقیقات نشان می‌دهد که وقتی طول مشخصه ابعادی یک ساختار جامد با طول بین‌اتمی آن قابل مقایسه باشد، تئوری‌های کلاسیک قادر به پیش‌بینی رفتار سیستم نیستند. در نتیجه برخی نظریه‌های پیشرفته الاستیسیته از قبیل تئوری تنش‌کوپل [26]، نظریه تنش‌کوپل اصلاح‌شده [27]، نظریه الاستیسیته غیرمحملی [28]، تئوری گرادیان کرنش [29] و نظریه تنش‌کوپل سازگار (consistent couple stress theory) ارائه‌شده است [30]. در بین این نظریه‌ها، تئوری تنش‌کوپل سازگار فقط یک پارامتر اضافه برای مدل‌سازی وابستگی به اندازه دارد و جابه‌جایی و چرخش سینماتیکی پیوسته واقعی را در نظر می‌گیرد. در نتیجه در پژوهش حاضر، برای شبیه‌سازی وابستگی به اندازه مواد، معادلات حرکتی نانونبرک در چارچوب تئوری تنش‌کوپل سازگار استخراج شده است. همچنین، یک پاسخ نیمه‌تحلیلی مبتنی بر روش اغتشاش هموتوبی برای بررسی پارامترهای ناپایداری کششی نانونبرک ارائه شده است.

مرجع [10] به‌طور کامل استخراج شده است. لی [11] رفتار پایداری دینامیکی یک نوار مسطح نازک را در میدان مغناطیسی مطالعه کرد. وی همچنین اثر بی‌ثبات‌کننده ناشی از میرایی مغناطیسی را در نظر گرفت. معادلات حرکت تیرهای الاستیک تحت بار محوری و میدان مغناطیسی عرضی نوسانی [12] و همچنین صفحات رسانای الکترومغناطیسی تحت یک میدان مغناطیسی خارجی [13] به‌وسیله محققان استخراج شده است. تأثیرات میدان‌های مغناطیسی عرضی و بارهای حرارتی روی ارتعاشات گذرای یک تیر پین‌شده در مرجع [14] مطالعه شده است. ارتعاشات اجباری غیرخطی یک تیر همراه با یک جرم متمرکز در لبه تیر که یک نیروی الکترومغناطیسی متناوب روی آن تأثیر می‌گذارد، در مرجع [15] بررسی شده است. لیو و چانگ تأثیر میدان مغناطیسی محوری و عرضی متناوب را بر رفتار دینامیکی تیر کشسان مغناطیس (magneto-elastic) بررسی کردند [16]. کیانی ارتعاشات یک نانوسیم رسانا را تحت شوک مغناطیسی محوری که به‌صورت یک ماتریس الاستیک در نظر گرفته شده است، براساس تئوری پیوستگی غیرمحملی مطالعه کرد [17]. وی همچنین برای بررسی رفتار دینامیکی یک نانوسیم، تحت میدان مغناطیسی، یک مدل کشسان حرارتی مغناطیسی غیرمحملی ارائه داده است [18]. نارندار و همکاران برای بررسی تأثیر میدان مغناطیسی بر ویژگی‌های امواج در نانولوله‌های کربنی تک‌جداره مستقر در یک پایه پاسترناک (Pasternak)، از تئوری غیرمحملی تیر اوپلر-برنولی استفاده کردند [19]. در [20] یک مدل اجزای محدود برای بررسی محدوده عملکرد پایدار نانونبرک مخروطی ساخته‌شده از مواد تابعی در حضور میدان مغناطیسی ارائه شده است. براتی و همکاران نیز رفتار پیچشی نانولوله‌های ساخته‌شده از مواد تابعی را تحت اثر میدان مغناطیسی خارجی بررسی کردند [21]. رفتار دینامیکی سنسورهای ساخته‌شده از نانولوله‌های کربنی تحت میدان مغناطیسی و حرارتی در مراجع [22,23]

معادلات ساختاری

نمای شماتیک یک نانوانبرک در شکل (۱) نشان داده شده است. این انبرک از ۲ نانوسیم رسانای کاملاً مشابه به طول L با سطح مقطع دایره به شعاع R تشکیل شده است. فاصله اولیه ۲ بازوی نانوانبرک D در نظر گرفته شده است.



شکل ۱ نمای شماتیک نانوانبرک

و مغناطیسی، نیروی الکترومغناطیسی وارد بر جسمی به حجم Ω برابر می شود با [32]

$$F_{EM} = \int_{\Omega} \rho E d\tau + \int_s \sigma E_s dS + \int_{\Omega} (J \times B) d\tau + \int_s M \cdot \nabla H d\tau \quad (5)$$

در معادله فوق σ چگالی بار سطحی است و E_s میدان الکتریکی در سطح جسم را نشان می دهد. همچنین M بردار مغناطش (magnetization) است. قانون اهم و معادلات مشخصه برای مواد خطی مغناطیسی و خطی الکتریکی عبارتند از [32]:

$$J = \lambda(E + \frac{\partial u}{\partial t} \times B) \quad (6)$$

$$\phi = \epsilon E \quad (7)$$

$$B = \omega H \quad (8)$$

که در رابطه فوق λ رسانایی الکتریکی، ϵ ثابت گذردهی الکتریکی (Electrical conductivity)، u بردار جابه جای و ω ضریب نفوذپذیری (Permeability) مغناطیسی است. با صرف نظر از چگالی جریان جابه جایی و مشتق آن نسبت به زمان و $\nabla \phi = 0$ ، برای یک جسم رسانا نتیجه می شود [32]:

$$F_{EM} = \int_s \sigma E_s dS + \int_{\Omega} (J \times B) d\tau \quad (9)$$

میدان مغناطیسی وارد بر نانوانبرک را به شکل زیر در نظر می گیریم:

$$H = H_0 + h \quad (10)$$

$$E = E_0 + e \quad (11)$$

که در روابط فوق h و e به ترتیب بیانگر اغتشاش های (Perturbations) کوچکی در مقادیر اولیه میدان مغناطیسی (H_0) و الکتریکی (E_0) هستند. مقدار اولیه میدان الکتریکی در نانوانبرک برابر با صفر است ($E_0=0$). علاوه بر این، اغتشاشات میدان مغناطیسی در مقابل

مدل سازی اثر میدان الکترومغناطیس. اثر میدان مغناطیسی بر رفتار نانوانبرک را می توان در چارچوب نظریه الکترودینامیک ماکسول و تئوری اجسام رسانا (قانون اهم) مدل سازی کرد. معادلات نظریه الکترودینامیک ماکسول برای یک جسم رسانا را می توان به شکل زیر بیان کرد [31]:

$$\nabla \times H = \frac{\partial \phi}{\partial t} + J \quad (1)$$

$$\nabla \times E = -\frac{\partial B}{\partial t} \quad (2)$$

$$\nabla \phi = \rho \quad (3)$$

$$\nabla \cdot B = 0 \quad (4)$$

در روابط فوق E نشان دهنده میدان الکتریکی، H میدان مغناطیسی، J بردار چگالی جریان، B شدت میدان مغناطیسی، ϕ چگالی جریان جابه جایی، t زمان و ρ چگالی بار الکتریکی هستند. در حضور میدان الکتریکی

میدان اولیه بسیار کوچک است ($h \ll H_0$) بنابراین:

$$h = \nabla \times (u \times H_0) \quad (12)$$

با استفاده از رابطه (۱۲) می‌توان رابطه مربوط به نیروی حاصل از میدان مغناطیسی در یک نانونبرک را به شکل زیر بازنویسی کرد:

$$F_M = \int_{\Omega} (\omega \nabla \times \nabla \times (u \times H_0) \times H_0) d\tau \quad (13)$$

بازوهای نانونبرک به صورت تیر اویلر-برنولی یک سردرگیر مدل سازی شده است. براساس تئوری تیر اویلر-برنولی میدان جابه جایی در هر نقطه در طول تیر عبارت است از:

$$u = (-Z \frac{\partial W}{\partial X})i + (W)k \quad (14)$$

در رابطه فوق W میزان خمیدگی تار خنثی است. همچنین X نشانگر فاصله در طول تیر و Z فاصله از تار خنثی است.

با جای گذاری رابطه (۱۴) در معادله (۱۳) و در نظر گرفتن میدان ثابت مغناطیسی در راستای طول نانونبرک نتیجه می‌شود:

$$F_M = \omega A (H_x^2 \frac{d^2 W}{dX^2})k \quad (15)$$

با فرض هم سان بودن بازو، نیروی الکتریکی وارد بر بازوها را می‌توان از معادله زیر محاسبه کرد [33]:

$$F_E = \frac{\epsilon_0 \pi V^2}{D(1 - \frac{2W}{D}) \ln^2 \left(\frac{2D}{R} (1 - \frac{2W}{D}) \right)} k \quad (16)$$

در این رابطه $\epsilon_0 = 8.854 \times 10^{-12} \text{ C}^2/\text{Nm}^2$ ثابت گذردگی خلأ، D فاصله اولیه بازو و V ولتاژ اعمالی است.

در فواصل بسیار کم اثر نیروهای پراکندگی

(dispersion) را باید در مدل سازی در نظر گرفت. این نیروها در ۲ محدوده مختلف تعریف می‌شوند. اثر نیروی بین ملکولی (نیروهای واندروالس) در فواصل کمتر از ۲۰ نانومتر مهم است [34]. برای فواصل بیشتر از چندده نانومتر اثر نیروی کازیمیر اهمیت پیدا می‌کند [35]. نیروی کازیمیر را می‌توان به عنوان نسخه آنالوگ دوربرد نیروی واندروالس در نظر گرفت که ناشی از نفوذ موج های معوق الکترومغناطیسی (Retarded electromagnetic waves) است. نیروی کازیمیر برخلاف نیروی واندروالس مستقل از خواص ماده است [36].

با استفاده از انرژی کازیمیر بین ۲ استوانه موازی، نیروی کازیمیر بر واحد طول مؤثر بر هر بازو را می‌توان از رابطه زیر محاسبه کرد [35]:

$$F_{Cas} = \frac{\hbar c \left[1 + \ln \left(\frac{D}{R} (1 - \frac{2W}{D}) \right) \right]}{4\pi(D - 2W)^3 \ln^3 \left(\frac{D}{R} (1 - \frac{2W}{D}) \right)} k \quad (17)$$

در این رابطه $c = 2.998 \times 10^8 \text{ m/s}$ سرعت نور و $\hbar = 1.055 \times 10^{-34} \text{ Js}$ ثابت پلانک (Planck) کاهش یافته است.

برای ۲ نانوسیم موازی نیروی واندروالس را می‌توان از رابطه زیر محاسبه کرد [5]:

$$F_{vdW} = \frac{\bar{A} \sqrt{R}}{16(D - 2W)^{\frac{5}{2}}} k \quad (18)$$

که در این رابطه $\bar{A}$ ثابت هامکر (Hamaker) است. تئوری تنش کوپل سازگار. تئوری تنش کوپل سازگار یکی از تئوری های غیر کلاسیک وابسته به اندازه است که برای ارضای شرایط سازگاری که در تئوری تنش کوپل اصلاح شده وجود دارد و حاج اسفندیاری و درگوش ارائه کرده اند [30]. براساس این تئوری انرژی کرنشی را می‌توان به فرم زیر بیان کرد [30]:

$$\delta U_B - \delta W_{\text{ext}} = 0 \quad (29)$$

کار نیروهای خارجی (F_{ext}) وارد بر بازوها مجموع کار نیروهای الکتریکی، پراکندگی و مغناطیسی است و از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$W_{\text{ext}} = \int_0^L \int_0^W F_{\text{ext}} dW dX \quad (30)$$

با جای گذاری معادلات (۲۸ و ۳۰) در معادله (۲۹)، معادله ساختاری به شکل زیر به دست می آید:

$$(EI + 4\mu A \ell^2) \frac{d^4 W}{dX^4} - \omega A H_x^2 \frac{d^2 W}{dX^2} = \frac{\pi \epsilon_0 V^2}{(D - W) \ln^2 \left(2 \frac{D - W}{R} \right)} + \left\{ \frac{\hbar c \left[1 + \ln \left(\frac{D - 2W}{D} \right) \right]}{4\pi (D - 2W)^3 \ln^3 \left(\frac{D - 2W}{R} \right)} \text{Casimir} + \frac{\bar{A} \sqrt{R}}{16(D - 2W)^{5/2}} \text{vdW} \right\} \quad (31)$$

حل به روش اغتشاشات هموتوبی

استفاده از معادلات و پارامترهای بی بعد روشی شناخته شده در تحلیل سیستم و بررسی تأثیر پارامترهای مختلف است. به کارگیری پارامترهای بی بعد مزایای بسیاری از جمله خلاصه سازی پارامترها، جلوگیری از واحدهای ترکیبی پیچیده و مبهم و کاهش تعداد متغیر را به همراه دارد. علاوه بر این، استفاده از پارامترهای بی بعد منجر به معادلات بی بعد می شود که بینش روشن تری از پارامترهای کنترل و ماهیت مسئله را در اختیار محقق قرار می دهد. پارامتر بی بعد مکان در راستای طول نانوانبرک را به صورت نسبت فاصله از مبدأ مختصات به طول بازو ($x = X/L$) و پارامتر بی بعد جابه جایی بی بعد عرضی را به صورت نسب جابه جایی به فاصله اولیه بین بازوها ($w = W/D$) تعریف می کنیم. در نتیجه معادله (۳۱)

$$U_B = \frac{1}{2} \int_0^L \int_A (\sigma_{ij} \epsilon_{ij} + \mu_{ij} \kappa_{ij}) dA dx \quad (19)$$

در این رابطه، اعضای تانسور تنش (σ_{ij})، تانسور تنش کوپل (μ_{ij})، تانسور کرنش (ϵ_{ij}) و تانسور (κ_{ij}) از رابطه زیر محاسبه می شوند:

$$\sigma_{ij} = \lambda \epsilon_{mm} \epsilon_{ij} + 2\mu \epsilon_{ij} \quad (20)$$

$$\mu_{ij} = 8\mu \ell^2 \kappa_{ij} \quad (21)$$

$$\epsilon_{ij} = \frac{1}{2} (u_{i,j} + u_{j,i}) \quad (22)$$

$$\kappa_{ij} = \frac{1}{2} e_{jkl} u_{l,ki} \quad (23)$$

در روابط فوق λ و μ ثوابت لجه و ℓ پارامتر مقیاس طول است. با جای گذاری معادله جابه جایی در روابط فوق نتیجه می شود:

$$\sigma_{xx} = -EZ \frac{\partial^2 W}{\partial X^2}, \quad \sigma_{zz} = \sigma_{yy} = \sigma_{xy} = \sigma_{yz} = \sigma_{zx} = 0 \quad (24)$$

$$\mu_{xy} = -\mu_{yx} = 4\mu \ell^2 \frac{\partial^2 W}{\partial X^2}, \quad \mu_{xx} = \mu_{yy} = \mu_{zz} = 0, \quad \mu_{yz} = \mu_{zy} = \mu_{zx} = \mu_{xz} = 0 \quad (25)$$

$$\epsilon_{xx} = -Z \frac{\partial^2 W}{\partial X^2}, \quad \epsilon_{zz} = \epsilon_{yy} = \epsilon_{xy} = \epsilon_{yz} = \epsilon_{zx} = 0 \quad (26)$$

$$\kappa_{xy} = \kappa_{yx} = -\frac{1}{2} \frac{\partial^2 W}{\partial X^2}, \quad \kappa_{xx} = \kappa_{yy} = \kappa_{zz} = 0, \quad \kappa_{yz} = \kappa_{zy} = \kappa_{zx} = \kappa_{xz} = 0 \quad (27)$$

در نتیجه انرژی کرنشی هر بازو عبارت خواهد شد از:

$$U_B = \frac{1}{2} \int_0^L (EI + 4\mu A \ell^2) \left(\frac{\partial^2 W}{\partial X^2} \right)^2 dX \quad (28)$$

معادله ساختاری

برای استخراج معادله ساختاری از اصل همیلتون استفاده می شود. بر این اساس:

یک تبدیل محذب هموتویی عبارت است از:

$$H(w, s) = (1-s)[L(w) - L(w_0)] + s[L(w) + N(w)] \quad (37)$$

که w_0 حدس اولیه برای حل معادله (۳۶) است، همچنین $s \in [0, 1]$ پارامتر تعبیه است. همان گونه که از معادله (۳۷) مشخص است، با تغییر s از صفر تا ۱ جواب معادله مدنظر از حدس اولیه (w_0) تا جواب نهایی (w) تغییر می کند. به عنوان حدس اولیه $w_0=0$ در نظر گرفته می شود.

برای اعمال روش اغتشاشات هموتویی معادلات (۳۲-۳۴) را با در نظر گرفتن $y(x) = 1 - 2w(x)$ بازنویسی می کنیم:

$$(1+\delta)\frac{d^4y}{dx^4} - \xi\frac{d^2y}{dx^2} + \frac{\beta^2}{y \ln^2(2ky)} + \begin{cases} \frac{4\eta_{\text{Cas}}[1+\ln(ky)]}{y^3 \ln^3(ky)} & \text{Casimir} \\ \frac{\eta_{\text{vdW}}}{y^{5/2}} & \text{vdW} \end{cases} = 0 \quad (38)$$

$$y(0) = 1, \quad y'(0) = 0 \quad (39)$$

$$y''(1) = 0, \quad y'''(1) = 0 \quad (40)$$

معادله فوق را به فرم سیستم معادلات دیفرانسیل زیر بازنویسی می کنیم:

$$\frac{dy}{dx} = p(x) \quad (41)$$

$$\frac{dp}{dx} = q(x) \quad (42)$$

$$\frac{dq}{dx} = r(x) \quad (43)$$

$$\frac{dr}{dx} = \frac{\xi}{1+\delta}q(x) - \frac{\beta^2}{(1+\delta)y \ln^2(2ky)} - \begin{cases} \frac{4\eta_{\text{Cas}}[1+\ln(ky)]}{(1+\delta)y^3 \ln^3(ky)} & \text{Casimir} \\ \frac{\eta_{\text{vdW}}}{(1+\delta)y^{5/2}} & \text{vdW} \end{cases} \quad (44)$$

را با استفاده از این پارامترها به شکل زیر می توان بازنویسی کرد:

$$(1+\delta)\frac{d^4w}{dx^4} - \xi\frac{d^2w}{dx^2} = \frac{\beta^2}{2(1-2w) \ln^2(2k(1-2w))} + \begin{cases} \frac{2\eta_{\text{Cas}}[1+\ln(k(1-2w))]}{(1-2w)^3 \ln^3(k(1-2w))} & \text{Casimir} \\ \frac{\eta_{\text{vdW}}}{2(1-2w)^{5/2}} & \text{vdW} \end{cases} \quad (32)$$

و شرایط مرزی بی بعد عبارت اند از:

$$w(0) = \frac{dw}{dx}(0) = 0 \quad (33)$$

$$\frac{d^2w}{dx^2}(1) = \frac{d^3w}{dx^3}(1) = 0 \quad (34)$$

در معادله (۳۲) پارامترهای بی بعد به صورت زیر تعریف می شوند:

$$w = \frac{W}{g}; x = \frac{X}{L}; k = \frac{D}{R}; \beta^2 = \frac{8\epsilon_0 V^2 L^4}{ER^4 D^2}; \eta_{\text{Cas}} = \frac{\hbar c L^4}{2\pi^2 D^4 R^4 E}; \eta_{\text{vdW}} = \frac{\bar{A}\sqrt{RL^4}}{2\pi R^4 ED^2}; \delta = \frac{16\mu\ell^2}{R^2 E}; \xi = \frac{4\delta H_x^2 L^2}{ER^2} \quad (35)$$

معادله (۳۲) یک معادله دیفرانسیل غیرخطی است و حل دقیقی برای آن وجود ندارد. در نتیجه برای به دست آوردن یک حل نیمه تحلیلی برای این معادله از روش اغتشاشات هموتویی استفاده می کنیم.

اصول و مبانی روش اغتشاشات هموتویی در مرجع [37] ذکر شده است. در روش اغتشاشات هموتویی معادله دیفرانسیل را متشکل از ۲ قسمت خطی و غیرخطی تبدیل در نظر می گیریم:

$$L(w) + N(w) = 0 \quad (36)$$

$$\begin{aligned}
w(x) = & -A \frac{x^2}{4} - B \frac{x^3}{12} \\
& + \left(\frac{\beta^2}{\ln^2 2k} + \frac{4\eta_{\text{Cas}}}{\ln^2 k} + \frac{4\eta_{\text{Cas}}}{\ln^3 k} \right) \frac{x^4}{48(1+\delta)} \\
& - \frac{A}{48(1+\delta)} x^4 - \frac{1}{240(1+\delta)} B \xi x^5 \\
& + \frac{A}{1440(1+\delta)} \left(\frac{\beta^2}{\ln^2 2k} + \frac{2\beta^2}{\ln^3 2k} \right) x^6 \\
& + \frac{A\eta_{\text{Cas}}}{360(1+\delta)} \left(\frac{3}{\ln^2 k} + \frac{5}{\ln^3 k} + \frac{3}{\ln^4 k} \right) x^6 \\
& + \frac{\xi}{1440(1+\delta)^2} \left(\frac{4\eta_{\text{Cas}}}{\ln^2 k} + \frac{4\eta_{\text{Cas}}}{\ln^3 k} \right) x^6 \\
& + \frac{\xi}{1440(1+\delta)^2} \left(\frac{\beta^2}{\ln^2 2k} + \xi A \right) x^6 + \dots \quad (51)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
w(x) = & -A \frac{x^2}{4} - B \frac{x^3}{12} \\
& + \frac{\left(\frac{\beta^2}{\ln^2(2k)} + \eta_{\text{vdw}} - A \right)}{48(1+\delta)} x^4 \\
& - \frac{1}{240(1+\delta)} B \xi x^5 \\
& + \frac{\beta^2 (A \ln(2k) + 2A)}{1440(1+\delta) \ln^3(2k)} x^6 \\
& + \frac{\eta_{\text{vdw}} (\xi + 2.5A)}{1440(1+\delta)} x^6 \\
& + \frac{\left(\frac{\beta^2}{\ln^2(2k)} + \xi A \right) \xi}{1440(1+\delta)^2} x^6 + \dots \quad (52)
\end{aligned}$$

پارامترهای A و B را می‌توان با اعمال شرایط مرزی

$$\left(\frac{d^2 y}{dx^2}(1) = \frac{d^3 y}{dx^3}(1) = 0 \right) \text{ در انتهای آزاد بازوها محاسبه کرد.}$$

نتایج و بحث در نتایج

در نبود کار جامع آزمایشگاهی و تحلیل روی رفتار ناپایداری نانواینبرک‌های ساخته‌شده از نانوسیم غوطه‌ور در میدان مغناطیسی، نتایج مدل و پاسخ نیمه‌تحلیل ارائه‌شده در حالت خاص (بدون میدان مغناطیسی) با نتایج مرجع [38] مقایسه شده‌اند. ناپایداری کششی نانواینبرک‌های ساخته‌شده از کربن با یک شکاف اولیه ۶,۹ میکرومتر، طول ۱۹,۶ میکرومتر و شعاع سیم

جواب معادله (۳۸) را به صورت زیر در نظر

می‌گیریم:

$$y = \sum_{i=0}^{\infty} s^i y_i \quad (45)$$

با جای‌گذاری معادله (۴۵) در معادلات (۴۱-۴۴)،

انتگرال‌گیری از معادلات حاصل و در نظر گرفتن شرایط

اولیه ($y(0)=1, p(0)=0, q(0)=A, r(0)=B$)، نتیجه

می‌شود:

$$\sum_{i=0}^{\infty} s^i y_i - 1 - s \int_0^x \sum_{i=0}^{\infty} s^i p_i d\tau = 0 \quad (46)$$

$$\sum_{i=0}^{\infty} s^i p_i - s \int_0^x \sum_{i=0}^{\infty} s^i q_i d\tau = 0 \quad (47)$$

$$\sum_{i=0}^{\infty} s^i q_i - A - s \int_0^x \sum_{i=0}^{\infty} s^i r_i d\tau = 0 \quad (48)$$

$$\sum_{i=0}^{\infty} s^i r_i - B \quad (49)$$

$$+ s \int_0^x \left(\sum_{i=0}^{\infty} s^i \psi_i - \xi \sum_{i=0}^{\infty} s^i q_i \right) d\tau = 0$$

که در معادله فوق:

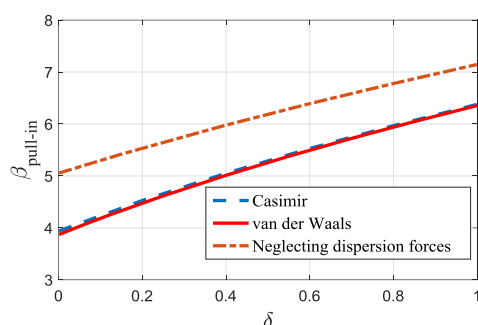
$$\begin{aligned}
\psi_n = & \left[\begin{aligned} & \frac{\beta^2}{(1+\delta) \left(\sum_{i=0}^{\infty} s^i y_i \right) \ln^2(2k \sum_{i=0}^{\infty} s^i y_i)} \\ & \frac{4\eta_{\text{Cas}} [1 + \ln(k \sum_{i=0}^{\infty} s^i y_i)]}{(1+\delta) \left(\sum_{i=0}^{\infty} s^i y_i \right)^3 \ln^3(k \sum_{i=0}^{\infty} s^i y_i)} \\ & \frac{\eta_{\text{vdw}}}{(1+\delta) \left(\sum_{i=0}^{\infty} s^i y_i \right)^{5/2}} \end{aligned} \right]_{s=0} \quad (50)
\end{aligned}$$

در نتیجه جابه‌جایی بازوهای نانواینبرک در حالت

در نظر گرفتن نیروی کازیمیر به شکل معادله (۵۱) و در

حالت نیروی واندروالس به شکل معادله (۵۲) نتیجه

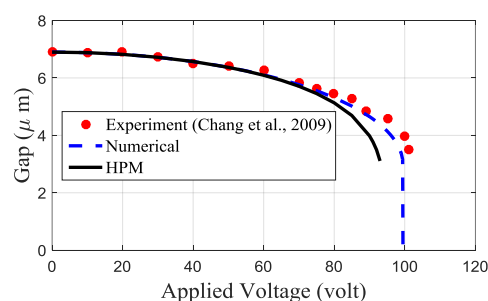
می‌شود:



شکل ۳ تأثیر وابستگی اندازه بر ولتاژ ناپایداری کششی نانوانبرک ناپایداری کششی نانوانبرک، ابعاد کوچک‌ترین ذراتی را که می‌توان با نانوانبرک حمل کرد، محدود می‌کند. بنابراین، پارامتر بی‌بعد $\gamma = D_{\min} / D$ را تعریف می‌کنیم. پارامتر γ نسبت قطر کوچک‌ترین ذره قابل حمل با نانوانبرک به فاصله اولیه 2 بازو را نشان می‌دهد. این پارامتر با محدوده عملکرد نانوانبرک رابطه معکوس دارد، به عبارتی افزایش پارامتر γ به معنی افزایش حداقل قطر قابل حمل و در نتیجه کاهش محدوده عملکرد نانوانبرک است. تأثیر پارامتر اندازه و نیروهای کازیمیر و واندروالس در حداقل قطر قابل حمل با نانوانبرک‌ها در شکل (۴) نشان داده شده است. این شکل نشان می‌دهد که افزایش پارامتر اندازه به افزایش محدوده عملکرد نانوانبرک و کاهش حداقل اندازه قابل حمل با نانوانبرک منجر می‌شود. با وجود این، پارامتر وابستگی به اندازه تأثیری در حداقل ابعاد قابل حمل در میکروانبرک (بدون نیروهای کازیمیر و واندروالس) ندارد. باید توجه کرد که پارامتر بی‌بعد وابستگی به اندازه با توجه به معادله (۳۵) با توان دوم نسبت پارامتر مقیاس طول ماده به شعاع بازو متناسب است. شکل (۳ و ۴) نشان می‌دهد که برای نانوانبرک‌ها وابستگی اندازه باید برای ولتاژ کششی و دامنه انبرک در نظر گرفته شود. باین حال، برای میکروانبرک‌ها وابستگی به اندازه، فقط ولتاژ ناپایداری کششی را افزایش می‌دهد و دامنه حرکتی انبرک را تحت تأثیر قرار نمی‌دهد.

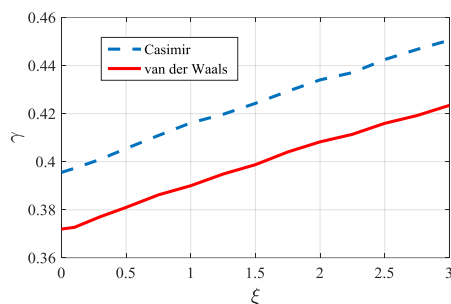
۱۵۰ نانومتر به طور تجربی توسط چانگ و همکاران انجام شده است. در شکل (۲) فاصله انتهای بازوهای نانوانبرک برحسب ولتاژ اعمالی از صفر تا ولتاژ ناپایداری کششی رسم شده است. معادله حاکم بر رفتار نانوانبرک به روش عددی نیز با استفاده از نرم افزار Maple و با استفاده از دستور dsolve حل شده است و نتایج آن در شکل (۲) نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، سازگاری بسیار خوبی بین مدل حاضر و اندازه‌گیری تجربی مشاهده می‌شود. همچنین شکل (۲) نشان می‌دهد که حل نیمه تحلیل ارائه شده برپایه روش اغتشاشات هموتویی هم‌خوانی بسیار مناسبی با حل عددی دارد.

در ادامه پارامتر بی‌بعد هندسی $k=20$ و پارامترهای بی‌بعد مرتبط با نیروی کازیمیر و واندروالس برابر با 0.5 در نظر گرفته شده و اثر پارامترهای مختلف بر ولتاژ ناپایداری بی‌بعد و محدوده عملکرد نانوانبرک بررسی شده است. شکل (۳) تأثیر وابستگی به اندازه و همچنین در نظر گرفتن نیروی جاذبه کازیمیر و واندروالس بر ولتاژ کششی نانوانبرک را نشان می‌دهد. در این شکل ولتاژ ناپایداری نانوانبرک در حضور نیروی کازیمیر و واندروالس و همچنین میکروانبرک (یعنی بدون نیروهای ذکر شده) مطالعه می‌شود. شکل (۳) نشان می‌دهد که افزایش پارامتر اندازه باعث افزایش ولتاژ کشش می‌شود. به علاوه، این شکل نشان می‌دهد که وجود نیروهای کازیمیر و واندروالس، ولتاژ کشش انبرک‌های نانو را کاهش می‌دهد.



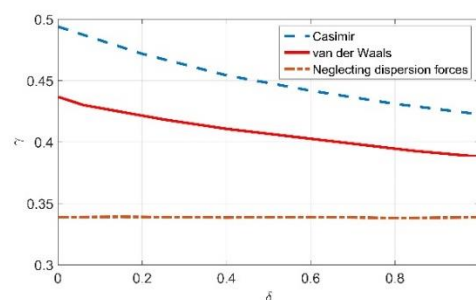
شکل ۲ فاصله انتهای بازوهای نانوانبرک برحسب ولتاژهای اعمال شده مختلف: مقایسه با نتایج آزمایشگاهی [38]

همچنین افزایش شدت میدان مغناطیسی خارجی منجر به کاهش بیشتر در محدوده عملکرد نانوایرک می شود.

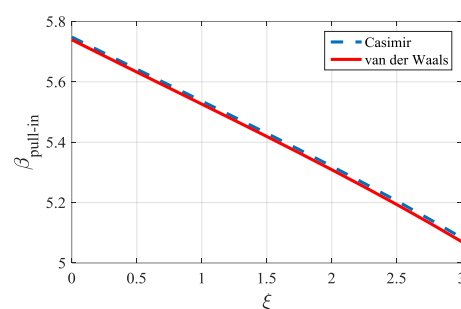


شکل ۶ تأثیر میدان مغناطیسی بر محدوده عملکرد نانوایرک

تأثیر نیروهای کازیمیر و واندروالس بر ولتاژ ناپایداری کششی و محدوده عملکرد نانوایرک به ترتیب در شکل های (۷ و ۸) نشان داده شده است. برای بررسی تأثیر میدان مغناطیسی، موارد ذکر شده برای نانوایرک مطالعه و با حضور و عدم حضور میدان مغناطیسی در این شکل ها بررسی شده است. نتایج نشان می دهد که با افزایش نیروهای کازیمیر و واندروالس، ولتاژ ناپایداری کششی کاهش می یابد. توجه داشته باشید که نقطه تقاطع منحنی ها و محور افقی با مقدار بحرانی نیروهای کازیمیر و واندروالس (η_c) مطابقت دارد. به عبارتی این نقاط تقاطع حالتی را نشان می دهد که نیروهای پراکندگی حتی بدون هیچ نیروی الکترواستاتیکی منجر به ناپایداری نانوایرک می شود. این نقاط در طراحی نانوایرک ها بسیار مهم اند و از ترکیب مقادیر بحرانی مرتبط با نیروی کازیمیر و واندروالس با تعریف ارائه شده برای این پارامترها در معادله (۳۵) می توان حداقل فاصله اولیه مجاز و حداکثر طول مجاز نانوایرک را برای طراحی محاسبه کرد.



شکل ۴ تأثیر وابستگی اندازه بر دامنه عملکرد انبرک



شکل ۵ تأثیر میدان مغناطیسی و نیروهای کازیمیر و واندروالس بر ولتاژ ناپایداری کششی نانوایرک

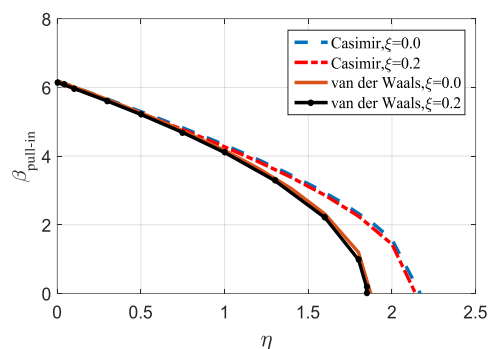
تأثیر میدان مغناطیسی بر ولتاژ ناپایداری کششی نانوایرک ها، با در نظر گرفتن نیروهای کازیمیر و واندروالس در شکل (۵) نشان داده شده است. این شکل نشان می دهد که با افزایش پارامترهای بی بعد شده نیروی مغناطیسی، ولتاژ ناپایداری کششی کاهش می یابد. به عبارت دیگر افزایش میدان مغناطیسی ولتاژ ناپایداری کششی را کاهش داده و عامل ناپایدارکننده نانوایرک است. به طور مشابه، اگر جنس بازوهای نانوایرک از نفوذپذیری مغناطیسی بیشتری برخوردار باشد، ولتاژ ناپایداری کششی آن به دلیل میدان مغناطیسی به میزان چشمگیری کم می شود.

شکل (۶) تأثیر میدان مغناطیسی بر محدوده عملکرد نانوایرک را نشان می دهد. نتایج ارائه شده در این شکل بیانگر این است که حضور میدان مغناطیسی خارجی می تواند منجر به کاهش محدوده عملکرد نانوایرک شود.

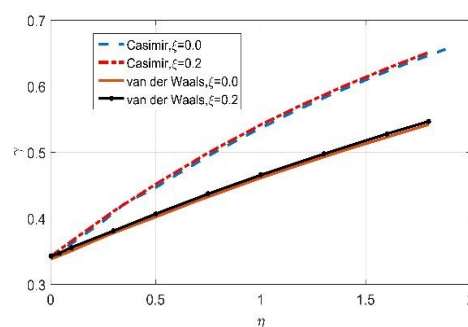
نتایج نشان می‌دهد که وابستگی به اندازه اثر سخت‌کننده دارد و ولتاژ ناپایداری را افزایش می‌دهد. درباره نانوانبرک‌ها اثر وابستگی به اندازه منجر به افزایش محدوده عملکرد نانوانبرک می‌شود، اما در حالتی که از اثر نیروهای پراکندگی صرف‌نظر شود، محدوده عملکرد نانوانبرک مستقل از پارامتر بی‌بعد اثر اندازه است. با بررسی تأثیر میدان مغناطیسی در رفتار کششی نانوانبرک مشخص شد که افزایش میدان مغناطیسی ولتاژ کشش ناپایداری را کاهش می‌دهد. به همین ترتیب، اگر ماده سازنده نانوانبرک نفوذپذیری مغناطیسی بیشتری داشته باشد، ولتاژ ناپایداری کششی آن به دلیل میدان مغناطیسی به میزان چشمگیری کم می‌شود. همچنین حضور میدان مغناطیسی خارجی منجر به کاهش محدوده عملکرد نانوانبرک می‌شود.

واژه نامه

Pull-in instability	ناپایداری کششی
Lorentz force	نیروی لورنتس
Magneto-elastic	کشسان مغناطیس
Pasternak foundation	پایه پاسترناک
Casimir force	نیروی کازیمی
van der Waals force	نیروی واندروالس
Consistent couple stress theory	نظریه تنش کوپل سازگار
Magnetization	مغناطش
Electrical conductivity	ثابت گذردهی
constatnt	الکتریکی
Permeability constatnt	ثابت نفوذپذیری
Perturbation	اختشاش
Dispersion forces	نیروهای پراکندگی



شکل ۷ تأثیر نیروهای پراکندگی بر ولتاژ ناپایداری کششی نانوانبرک



شکل ۸ تأثیر پراکندگی بر محدوده عملکرد نانوانبرک

جمع بندی

در این مقاله یک مدل ریاضی برای بررسی ناپایداری الکترومغناطیسی نانوانبرک ساخته شده از نانوسیم ارائه شده است. اثر میدان مغناطیسی طولی القاشده در مدل از طریق مدل سازی مناسب نیروهای لورنتس در نظر گرفته شده است. برای در نظر گرفتن وابستگی به اندازه، معادله حاکم بر نانوانبرک براساس نظریه تنش کوپل سازگار به دست آمده است. علاوه بر این، تأثیر نیروهای کازیمی و واندروالس در معادله نهایی در نظر گرفته می‌شود. برای حل معادله غیرخطی حاکم بر تغییر شکل نانوانبرک، یک پاسخ نیمه تحلیلی برپایه روش اغتشاشات هموتوپی ارائه شده است. نتایج با حل عددی و همچنین نتایج تست های آزمایشگاهی موجود مقایسه شده است.

Planck constant	ثابت پلانک	Retarded electromagnetic	موج های معوق
Hamaker constant	ثابت هامکر	waves	الکترومغناطیسی

مراجع

1. Farrokhhabadi, A., Rach, R., and Abadyan, M., "Modeling the static response and pull-in instability of CNT nanotweezers under the Coulomb and van der Waals attractions", *Physica E: Low-dimensional Systems and Nanostructures*, Vol. 53, pp. 137-145, (2013).
2. Wang, G. W., Zhang, Y., Zhao, Y. P., and Yang, G.-T., "Pull-in instability study of carbon nanotube tweezers under the influence of van der Waals forces", *Journal of Micromechanics and Microengineering*, Vol. 14(8), pp. 1119, (2004).
3. Farrokhhabadi, A., Koochi, A., Kazemi, A., and Abadyan, M., "Effects of size-dependent elasticity on stability of nanotweezers", *Applied Mathematics and Mechanics*, Vol. 35(12), pp. 1573-1590, (2014).
4. Ramezani, A., "Stability analysis of electrostatic nanotweezers", *Physica E: Low-dimensional Systems and Nanostructures*, Vol. 43(10), pp. 1783-1791, (2011).
5. Keivani, M., Koochi, A., Sedighi, H. M., Abadyan, M., Farrokhhabadi, A., and Shahedin, A. M., "Effect of surface layer on electromechanical stability of tweezers and cantilevers fabricated from conductive cylindrical nanowires", *Surface Review and Letters*, Vol. 23(02), pp. 1550101, (2016).
6. Koochi, A., Hosseini-Toudeshky, H., and Abadyan, M., "A modified model for stability analysis of narrow-width NEMS tweezers: Corrections due to surface layer, scale dependency and force distributions", *ScientiaIranica*, Vol. 24(2), pp. 673-683, (2017).
7. Moon, F. and Pao, Y.H., "Magnetoelastic buckling of a thin plate", *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 35(1), pp. 53-58, (1968).
8. Moon, F. and Pao, Y. H., "Vibration and dynamic instability of a beam-plate in a transverse magnetic field", *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 36(1), pp. 92-100, (1969).
9. Miya, K., Takagi, T., and Ando, Y., "Finite-element analysis of magnetoelastic buckling of ferromagnetic beam plate", *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 47(2), pp. 377-382, (1980).
10. Eringen, A. C., "Theory of electromagnetic elastic plates", *International Journal of Engineering Science*, Vol. 27(4), pp. 363-375, (1989).
11. Lee, J. S., "Destabilizing effect of magnetic damping in plate strip", *Journal of Engineering Mechanics*, Vol. 118(1), pp. 161-173, (1992).

12. Shih, Y. S., Wu, G. Y., and Chen, E. J., "Transient Vibrations of a Simply-Supported Beam with Axial Loads and Transverse Magnetic Fields", *Journal of Structural Mechanics*, Vol. 26(2), pp. 115-130, (1998).
13. Librescu, L., Hasanyan, D., and Ambur, D. R., "Electromagnetically conducting elastic plates in a magnetic field: modeling and dynamic implications", *International Journal of Non-Linear Mechanics*, Vol. 39(5), pp. 723-739, (2004).
14. Wu, G., "The analysis of dynamic instability and vibration motions of a pinned beam with transverse magnetic fields and thermal loads", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 284(1-2), pp. 343-360, (2005).
15. Kojima, H., Nagaya, K., Shiraishi, H., and Yamashita, A., "Nonlinear vibrations of a beam with a mass subjected to alternating electromagnetic force", *Bulletin of JSME*, Vol. 28(237), pp. 468-474, (1985).
16. Liu, M. F. and Chang, T. P., "Vibration analysis of a magneto-elastic beam with general boundary conditions subjected to axial load and external force", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 288(1-2), pp. 399-411, (2005).
17. Kiani, K., "Magneto-elasto-dynamic analysis of an elastically confined conducting nanowire due to an axial magnetic shock", *Physics Letters A*, Vol. 376(20), pp. 1679-1685, (2012).
18. Kiani, K., "Magneto-thermo-elastic fields caused by an unsteady longitudinal magnetic field in a conducting nanowire accounting for eddy-current loss", *Materials Chemistry and Physics*, Vol. 136(2-3), pp. 589-598, (2012).
19. Narendar, S., Gupta, S., and Gopalakrishnan, S., "Wave propagation in single-walled carbon nanotube under longitudinal magnetic field using nonlocal Euler-Bernoulli beam theory", *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 36(9), pp. 4529-4538, (2012).
20. Yaghoobi, M. and Koochi, A., "Electromagnetic instability analysis of functionally graded tapered nano-tweezers", *Physica Scripta*, Vol. 96(8), pp. 085701, (2021).
21. Barati, A., Adeli, M.M., and Hadi, A., "Static torsion of bi-directional functionally graded microtube based on the couple stress theory under magnetic field", *International Journal of Applied Mechanics*, Vol. 12(2), pp. 2050021, (2020).
22. Ghaffari, S. and Abdelkefi, A., "Thermoelastic modeling and comparative analysis of biomass sensors under rippling deformation and magnetic field", *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 92, pp. 196-222, (2021).
23. Sedighi, H. M., Malikan, M., Valipour, A., and Žur, K. K., "Nonlocal vibration of carbon/boron-nitride

- nano-hetero-structure in thermal and magnetic fields by means of nonlinear finite element method", *Journal of Computational Design and Engineering*, Vol. 7(5), pp. 591-602, (2020).
24. Koochi, A., Abadyan, M., and Gholami, S., "Electromagnetic instability analysis of nano-sensor", *The European Physical Journal Plus*, Vol. 136(1), pp. 1-12, (2021).
 25. Sedighi, H. M., Ouakad, H.M., Dimitri, R., and Tornabene, F., "Stress-driven nonlocal elasticity for the instability analysis of fluid-conveying C-BN hybrid-nanotube in a magneto-thermal environment", *Physica Scripta*, Vol. 95(6), p. 065204, (2020).
 26. Ejike, U. B., "The plane circular crack problem in the linearized couple-stress theory", *International Journal of Engineering Science*, Vol. 7(9), pp. 947-961, (1969).
 27. Yang, F., Chong, A., Lam, D. C. C., and Tong, P., "Couple stress based strain gradient theory for elasticity", *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 39(10), pp. 2731-2743, (2002).
 28. Eringen, A.C. and Edelen, D., "On nonlocal elasticity", *International Journal of Engineering Science*, Vol. 10(3), pp. 233-248, (1972).
 29. Lam, D.C., Yang, F., Chong, A., Wang, J., and Tong, P., "Experiments and theory in strain gradient elasticity", *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, Vol. 51(8), pp. 1477-1508, (2003).
 30. Hadjesfandiari, A. R. and Dargush, G. F., "Couple stress theory for solids", *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 48(18), pp. 2496-2510, (2011).
 31. Kiani, K., "Vibration and instability of a single-walled carbon nanotube in a three-dimensional magnetic field", *Journal of Physics and Chemistry of Solids*, Vol. 75(1), pp. 15-22, (2014).
 32. Hasanyan, D.J., Librescu, L., and Ambur, R.D., "Buckling and postbuckling of magnetoelastic flat plates carrying an electric current", *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 43, pp. 4971-4996, (2006).
 33. Hayt J., W. H., Buck, J.A., and Akhtar, M. J., "Engineering Electromagnetics", McGraw-Hill Education, (2020).
 34. Boström, M. and Sernelius, B. E., "Fractional van der Waals interaction between thin metallic films", *Physical Review B*, Vol. 61(3), pp. 2204, (2000).
 35. Klimchitskaya, G., Mohideen, U., and Mostepanenko, V., "Casimir and van der Waals forces between two plates or a sphere (lens) above a plate made of real metals", *Physical Review A*, Vol. 61(6), pp. 062107, (2000).
 36. Zhao, Y. P., Wang, L., and Yu, T., "Mechanics of adhesion in MEMS—a review", *Journal of Adhesion Science and Technology*, Vol. 17(4), pp. 519-546, (2003).

37. He, J. H., "Homotopy perturbation technique", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 178(3-4), pp. 257-262, (1999).
38. Chang, J., Min, B.K., Kim, J., Lee, S.J., and Lin, L., "Electrostatically actuated carbon nanowire nanotweezers", *Smart Materials and Structures*, Vol. 18(6), pp. 065017, (2009).

Stability Analysis of Nano-Wire Made Tweezers in Magnetic Flux

Ali Koochi¹ Masoud Goharimanesh²
 Mohammad Reza Gharib³

1. Introduction

With the new development in nanotechnology, the use of nano-wires for manufacturing ultra-small structures such as nano-switches, nano actuators, nano-sensors, and nano-tweezers has increased rapidly. Nano-wire manufactured tweezers are composed of two cantilever conductive nano-wires (arms) with a small separation in between, utilized to manipulate nanoelements, investigate nanoparticle interaction, and measure the characteristics of nanomaterials. The pull-in voltage of nano-tweezers limits the tweezing range and hence the size of the objects, which can be manipulated by the nano-tweezers. Therefore, previous researches have examined the influence of different phenomena on the stable actuating range and the pull-in instability parameters of nano-tweezers. However, the impacts of the magnetic field on the pull-in instability of nano-tweezers have not been investigated yet.

The present work investigates the influence of a longitudinally magnetic field on the pull-in instability of nano-wire-based tweezers by considering the Casimir and van der Waals attraction. To simulate the size dependency of materials, the equations of motion of the nano-tweezers are constructed within the framework of the consistent couple stress theory (C-CST). A semi-analytical solution based on the Homotopy Perturbation Method (HPM) is developed to investigate the pull-in parameters. The obtained results are validated by comparing with the numerical solution as well as those available in the literature.

2. Modeling

A schematic view of nano-tweezers is shown in Figure 1. These nano-tweezers consist of two perfectly conducting nano-wires of length L with a circular cross-section of radius R . The initial distance between the two arms of nano-tweezers is D .

Each arm of nano-tweezers is modeled as a cantilever beam. It is subjected to a uniform static

magnetic field. Using the consistent couple stress theory and governing the strain energy of bulk (U_B), the bending strain energy is derived after some elaboration and integration over the beam volume (1).

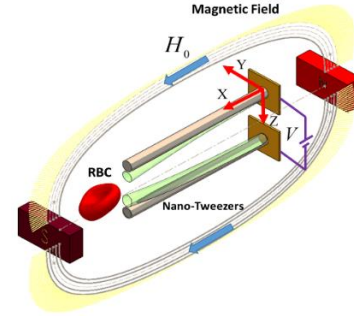


Figure 1. Schematic view of nano-tweezers

$$U_B = \frac{1}{2} \int_0^L \left[(EI + 4\mu A l^2) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial X^2} \right)^2 \right] dX \quad (1)$$

After some mathematical elaborations, the governing equation is obtained as:

$$(1 + \delta) \frac{d^4 w}{dx^4} - \xi \frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{\beta^2}{2(1-2w) \ln^2(2k(1-2w))} + \begin{cases} \frac{2\eta_{\text{Cas}} [1 + \ln(k(1-2w))]}{(1-2w)^3 \ln^3(k(1-2w))} & \text{Casimir} \\ \frac{\eta_{\text{vdW}}}{2(1-2w)^{5/2}} & \text{vdW} \end{cases} \quad (2)$$

and the boundary conditions are:

$$\begin{aligned} w(0) = \frac{dw}{dX}(0) &= 0 \\ \frac{d^3 w}{dX^3}(1) = \frac{d^2 w}{dX^2}(1) &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

3. Simulation and Results

Equation (2) is a nonlinear differential equation, and there is no exact solution to it. Therefore, we use the Homotopy Perturbation Method (HPM) to obtain a semi-analytic solution for this equation. In the absence of comprehensive experimental

¹. Corresponding Author, Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Torbat Heydarieh, Torbat Heydarieh, Iran. Email: a.koochi@torbath.ac.ir

². Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Torbat Heydarieh, Torbat Heydarieh, Iran

³. Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Torbat Heydarieh, Torbat Heydarieh, Iran

work and analysis on the instability behavior of nano-tweezers made of immersed nano-wires in a magnetic field, the model's results in a particular case (without magnetic field) are compared and finally confirmed.

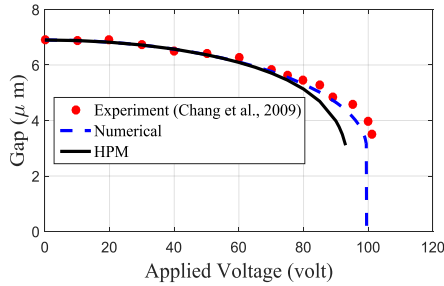


Figure 2. The distance of the tip of nano-tweezers in terms of different applied voltages: comparison with experimental results

Continuing the simulation, Figure 3 shows that increasing the size parameter surges the pull-in voltage. In addition, this figure shows that Casimir and van der Waals forces reduce the pull-in voltage of nano-tweezers.

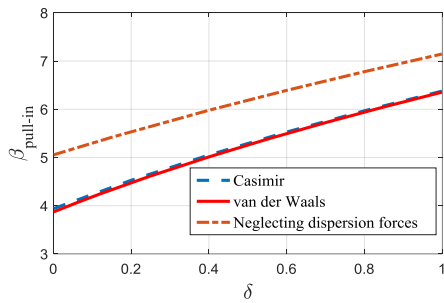


Figure 3. The effect of size dependence on the pull-in voltage of nano-tweezers

Figure 4 shows the effect of a magnetic field on the performance range of nano-tweezers. The results presented in this figure indicate that an external magnetic field can reduce the performance range of nano-tweezers. Also, increasing the intensity of the external magnetic field leads to a further decrease in the performance range of nano-tweezers.

The parameter γ in Figure 4 shows the ratio of the diameter of the smallest particle manipulated by the nano-tweezers to the initial distance between the two arms. This parameter is inversely related to the performance range of nano-tweezers.

Figure 5 shows the effect of Casimir and van der Waals forces on pull-in voltage. The results show that with increasing Casimir and van der Waals forces, the pull-in voltage decreases.

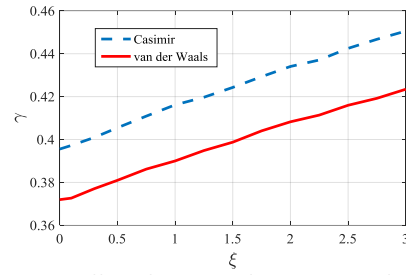


Figure 4. The effect of magnetic field on the performance range of nano-tweezers

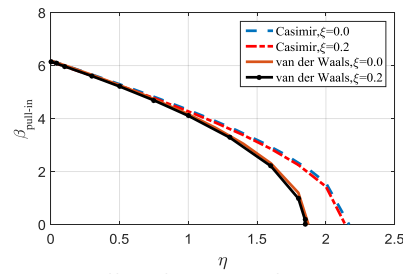


Figure 5. The effect of dispersion forces on the pull-in voltage of nano-tweezers

4. Conclusion

This study presents a mathematical model for investigating the electromagnetic instability of nano-tweezers made of nano-wire. The effect of the induced longitudinal magnetic field in the model is considered through proper modeling of Lorentz's body force. The governing equation of nano-tweezers is obtained based on the consistent couple stress theory to consider the size dependence.

In addition, the effect of the Casimir and van der Waals forces on the final equation is considered. A semi-analytical response based on the Homotopy perturbation method (HPM) is presented to solve the nonlinear equation governing nano-tweezers deformation. The results are compared with the numerical solution as well as the results of existing experimental tests. The outcomes show that the size dependency has a hardening effect and increases the instability voltage. Regarding nano-tweezers, the effect of size dependence leads to an increase in the performance range of nano-tweezers, but in the case of ignoring the effect of dispersion forces (i.e., Casimir and vdW force), the performance range of nano-tweezers is independent of the dimensionless parameter of the size effect.

Examining the influence of the magnetic field on the pull-in behavior of nano-tweezers revealed that an increase in the magnetic field decreases the pull-in voltage. Similarly, if the nano-tweezers have higher permeability, their pull-in voltage reduces significantly due to the magnetic field.

تغییر اندازه توربین شعاعی یک توربوشارژر برای استفاده در موتوری با احتراق رقیق*

مقاله پژوهشی

مهیار مفاخری^(۱) اسرا امانی^(۲) علی مددی^(۳)

چکیده هدف اصلی این مقاله شبیه سازی عددی توربین شعاعی توربوشارژر یک موتور احتراق داخلی و بازطراحی آن است. یکی از روش های کاهش میزان آلاینده ها، کاهش دمای محفظه احتراق با استفاده از احتراق رقیق است. بدین منظور لازم است که موتور با جریان هوای بیشتری کار کند. برای دستیابی به جریان هوای بیشتر لازم است که تغییراتی در هندسه توربوشارژر اعمال شود. در گام نخست، سعی شده است شبیه سازی عددی مناسب برای این مسئله انجام شود، سپس روش عددی مناسب یافت شده است و اعتبارسنجی آن مطابق با داده های تجربی انجام می شود. در ادامه، تغییر اندازه توربوشارژر انجام و برای افزایش جریان، سناریو متفاوت پیشنهاد می شود و با استفاده از شبیه سازی عددی، عملکرد آن ها ارزیابی می شود. در سناریو اول، فقط شعاع منحنی هاب کاهش می یابد که منجر به افزایش نیم درصدی جریان عبوری می شود. در سناریو دوم، شعاع شراذ افزایش و شعاع هاب کاهش می یابد که نتیجه آن تغییر هفت درصدی نرخ جریان بوده است. در سناریو سوم، شعاع ورودی و شعاع شراذ افزایش و شعاع هاب کاهش می یابد؛ این تغییر هندسه منجر به افزایش یازده درصدی جریان عبوری می شود. در نهایت در سناریو چهارم، هندسه توربین بدون هیچ محدودیتی تغییر می یابد و جریان عبوری بیست درصد افزایش پیدا می کند. در کم هزینه ترین سناریو افزایش چشمگیری در دبی جرمی ایجاد نشده، در سناریو کم هزینه دوم ۷ درصد، در سناریو نسبتاً کم هزینه سوم ۱۱ درصد و در سناریو پرهزینه چهارم ۲۰ درصد افزایش دبی جرمی در شبیه سازی عددی مشاهده شده است. همچنین درباره بازده سکون به سکون هم در سناریوهای اول و دوم تغییرات محسوسی دیده نشده و در سناریو سوم افزایش سه درصدی بازده حاصل شده است. لازم به ذکر است که سناریو چهارم عملاً بازطراحی توربین نبوده و براساس روش های ذکر شده در بخش مقدمه به روش کلاسیک طراحی شده است.

واژه های کلیدی توربین شعاعی، توربوشارژر، شبیه سازی عددی، CFD، تغییر اندازه.

مقدمه

طراحی یک بعدی مطالعه شوند تا با توسعه آن ها قیدها و شرایط مختلف روی مسئله اعمال شود. در ادامه، توضیح مختصری درباره مزایای احتراق رقیق بیان می شود و به مرور روش های طراحی یک بعدی و بازطراحی بررسی می شوند.

کاهش ابعاد وسایل استفاده شده موجب صرفه جویی در هزینه ساخت می شود و به حفظ محیط زیست کمک شایانی می کند. موتورهای احتراق داخلی هم از این قاعده مستثنا نیستند. توربوشارژرها از یک توربین و

موتور احتراق داخلی با شرایط استوکیومتری در حال کار است و به دلیل دمای زیاد احتراق استوکیومتری باعث تجزیه نیتروژن و ایجاد آلاینده ها می شود. برای کاهش دمای احتراق و بهبود میزان آلایندگی نیاز است حجم هوای وارد شده به موتور افزایش یابد که نتیجه آن گسترده گی در پیچه ورودی توربین است. هدف این پژوهش یافتن کم هزینه ترین روش برای افزایش دبی جرمی توربین است. بدین منظور لازم است روش های

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۰/۵/۲ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۶/۲۸ می باشد.

(۱) کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران

(۲) دانشجوی کارشناسی، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران

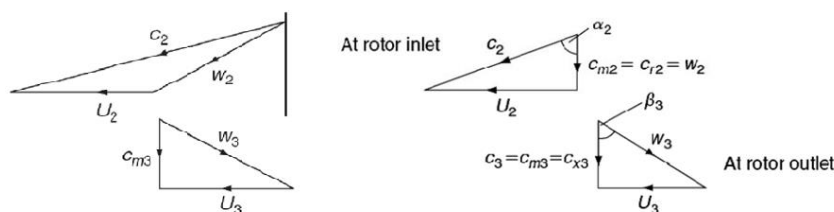
(۳) نویسنده مسئول: استادیار، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران، Email: Ali.Madadi@aut.ac.ir

باتوجه به این که هدف از این پژوهش بازطراحی توربین موجود با استفاده از شبیه سازی عددی است، بررسی روش های طراحی توربین ها از اهمیت ویژه ای برخوردار می شود. روش ویتفیلد [3,4] و روش آنژیر [5] مرسوم ترین روش های طراحی توربین های شعاعی هستند و سایر روش ها، برگرفته از این ۲ روش هستند. چن [6] با استفاده از زوایای مثبت، منفی و صفر روشی برای بهینه سازی توربین شعاعی ارائه کرده است. احمد دابو و همکارانش [7] با استفاده از حل عددی و کوپل حل با روش بهینه سازی جست و جوی تصادفی، بازدهی یک پره حاصل از بازطراحی سه بعدی را از ۸۳ درصد به ۸۹ درصد افزایش دادند. در مقاله یادشده در مرجع [8] سورخا یک میکروتوربین شعاعی را با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه سازی کرده است و نتیجه کار، کاهش ۲ میلی متری شعاع ریشه بوده است. در نهایت میلر (مرجع [9]) با استفاده هم زمان از الگوریتم ژنتیک و شبکه عصبی، توربین شعاعی یک توربوشارژر را بهینه سازی کرده و راندمان از ۷۵ درصد به ۸۰ درصد افزایش یافته است. در پژوهش [11] ایچورن با استفاده از قیدهای مناسب و سپس پیاده سازی روش های بهینه سازی اقدام به بازطراحی یک توربین شعاعی کرده است (البته این پژوهش روی یک توربین با استاتور هندسه متغیر انجام شده است) و هدف از بازطراحی فقط افزایش بازدهی است، برخلاف مسئله پژوهش حاضر که هدف اصلی افزایش دبی بوده و اهمیت افزایش بازدهی در سایر مراحل قرار می گیرد.

کمپرسور که معمولاً روی یک محور قرار گرفته، ساخته شده است [1] و در این زمینه کمک زیادی به دنیای مهندسی کرده اند؛ در واقع در توربوشارژرها با استفاده از افزایش فشار و دبی جرمی ورودی، کاهش اندازه موتور را امکان پذیر می کند و این کاهش اندازه موتور، کاهش مصرف سوخت را نیز به دنبال دارد.

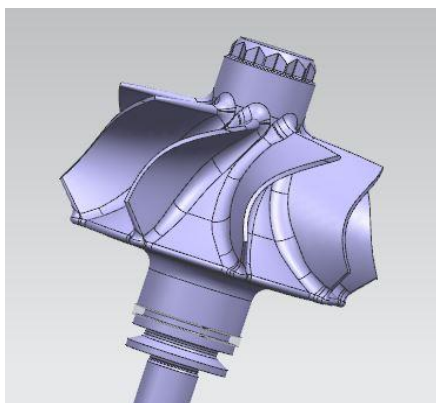
توربین ها به دو دسته کلی توربین شعاعی و توربین محوری تقسیم بندی می شوند. در مصارفی که به تولید انرژی اندکی نیاز دارند، مانند موتور خودرو ها یا ماشین آلات صنعتی، استفاده از توربین های شعاعی گزینه مناسبی است؛ زیرا در جریان های پایین در یک طبقه، نسبت فشار بالایی تولید می کنند. بنابراین، در توربین میکرو، توربین ها، توربوشارژرها و توربین های ارزان قیمت به کار گرفته می شود [2].

از دیدگاه جریان، توربین های شعاعی به ۲ دسته جریان داخلی و جریان خارجی تقسیم می شوند. در توربین های شعاعی جریان خارجی، جریان خارجی از شعاع کمتر به سمت شعاع بیشتر حرکت می کند و در طی انبساط جریان، کار تولید می شود. در توربین های جریان داخلی، جریان داخلی از شعاع بیشتر به شعاع کمتر می رود و بسته به این که جریان در چه زاویه ای وارد می شود، به دو نوع ۹۰ درجه (جریان کاملاً شعاعی وارد می شود) و غیر ۹۰ درجه (به این نوع توربین ها، توربین های کانتیلور گفته می شود) تقسیم می شوند. در شکل (۱)، مثلث های سرعت توربین شعاعی جریان داخلی ۹۰ درجه و غیر ۹۰ درجه نشان داده شده است [3].

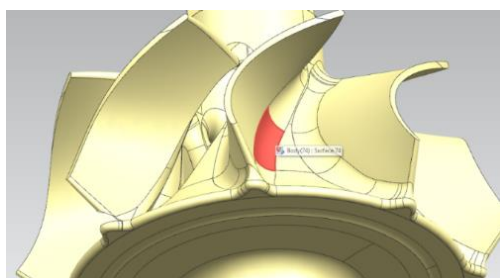


شکل ۱ مثلث های سرعت مربوط به توربین شعاعی جریان داخلی ۹۰ درجه (سمت راست) و غیر ۹۰ درجه (سمت چپ) [3]

نمی‌کند). در شکل (۳) پرۀ توربین بدون فیلِت نشان داده شده است. در ادامه با دستور منحنی‌های پارامتر ثابت، پرۀ مربوط به توربین جداسازی می‌شود؛ به این ترتیب می‌توان نمای نصف‌النهار و نمای سه‌بعدی پرۀ را برای شبیه‌سازی عددی استخراج کرد (شکل ۴).



شکل ۲ هندسۀ توربین استخراج‌شده با نرم‌افزار کتیا

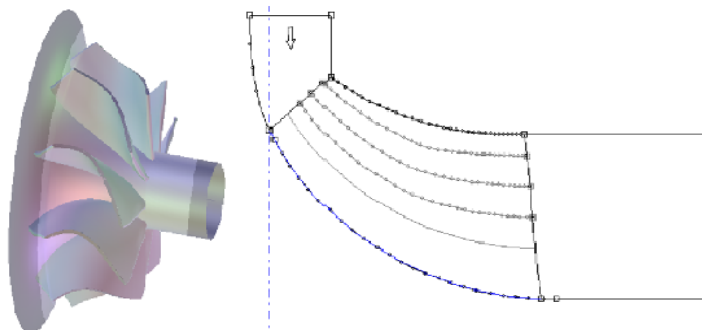


شکل ۳ نمای پرۀ توربین با فیلِت حذف‌شده

در این پژوهش ابتدا هندسۀ توربین استخراج و با استفاده از نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس شبیه‌سازی شده است. پس از آن با استفاده از داده‌های تجربی صحت‌سنجی شبیه‌سازی عددی انجام شده است. در مرحله بعدی با استفاده از روش‌های طراحی یک‌بعدی و نوآورانه، سعی شده است هزینه‌های بازطراحی توربین کم شود و در نهایت چهار سناریو که هرکدام قیده‌های مختلفی برای طراحی دارند، بررسی شده است. در سناریو اول نیازی به تغییر پوستۀ توربوشارژر نیست. در سناریو دوم پوسته باید براده‌برداری شود (اما تغییرات به حدی است که با براده‌برداری امکان‌پذیر باشد). در سناریو سوم ورودی و خروجی هم تغییر کرده‌اند که نیاز است پوسته برش‌کاری و سپس جوش‌کاری شود و در آخر سناریو چهارم با اجرای بدون قید کد طراحی یک‌بعدی اجرا می‌شود. پس از ارائه سناریوها هرکدام از سناریوها شبکه‌بندی و با شرایط یکسانی مقایسه شده‌اند و بهترین آن‌ها برای طراحی انتخاب و نمایش داده می‌شود.

استخراج هندسه

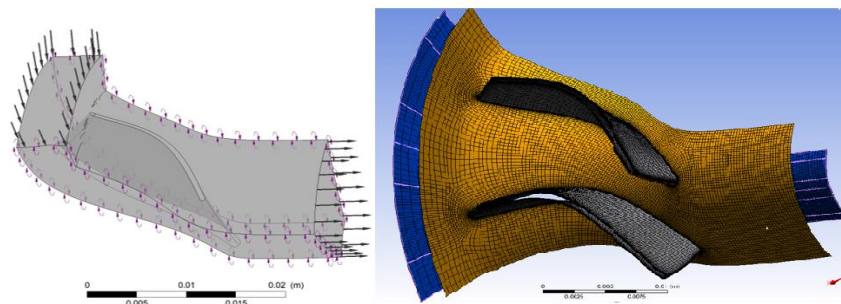
هندسۀ توربین با نرم‌افزار کتیا جداسازی شده است (شکل ۲). سپس با استفاده از نرم‌افزار ان‌ایکس، برای سادگی شبکه‌بندی و کاهش زمان حل، فیلِت پرۀ حذف می‌شود (این موضوع به ماهیت هندسه لطمه‌ای وارد



شکل ۴ نمای نصف‌النهار پرۀ توربین (تصویر سمت راست) و نمای سه‌بعدی پرۀ توربین (تصویر سمت چپ)

جدول ۱ نوع حل و شرایط مرزی مسئله شبکه‌بندی

شرط مرزی مدنظر	قیود اعمال شده در شرط مرزی
نوع حل و شرایط شبیه‌سازی	حل از نوع دقت بالا بوده و در شرایط پایا انجام شده است.
شرایط مرزی ورودی	دما و فشار سکون ورودی به عنوان شرط مرزی ورودی در نظر گرفته می‌شود. (به ترتیب ۱۰۰۰ کلوین و ۴ بار)
شرایط مرزی خروجی	فشار استاتیک خروجی به عنوان شرط مرزی خروجی در نظر گرفته می‌شود. (۱۸۰ کیلو پاسکال)
شرایط مرزی دیواره‌ها	بدون تنش برشی، بدون انتقال حرارت و زبری ۶ میکرون.
شرایط مرزی کانال حل	به صورت چرخش متناوب در نظر گرفته شده است.
شرایط اغتشاش	مدل اس‌اس‌تی و ضریب دیواره حدود ۱/۵ در نظر گرفته شده است. (در مدل اس‌اس‌تی، ضریب دیواره باید کمتر از ۵ در نظر گرفته شود)



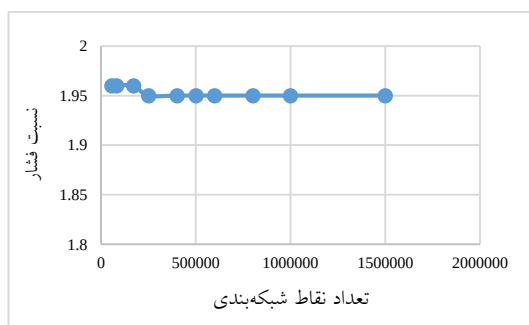
شکل ۴ شبکه‌بندی هندسه سه بعدی پره (تصویر سمت راست) و شرایط مرزی کانال حل (تصویر سمت چپ)

شرایط شبیه‌سازی عددی و شرایط مرزی

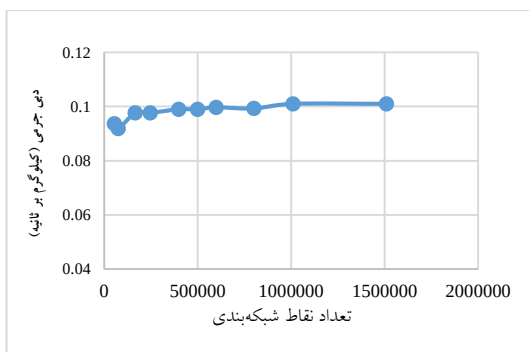
شبکه محاسباتی به حالت خودکار و با نرم‌افزار توربوگرید تولید شده و از نوع سازمان‌یافته بوده و در حالت لایه مرزی قرار گرفته است. این شبکه دارای پانصد هزار نقطه برای میدان محاسباتی جریان هندسه بوده که طبق الگوریتم استقلال از شبکه، حاصل شده است. حل شبکه محاسباتی تولید شده از طریق نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس بوده و نوع حل به همراه شرایط مرزی حل در جدول (۱) توضیح داده شده است. در این پژوهش سیال عامل گاز ایدئال هوا با دمای خروجی از موتور در نقطه طراحی بوده و صرفاً افزایش دبی جرمی و نهایتاً افزایش کار که به انتقال توان بیشتر به کمپرسور و تزریق هوای بیشتر منجر می‌شود، بررسی شده است (همچنین

محصولات احتراق و اثر نسبت هوا به سوخت بررسی نشده است). در این حل، ضریب هم‌گرایی برای میانگین مربعی باقی‌مانده‌ها در حدود 10^{-6} در نظر گرفته می‌شود. شبیه‌سازی در حالت پایا انجام شده و شرایط مرزی ورودی روی دما و فشار سکون و شرایط مرزی خروجی روی فشار استاتیک تنظیم شده است؛ به علاوه، شرایط مرزهای کانال به صورت چرخش متناوب مدل‌سازی می‌شود. همچنین دیواره‌ها به صورت شرط مرزی بدون لغزش با ضریب زبری ۶ هستند. مدل توربولانسی از نوع مدل SST بوده و برای دقت بهتر شبکه محاسباتی به گونه‌ای طراحی شده است که ضریب دیواره ۱/۵ باشد. در شکل (۵) تصویر مربوط به شبکه‌بندی هندسه و شرایط مرزی کانال مشاهده می‌شود.

جدول‌های فشار و دبی جرمی برحسب تعداد نقاط شبکه استخراج شده است. همان‌طور که از شکل (۸) مشخص است، تغییرات منحنی نسبت فشار بعد از چهارصد هزار گره در شبکه‌بندی بسیار اندک بوده، به‌طوری‌که با چهاربرابر شدن تعداد نقاط شبکه تغییرات نسبت فشار کمتر از نیم درصد خواهد شد؛ در منحنی دبی (شکل ۹) شیب تغییرات بعد از پانصد هزار نقطه بسیار اندک است، به‌طوری‌که تغییرات جواب بین پانصد هزار نقطه و یک میلیون و پانصد هزار نقطه در حدود ۱/۱ درصد خواهد شد.



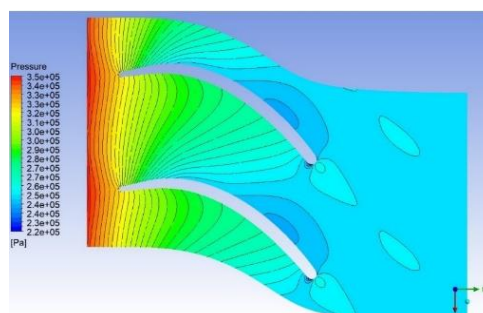
شکل ۸ استقلال شبکه محاسباتی. منحنی نسبت فشار برحسب تعداد نقاط



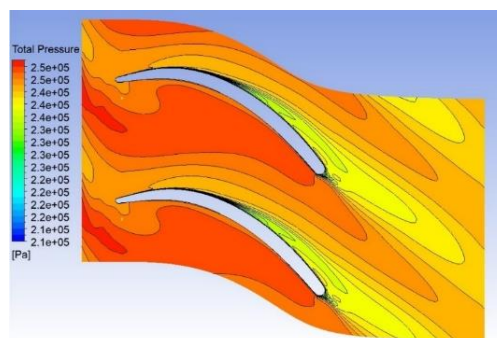
شکل ۹ استقلال شبکه محاسباتی برای منحنی دبی جرمی برحسب تعداد نقاط شبکه‌بندی

برای بررسی دقیق‌تر مقدار عددی نسبت فشار و دبی جرمی برحسب تعداد نقاط شبکه‌بندی، این مقادیر در جدول (۲) ذکر شده‌اند. محل کاهش شیب

برای اطمینان از حل شبکه‌بندی و عملکرد بهینه پره نمودارهای فشار برای پره رسم شده است. همان‌طور که از شکل (۶) مشاهده می‌شود، عدم شکستگی و تغییرات شدید جریان بیان‌کننده روند یکنواخت افت فشار و شکل‌گیری درست جریان در امتداد پره است. از طرفی نمودار فشار سکون در دستگاه نسبی، بیان‌کننده افت است. همان‌طور که از شکل (۷) مشخص است، به‌جز در سطح مکشی پره و لبه فرار، تغییراتی وجود ندارد و این موضوع بیان‌کننده عدم تشکیل شوک و جدایش در طول پره توربین است (جریان ماخ زیر ۱ دارد و در محدوده خفگی نیست).



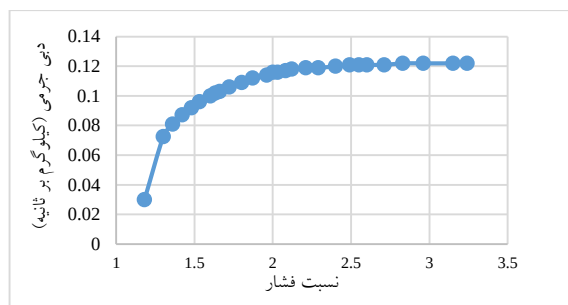
شکل ۶ توزیع فشار در شعاع میانی نقطه طراحی



شکل ۷ فشار سکون در دستگاه نسبی نقطه طراحی

استقلال از شبکه محاسباتی

پس از اطمینان از شکل‌گیری درست جریان در طول پره، استقلال از شبکه محاسباتی باید ارزیابی شود. برای اطمینان از استقلال شبکه محاسباتی، شبکه‌بندی‌های مختلفی ارزیابی شده‌اند و برای هر کدام نمودارها و



شکل ۱۰ منحنی عملکرد توربین

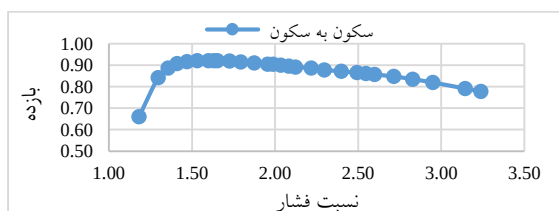
(دبی جرمی بر حسب نسبت فشار)

در ادامه روابط مورد نیاز برای محاسبه بازده سکون به سکون و بازده سکون به استاتیک به ازای نسبت فشارهای مختلف در روابط (۱ و ۲) معرفی شده اند. در رابطه (۱) که فشار خروجی فشار سکون است، راندمان آدیاباتیک سکون به سکون محاسبه می شود و در رابطه (۲) که فشار خروجی، فشار استاتیکی است، راندمان آدیاباتیک سکون به استاتیک محاسبه می شود.

$$\eta_{t-t} = \frac{(T_{01}/T_{02}) - 1}{(P_{01}/P_{02})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1} \quad (1)$$

$$\eta_{t-s} = \frac{(T_{01}/T_2) - 1}{(P_{01}/P_2)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1} \quad (2)$$

از شکل های (۱۰ و ۱۱)، نقطه ای با نسبت فشار ۲/۰۳، بازده سکون به سکون ۰/۹ و دبی جرمی ۰/۱ کیلوگرم بر ثانیه، به عنوان نقطه طراحی انتخاب می شود. این نقطه، در نزدیکی محدوده خفگی است و راندمانی نزدیک به بیشینه مقدار قابل حصول دارد.



شکل ۵ منحنی عملکرد توربین

(بازده توربین بر حسب نسبت فشار)

نمودارهای مسئله در بازه چهارصد هزار تا پانصد هزار نقطه اتفاق می افتد. به همین دلیل در این مقاله شش صد هزار نقطه برای شبکه بندی هندسه انتخاب می شود؛ زیرا در این مقدار تغییرات خاصی در نسبت فشار و دبی جرمی رخ نمی دهد و استقلال از شبکه محاسباتی به خوبی تضمین می شود.

منحنی عملکرد توربین

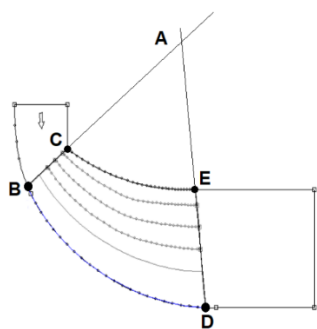
به منظور استخراج منحنی عملکرد توربین، ۳۲ شبیه سازی عددی با نرم افزار CFX در همه نقاط و همه مراحل فشار و دمای سکون ورودی ثابت بوده و با تغییر فشار استاتیک خروجی منحنی عملکرد رسم شده است. در این شبیه سازی ها، دما و فشار سکون ورودی معادل با ۱۰۰۰ کلوین و ۴ بار بوده و فشار خروجی از ۰ تا ۳ بار تغییر کرده است. در شکل (۱۰)، نمودار دبی جرمی بر حسب نسبت فشار رسم شده است. در این منحنی از حدود نسبت فشار ۲، دبی جرمی تقریباً ثابت می ماند؛ بنابراین نسبت فشار ۲ را می توان آغاز خفگی در نظر گرفت.

جدول ۲ مقدار عددی نسبت فشار و دبی جرمی براساس تعداد

نقاط شبکه بندی

تعداد نقاط شبکه بندی	نسبت فشار	دبی جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)
۶۰۰۰	۱/۹۷	۰/۰۹۳۶
۸۰۰۰	۱/۹۷	۰/۰۹۲۸
۱۷۰۰۰	۱/۹۶	۰/۰۹۷۶
۲۵۰۰۰	۱/۹۶	۰/۰۹۳۶
۴۰۰۰۰	۱/۹۵	۰/۰۹۸۴
۵۰۰۰۰	۱/۹۵	۰/۰۹۸۴
۶۰۰۰۰	۱/۹۵	۰/۰۹۹۲
۸۰۰۰۰	۱/۹۵	۰/۰۹۹۲
۱۰۰۰۰۰	۱/۹۵	۰/۱۰۰۰
۱۵۰۰۰۰	۱/۹۴	۰/۱۰۰۰

B فقط در امتداد خط AC و تغییرات نقطه D فقط در امتداد خط AE انجام می‌شود. در ادامه این سناریوها توضیح داده شده و به ترتیب از کم‌هزینه به پرهزینه مرتب شده‌اند. درواقع سناریوهای کم‌هزینه قیدهای بیشتری دارند که این قیدها باعث شده است هزینه تغییر آنها برای سازنده زیاد نباشد. سناریو چهارم حاصل خروجی اجرای کد طراحی بدون قید است. دلیل تغییرات شگرف نیز در همین مسئله مقیدنبودن این سناریو است. در جدول (۳) سناریوهای معرفی شده به صورت خلاصه بیان شده‌اند.



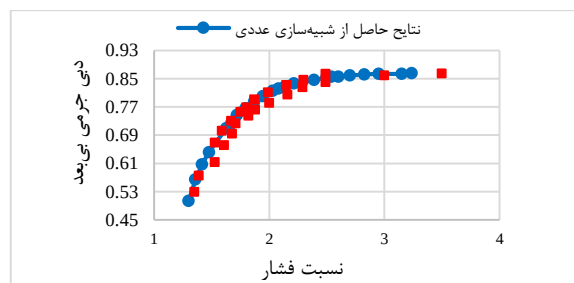
شکل ۱۳ نحوه تغییر نقاط ورود و خروج

سناریو اول

در این روش با ثابت نگه داشتن منحنی شراد، شعاع ورودی و خروجی در شعاع میانی، صرفاً منحنی هاب تغییر کرده و شعاع آن حدود ۰/۵ میلی‌متر کاهش یافته که حدود ۵ درصد شعاع کل است. نقطه قوت این روش در این است که به هیچ‌گونه تغییری در پوسته و بدنه توربوشارژر نیاز ندارد و صرفاً با تغییر پروانه ورودی می‌توان آن را عملی کرد. پس از به دست آمدن نقاط ورود و خروج هاب، منحنی هاب طبق تغییرات بی‌بعد از هندسه اولیه طبق کد طراحی به دست آمده است. توزیع زاویه‌ای نیز به صورت بی‌بعد از هندسه اولیه به دست آمده و در بازه تغییرات به دست آمده از کد طراحی اعمال شده است. برای محاسبه ضخامت نیز (مانند زاویه)، به صورت بی‌بعد از هندسه اولیه استفاده شده است، با این تفاوت که ضخامت بیشینه و کمینه آن طبق پیش‌بینی

صحت‌سنجی

صحت‌سنجی شبیه‌سازی عددی از طریق داده‌های تجربی موجود انجام می‌شود [10]. ذکر این نکته حائز اهمیت است که این داده‌ها به صورت بی‌بعد ثبت شده‌اند، بنابراین برای استفاده از این داده‌ها، نتایج خروجی را هم باید بی‌بعد شوند. از مقایسه نتایج تجربی و نتایج شبیه‌سازی عددی (شکل ۱۲) می‌توان به این نتیجه رسید که شبیه‌سازی عددی از دقت بالایی برخوردار است.



شکل ۱۲ نمودار صحت‌سنجی شبیه‌سازی عددی با نتایج تجربی [10]

سناریوها و روش‌های پیشنهادی برای افزایش

دبی جرمی

در این مقاله، با استفاده از کد طراحی بر روی هندسه توربین تغییراتی برای افزایش دبی جرمی اعمال می‌شود. سپس هر سناریو با استفاده از روش عددی صحت‌سنجی شده و در بخش قبل شبیه‌سازی شده است. چهار سناریو از طریق شبیه‌سازی عددی برای افزایش دبی جرمی توربین بررسی می‌شود. این سناریوها بسته به میزان تغییراتی که در شعاع هاب یا شراد یا هر دو انجام می‌شود، افزایش دبی و بازدهی را به دنبال دارند. در شکل (۱۳)، نمای نصف‌النهاری پره توربین همراه با نقطه A و خطوط ورود و خروج نشان داده شده است. نکته‌ای که باید به آن توجه کرد، این است که در سناریوهای اول، دوم و سوم نقطه حاصل از برخورد خط ورود و خروج پره ثابت می‌ماند. بنابراین، طبق شکل (۱۳)، تغییرات نقطه

هستند. پس از آن، تنظیمات صحت‌سنجی شده مجدداً با نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس انجام می‌گیرد.

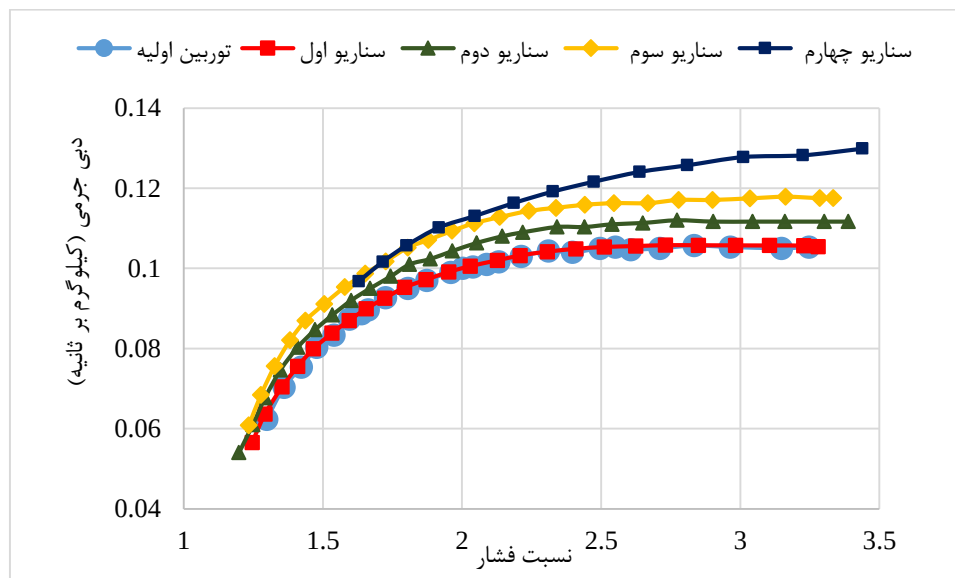
در ابتدا یک شبیه‌سازی عددی در نقطه طراحی انجام شده است تا نحوه شکل‌گیری جریان و توزیع فشار بررسی شود و اطمینان از حل صورت پذیرد. پس از اطمینان از صحت شکل‌گیری جریان با تغییر فشار خروجی، منحنی عملکرد این توربین به دست آمده است. همان‌طور که از شکل (۱۴) مشخص است، تغییرات جریان در این روش بسیار ناچیز بوده و در جریان خفگی فقط ۱ درصد افزایش جریان حاصل شده است. همچنین در شکل (۱۵) نیز منحنی بازده پره قابل‌رؤیت است. باتوجه به اطلاعات موجود در نمودارهای شکل (۱۴) و (۱۵)، می‌توان گفت این سناریو عملاً نتیجه مطلوبی ندارد و نمی‌توان از آن برای افزایش دبی جرمی استفاده کرد.

کد انجام شده است، درحالی‌که این ضخامت بیشینه و کمینه در ورودی و خروجی قرار ندارد. همان‌طور که از قبل گفته شد، این توربین کاملاً شعاعی نیست و ورودی آن زاویه دارد. برای به دست آوردن نقطه شروع و پایان هاب، روش‌های گوناگونی وجود دارد، از جمله ثابت‌نگهداشتن زاویه ورودی، ثابت‌نگهداشتن نقطه و ثابت‌نگهداشتن مرکز برخورد خطوط ورود و خروج که نهایتاً روش سوم اجرا شده است (شکل ۱۳).

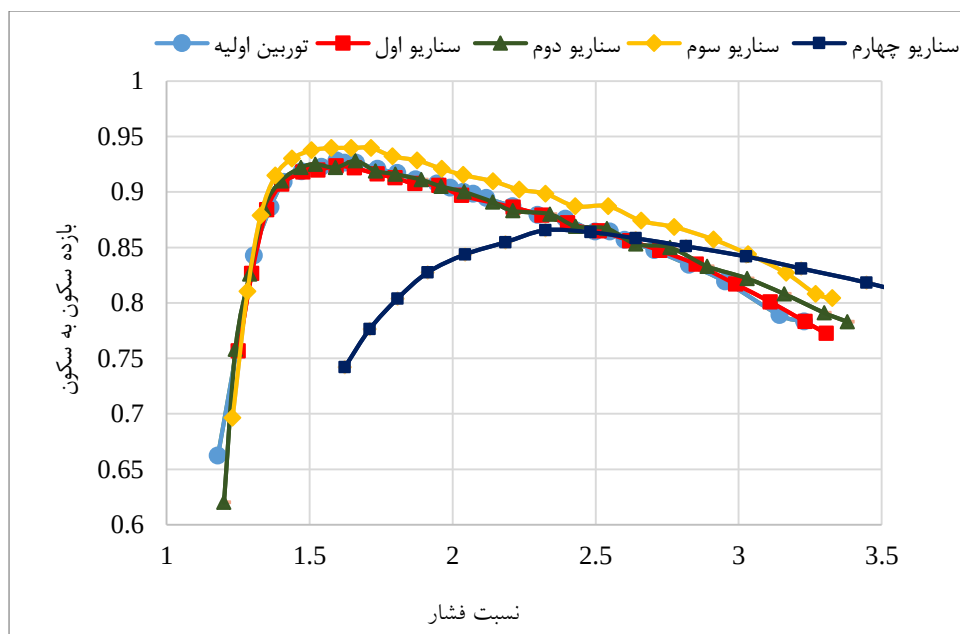
در این روش، منحنی هاب حدود ۰/۵ میلی‌متر به سمت محور منتقل شده است. نقطه ضعف این مسئله بحث سازه‌ای آن است که باتوجه به کوچک شدن قطر هاب باید ارزیابی شود. در نهایت پس از مشخص شدن هندسه، ماژول توربوگرید آن تنظیم و پیاده‌سازی شده و کیفیت نقاط بررسی شده از کیفیت مطلوبی برخوردار

جدول ۳ معرفی کیفی سناریوها

سناریو	جزئیات	هزینه و عملکرد
سناریو اول	منحنی‌های هندسی ورودی، خروجی و شراذ مقید شده‌اند و تغییرات تنها روی هاب اعمال شده است.	در این سناریو پوسته توربین بدون تغییر می‌ماند و صرفاً ایمپلر عوض می‌شود این سناریو کم‌هزینه‌ترین سناریو ممکن است، اما از نظر افزایش دبی عملکرد غیرقابل قبولی از خود ارائه داده است
سناریو دوم	منحنی‌های هندسی ورودی و خروجی ثابت است اما شراذ و هاب تغییر کرده‌اند.	در این سناریو سازنده باید پوسته توربین را براده‌برداری کند و میزان تغییرات شراذ هم به اندازه‌ای است که با براده‌برداری ساده امکان‌پذیر باشد. در این سناریو در عین کم‌هزینه‌بودن افزایش دبی قابل قبولی اتفاق افتاده است.
سناریو سوم	در این سناریو منحنی‌های هندسی ورودی و خروجی و مساحت‌های آن‌ها مقید نیستند، اما تغییرات محدودی دارند تا با برش‌کاری و تراشکاری پوسته، هندسه مدنظر قابل دستیابی باشد.	در این سناریو هزینه برش‌کاری و تراشکاری ولو، ورودی و خروجی توربین اضافه شده است، اما بازهم تغییرات به صورت مقید انجام شده است تا به تغییر پوسته نیاز نباشد. در این سناریو هزینه از سناریوهای قبلی بیشتر است، اما میزان افزایش دبی قابل توجه است.
سناریو چهارم	در این سناریو کد توسعه یافته طراحی به صورت نامقید و آزاد اجرا شده است.	در این روش عملاً پوسته توربین عوض می‌شود. عملاً این سناریو یک طراحی یک‌بعدی توربین شعاعی به روش‌های کلاسیک است که برای مقایسه ۳ سناریو قبلی باحالت آزاد انتخاب شده است، زیرا در این سناریو هزینه بسیار زیاد است و عملاً توربوشارژر عوض می‌شود.



شکل ۱۴ مقایسه دبی جرمی برحسب نسبت فشار برای سناریوهای مختلف و توربین اولیه



شکل ۱۷ مقایسه بازده برحسب نسبت فشار برای سناریوهای مختلف و توربین اولیه

سناریو دوم

در این سناریو منحنی هاب تغییر کرده و تغییرات آن دقیقاً برابر با تغییرات هاب در سناریو اول است؛ اما شعاع میانی در ورودی پره و همچنین شعاع میانی در خروجی پره ثابت فرض شده است. همچنین منحنی شراد تغییر کرده و شعاع آن حدود ۰/۵ میلی متر افزایش یافته است

که حدود ۵ درصد شعاع کل است. نقطه قوت این روش در این است که نیازی به تغییرات کلی در پوسته و بدنه توربوشارژر وجود ندارد و صرفاً با یک براده برداری ۰/۵ میلی متری و تعویض پروانه ورودی، افزایش دبی جرمی صورت می پذیرد. بقیه مراحل این سناریو مانند سناریو قبلی پیاده سازی شده است، به طوری که پس از

به دست آمدن نقاط ورود و خروج شراد، منحنی شراد طبق تغییرات بی بعد از هندسه اولیه به دست آمده است. همان طور که در سناریو اول گفته شد، این توربین کاملاً شعاعی نیست و ورودی آن زاویه دارد. برای به دست آوردن نقطه شروع و پایان هاب روش های گوناگونی وجود دارد که مانند سناریو قبلی نقطه A در شکل (۱۳) ثابت فرض شده است. در این سناریو منحنی شراد نیز دستخوش تغییر شده و همین مسئله باعث انبساط دهانه توربین شده است (درواقع هاب پره همان هاب سناریو گذشته است و شراد تغییر کرده است). در نهایت پس از مشخص شدن هندسه، مازول توربوگرید تنظیم شده روی آن پیاده و کیفیت نقاط بررسی شده، نشان دهنده کیفیت مطلوب آنها است. پس از آن با نرم افزار سی اف ایکس تنظیمات عیناً به همان طریق صحت سنجی شده انجام می گیرد.

در ابتدا یک حل در نقطه طراحی انجام شده است تا نحوه شکل گیری جریان و توزیع فشار بررسی شود و اطمینان از حل صورت پذیرد. پس از اطمینان از صحت شبیه سازی عددی، ۲۵ شبیه سازی عددی برای رسم منحنی عملکرد این توربین انجام شده است.

در منحنی شکل (۱۴) افزایش جریان سناریو دوم نسبت به سناریو اول به صورت محسوس بیشتر است، به طوری که جریان در محدوده خفگی حدود ۷ درصد افزایش یافته است. همچنین منحنی عملکرد بازده سناریو دوم در مقایسه با سایر سناریوها و توربین اولیه در شکل (۱۵) مشخص شده است. همان طور که دیده می شود، در منحنی بازده، تغییرات زیادی وجود ندارد. باتوجه به نمودارهای موجود در شکل (۱۴) و (۱۵) می توان گفت این سناریو برای افزایش جریان بدون تغییرات کلی در بدنه توربوشارژر قابل تأمل است.

سناریو سوم

در دو سناریو قبلی، شعاع میانی ورودی و طول محوری پره در شعاع میانی خروج، ثابت در نظر گرفته شده بود تا نیازی به تغییر در ولوت و خروجی نباشد؛ اما در این سناریو، تغییرات شعاع و طول محوری در شعاع میانی

نیز در کد طراحی عددی اعمال شده است، به صورتی که افزایش جریان ۱۵ درصدی به کد داده شده است. نکته درخور توجه این است که در این سناریو هم، نقطه A (توضیح داده شده در شکل (۱۳))، نقطه واصل لبه حمله و لبه فرار) ثابت در نظر گرفته شده است؛ بنابراین، از نظر ساختی این روش نسبت به دو روش قبلی هزینه بیشتری دارد؛ زیرا نیازمند تغییرات ورودی و خروجی بدنه توربوشارژر است، اما باز هم این تغییرات به حدی هستند که با براده برداری از ولوت و تغییراتی در دیفیوزر قابل انجام باشد. در این سناریو شعاع میانی ورودی حدود ۵ درصد افزایش یافته است که باتوجه به این تغییرات، در کد عددی زوایای جریان پیش بینی شده است و همچنین مانند دو حالت قبلی توزیع منحنی هاب و شراد و زاویه و ضخامت به صورت بی بعد از توربین اولیه استخراج شده است.

پس از استخراج هندسه، تولید شبکه با مازول تنظیم شده انجام و کیفیت مناسبی نیز حاصل شده است. پس از تولید شبکه، شبیه سازی عددی در نقطه طراحی انجام شده است تا با اطمینان از صحت شکل گیری جریان، منحنی های عملکرد توربین استخراج شود.

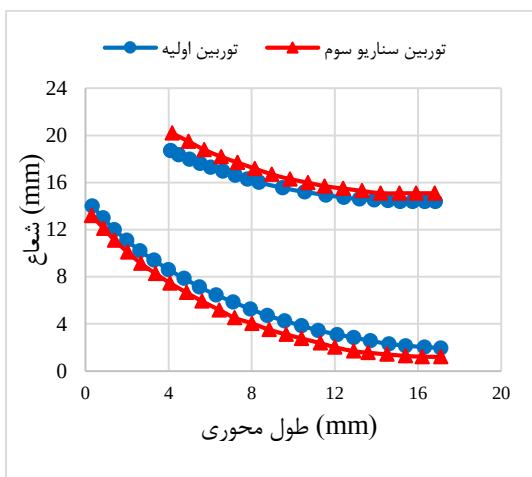
در شکل (۱۴) منحنی عملکرد جریان برحسب نسبت فشار برای سناریوهای مختلف در مقایسه با توربین اولیه نشان داده شده است. افزایش جریان در این سناریو به طور محسوس مشخص است، به طوری که در نقطه خفگی حدود ۱۱ درصد نسبت به توربین اولیه افزایش جریان ایجاد شده است. از منحنی شکل (۱۵) برداشت می شود که بازده توربین اندکی نسبت به توربین اولیه بیشتر شده است. همچنین باتوجه به افزایش ۱۱ درصدی جریان، سناریو سوم می تواند سناریو مناسبی برای افزایش جریان بدون تغییرات اساسی بدنه توربوشارژر باشد.

سناریو چهارم

در سه سناریو قبلی تلاش برای دستیابی به تغییرات اندک در طول محوری و شعاع ورودی جریان صورت انجام شده است. این محدودیت ها به این دلیل انجام

شده، همچنین حدود ۲ درصد بیشینه بازده افزایش یافته است (شکل ۱۵).

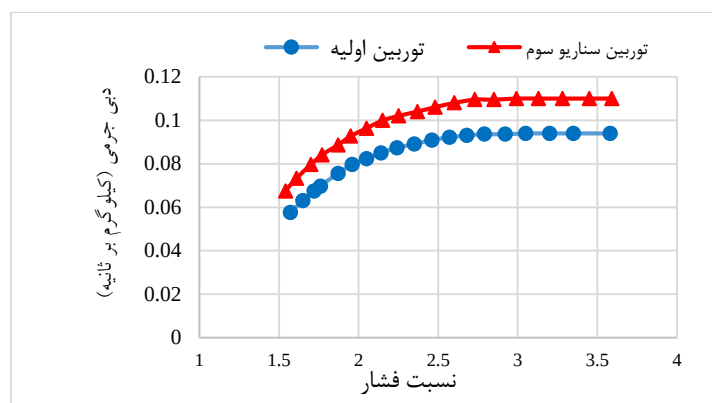
از بررسی سناریوهای فوق می‌توان به این نتیجه رسید که سناریو سوم نتایج نسبتاً خوبی به همراه داشته و در این سناریو افزایش ۱۱ درصدی دبی جرمی و افزایش ۲/۵ درصدی بازده اتفاق افتاده است. در سناریوهای اول و دوم بازدهی بهبودی نداشته و در سناریو چهارم به دلیل تغییر کلی توربین عملکرد آن کاملاً متفاوت شده است. سناریو سوم به هزینه ساخت کمتری نیاز دارد. در شکل (۱۶) نمای نصف‌النهاری توربین اولیه و توربین طراحی سوم نشان داده شده است. نمودار دبی جرمی برحسب نسبت فشار و نمودار بازده سکون به سکون برحسب نسبت فشار به ترتیب در شکل (۱۷ و ۱۸) نشان داده شده است. در نهایت با استفاده از تحلیل جریان روی هندسه پره حاصل از سناریو سوم، در شکل (۱۹) و (۲۰)، هندسه سه بعدی پره حاصل از سناریو سوم نشان داده شده است.



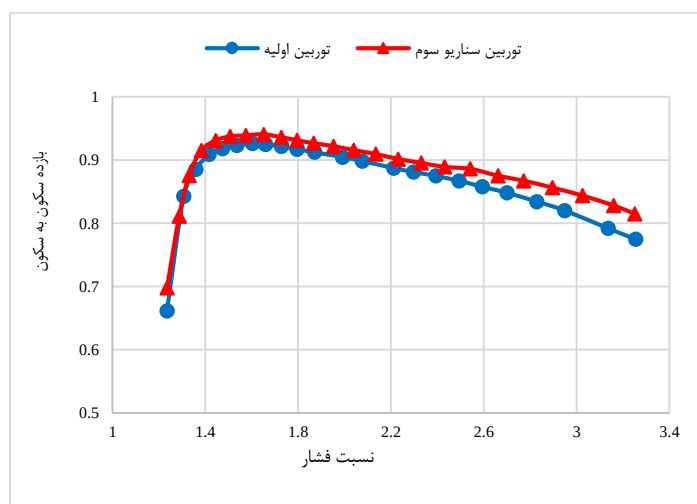
شکل ۱۶ نمای نصف‌النهاری توربین اول و توربین حاصل از طراحی سوم

شده که بدون تغییرات اساسی در بدنه توربوشارژر، صرفاً با براده برداری و تغییر پروانه ورودی به جریان و توان بالاتری بتوان رسید؛ اما با توجه به مسئله، این احتمال وجود دارد که نیاز به افزایش جریان بیش از ۱۱ درصد مدنظر باشد. در این صورت تغییرات شدیدی در ساختار توربین اولیه ایجاد می‌شود که نیازمند بازطراحی کامل اجزای توربین است. سناریو چهارم در واقع به صورت آزادانه برای افزایش ۲۰ درصدی جرم طراحی شده و هیچ محدودیتی بر روش طراحی یک بعدی صورت نگرفته است؛ به این معنا که به صورت آزادانه همه پارامترهای طراحی تغییر می‌کنند. در این سناریو، ورودی جریان به صورت کاملاً شعاعی و خروجی جریان به صورت کاملاً محوری فرض شده است. همان‌طور که در ابتدا گفته شد، در این سناریو بدنه به طور کلی دستخوش تغییرات می‌شود و عملاً باید به صورت کلی تغییر کند؛ اما توزیع زوایا و توزیع ضخامت طبق توزیع هندسه اولیه انجام شده است. لازم به ذکر است از شبیه سازی عددی حاصل، نتیجه گیری می‌شود که دبی جرمی گذرنده از توربین بیشتر از ۲۰ درصد افزایش نخواهد یافت و برای دستیابی به دبی جرمی گذرنده بیشتر، نیاز است که فشار سکون ورودی، فشار استاتیک خروجی، دما سکون ورودی و دور توربین تغییر کند.

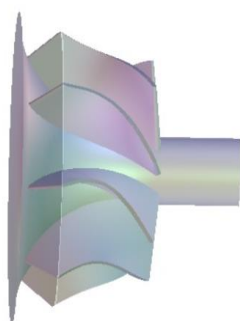
تولید شبکه این هندسه نیز با همان تنظیمات سناریوهای قبلی، در نرم افزار توربوگرید انجام شده است. تعداد ۱۵ حل عددی برای ترسیم منحنی عملکرد این توربین انجام شده است. از منحنی شکل (۱۴) مشخص است که این سناریو افزایش جریان قابل توجهی داشته، به طوری که جریان خفگی افزایش ۲۰ درصدی نسبت به توربین اولیه داشته است. به علت اختلاف به وجود آمده در ورودی و خروجی توربین و همچنین انتخاب نقطه طراحی در نسبت فشار بالاتر از بیشینه بازدهی، بیشینه بازده کمی به سمت فشارهای بالاتر منتقل



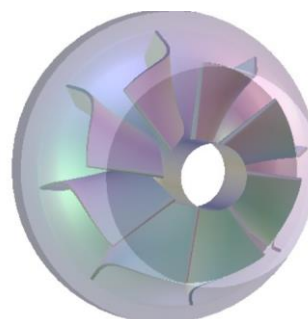
شکل ۸ نمودار بازدهی سکون به سکون برحسب نسبت فشار برای توربین اولیه و توربین حاصل از طراحی سناریو سوم



شکل ۹ نمودار بازدهی سکون به سکون برحسب نسبت فشار برای توربین اولیه و توربین حاصل از طراحی سناریو سوم



شکل ۱۰ هندسه پره سه بعدی حاصل از سناریو سوم
(نمای جانبی)



شکل ۱۱ هندسه پره سه بعدی حاصل از سناریو سوم
(نمای روبه رو)

نتیجه گیری

در این پژوهش تغییر اندازه یک توربوشارژر برای دستیابی به احتراق رقیق بررسی شده است. در ابتدا روش‌های طراحی یک‌بعدی برای توربین شعاعی بررسی شده و تغییراتی بر آن‌ها اعمال شده است تا مقیدسازی بخش‌های مختلف آن انجام گیرد، سپس منحنی عملکرد توربین اولیه با استفاده از شبیه‌سازی عددی رسم و با داده‌های تجربی شبیه‌سازی مقایسه و روش شبیه‌سازی عددی صحت‌سنجی شده است. برای دستیابی به احتراق رقیق، دبی جرمی هوای عبوری باید افزایش یابد، به همین دلیل منحنی هاب و شراد برای عبور دبی بیشتر تغییر داده شده است. در این تغییر سعی شده است که هندسه توربین حاصل مشابه توربین اولیه باشد و توزیع زوایای جریان مشابهی داشته باشند. در نهایت چهار سناریو ارائه شده است. در سناریو اول کد طراحی توسعه‌یافته با قیدهای قابل توجه زیادی انجام شده و فقط هاب تغییر کرده است تا نیازی به اصلاح پوسته نباشد. در سناریو دوم شراد هم تغییر کرده، اما تغییرات اندک بوده است تا با براده‌برداری قابل دستیابی باشد. در سناریو سوم علاوه بر هاب و شراد، ورودی و خروجی هم تغییر کرده‌اند که برش‌کاری ولوهای ورودی و خروجی انجام می‌شود، اما بازهم نیازی به تعویض پوسته نیست. در آخر، سناریو چهارم با اجرای آزاد کد طراحی شکل گرفته است. پس از شبیه‌سازی عددی با فرض تغییر کمتر هندسه توربین و هزینه ساخت کمتر، مشخص می‌شود که سناریو سوم بهترین پاسخ را برای افزایش دبی جرمی به دنبال دارد که در حدود ۱۱ درصد افزایش برای دبی جرمی داشته است. لازم به ذکر است همان‌طور که در مقاله [11] هم مشابه این اتفاق افتاده است، پس از مرحله اعمال قیدها و اثرشان و انتخاب سناریو مناسب، می‌توان به بهینه‌سازی پارامترهای محدودی از جمله توزیع زوایا از ورود تا خروج، توزیع

ضخامت، تعداد پره و منحنی شراد و هاب پرداخت تا علاوه بر بهبود دبی جرمی، بازدهی‌های مطلوب‌تری حاصل شود. در واقع پیاده‌سازی روش‌های بهینه‌سازی پس از پیدا کردن این قیدها باید انجام شود که به عنوان پیشنهاد برای پژوهش‌های آینده ارائه می‌شود. به‌طور کلی تغییرات هاب به‌تنهایی اثر اندکی در جرم عبوری داشته و باعث شکست سناریو اول این مسئله شده است. در سناریو سوم اما به دلیل تغییرات ورودی و خروجی میزان جرم ورودی به‌صورت قابل توجهی افزایش می‌یابد. این سناریو با توجه به این‌که از تعویض پوسته بی‌نیاز است، باعث صرفه‌جویی چشمگیری در هزینه‌ها می‌شود.

واژه نامه

Isotropic curve	منحنی پارامترهای ثابت
Meridional	نمای نصف‌النهاری
RMS- Residual	ریشه میانگین مربعات باقی‌مانده‌ها
High Resolution	دقت بالا
Rotational periodicity	متناوب دورانی
Tip	نوک پره
Hub	ریشه پره
Velocity Triangle	مثلث سرعت
Simulation	شبیه‌سازی
Validation	صحت‌سنجی
Working Fluid	سیال عامل
Performance Curve	منحنی عملکرد

مراجع

1. Alaviyoun, S.S. and M. Ziabasharhagh. "Experimental thermal investigation of turbocharger in internal combustion engine and considering effect of electrical water pump on heat soak test", *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, pp. 266-274, (2018).
2. Whitfield, A." The preliminary design of radial inflow turbines", in ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, *American Society of Mechanical Engineers*, (1989).
3. Aungier, R.H "Turbine Aerodynamics: axial-flow and radial-flow turbine design and analysis", ASME, (2006).
4. Chen, H. and N. Baines "Analytical optimization design radial and mixed flow turbines". *Journal of Power and Energy*, Vol. 206, pp. 177-187, (1992).
5. Daabo, A.M., et al "Development of three-dimensional optimization of a small-scale radial turbine for solar powered Brayton cycle application", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 111, pp. 718-733, (2017).
6. Surekha, N., et al. "Optimization of principal dimensions of radial flow gas turbine rotor using genetic algorithm", *International Journal of Scientific & Engineering Research*, Vol. 3 (2017).
7. Mueller, L., Z. Alsalihi, and T. Verstraete. "Multidisciplinary optimization of a turbocharger radial turbine", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 135, pp. 210-220, (2013).
8. Baar, Bojan Savic- Rainer Zimmermann- B. Jander- Rolan" Radial Turbines". European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics. Berlin: s.n., (2017).
9. Zargar, A. and A. tousi "1D radial turbine design for gasturbine".
10. Whitfield, A, N.C. Baines "Design of radial turbomachines". (1990).
11. Eichhorn, R et al. "Redesign of a radial turbine variable stator geometry with optimized free space parameter for improved efficiency", SAE, (2017).

Resizing a Turbocharger Radial Turbine for a Lean Combustion Engine

Mahyar Mafakhery¹Asra Amani²Ali Madadi³

1. Introduction

The main purpose of this study is to redesign the geometry of a radial turbine using numerical simulations. In general, lowering the temperature of the combustion chamber can lead to dilute combustion and reduce the level of pollutants emitted. One way to achieve this goal is to increase the inlet air flow rate, which can be achieved through geometric changes. Four different methods make these changes. In the first three scenarios, the geometry has minor modifications, mainly due to changes in the inlet and outlet radius or the radius of the hub and the shroud radius. Considering the two goals of low-cost changes and achieving maximum inlet flow, the third case is selected as the most suitable solution. Only the inlet and hub radii are modified in this method, and the turbine inlet mass flow rate increases about 11%.

In this study, the turbine simulation is done using CFX software, then the validation of numerical results is studied through the available experimental data, and the obtained numerical method is used in the simulation process. Finally, four scenarios, each with different design constraints, are considered. In the first to third scenarios, there is no need to change the turbocharger casing. The desired geometry can be achieved only by cutting or welding, but in the fourth scenario, the whole geometry will be changed without any specific constraints.

2. Numerical simulation and validation process

First, the geometry generation is explained, and then the numerical simulation settings are described. Then, the results of the numerical simulation are presented. The independence of the results from the number of computational nodes is examined, and the simulation results are compared to the experimental data.

Geometry generation and preparing a computational domain for simulation

The simulation is performed in a steady-state condition. The inlet boundary conditions are set to the total temperature and pressure and the outlet boundary conditions as the static pressure. Moreover, the walls are assumed to be a non-slip boundary condition with a roughness factor of 6 microns, and the turbulence model is selected as the SST model type. To increase the accuracy of the simulations, the wall y plus is considered equal to 1.5.

The maximum difference between the simulation results and the experimental data is about 3% and indicates the high accuracy of the simulation (Figure 1). For this simulation, the obtained method is used in the following simulation process.

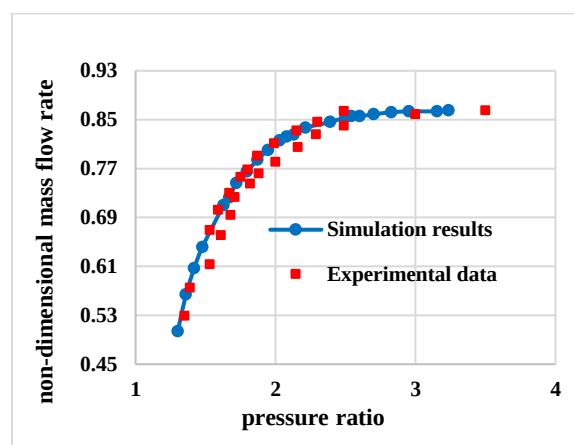


Figure 1. Numerical simulation results compared to the experimental data

3. Scenarios and methods of performance improvement

Geometry changes are made to increase the turbine mass flow by using the developed design code. Each scenario is then simulated using the validated numerical method explained in previous section. Four scenarios are examined through numerical simulations to increase the turbine mass flow. These scenarios increase flow and efficiency, depending on the level of changes made to the hub or shroud or both boundaries. The sequence of scenarios is from low-cost to high-cost ones. The low-cost scenarios have more constraints, making it less expensive for the manufacturer to produce them. The fourth

¹ MSc., Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran.

² MSc. Student, Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran

³ Corresponding Author: Assistant Professor, Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran, Email: ali.madadi@aut.ac.ir

scenario is the result of an unconstrained design code. This scenario improves mass flow rate considerably because it is not limited by the hub and shroud radii constraints.

The first scenario

In this scenario, the turbine casing remains unchanged, and only the impeller is modified. This scenario is the lowest possible scenario in terms of cost and changes, but it has offered unacceptable performance in terms of increasing the flow.

The second scenario

In the second scenario, the shroud radius has changed and increased by about half a millimeter, which is about 5% of the total radius. Figure 2 shows that this scenario can be considered to increase the flow by about 7% without applying any essential changes to the turbocharger body.

The third scenario

In the previous two scenarios, the midline inlet radius and the axial location of the blade in the middle outlet radius were considered constant; however, in this scenario, changes in radius and axial location in the middle radius are also applied to the numerical design code in such a way that a 15% increase in flow is achieved. According to the manufacturing costs, this method is more expensive than the previous two scenarios, because it requires changes in the inlet and outlet of the turbocharger body though these changes can be done by a small modification of the volute the diffuser. The increase in mass flow in this scenario is noticeable at the design point of about 11%. Therefore, the third scenario can be an acceptable method to increase the flow without significant changes to the turbocharger body.

The fourth scenario

In this scenario, the developed design code is executed without geometrical constraints, and the turbine casing is changed as well. Practically this scenario is a one-dimensional design of a radial turbine in the classical way, which was implemented to compare the previous three scenarios with free mode design. In this scenario, the cost is very high, and the turbocharger is practically changed to a newly designed one. However, in the end, it leads to a 20% increase in inlet airflow.

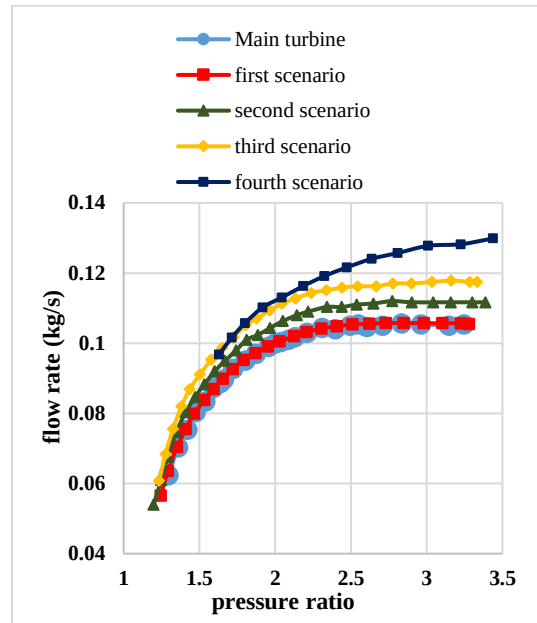


Figure 2. Comparison of mass flow performance curves for different scenarios and initial turbine

4. Conclusion

In this study, the resizing a turbocharger to achieve dilute combustion was investigated. The mass flow of the passing air must be increased, so the hub and shroud curves were changed to allow more flow. In this modification, it was tried that the geometry of the designed turbine is similar to the original one and have the same flow angle distribution. Finally, four scenarios were presented from low cost to high cost modifications. In the first scenario, the mass flow increase is not considerable. The second scenario offers a 7% increment in the mass flow rate. In the third scenario, which can be selected as the best one, 11% improvement is obtained. The fourth scenario, which is a new designed turbine, improves the mass flow rate by 20%.

بررسی پارامترهای جت مکشی در کنترل جریان وامانده دینامیکی*

مقاله پژوهشی

سیروس کسمائی^(۱) مهران تاجفر^(۲) سامان کسمائی^(۳)

چکیده در این پژوهش تأثیر پارامترهای مرتبط با جت مکشی در کنترل جریان وامانده دینامیکی بالواره ناکا ۰۰۱۲ در رینولدز 1×10^5 بررسی شده است. بدین منظور، از کمیت‌های ضرایب و عملکرد آیرودینامیکی میانگین برای مقایسه تأثیر جت‌های مختلف استفاده شده است. سرعت جت، زاویه مکش، اندازه دهانه خروجی و مکان جت به عنوان پارامترهای مؤثر در جت مکشی در نظر گرفته شده‌اند. بالواره حول یک چهارم وتر به صورت سینوسی نوسان می‌کند و زاویه حمله آن در اثر این حرکت از ۵- درجه به ۲۵ درجه می‌رسد. زوایای ۳۰، ۶۰ و ۹۰ درجه و مکان‌های ۱، ۴، ۶، ۱۰ و ۲۰ درصد طول وتر برای بررسی تأثیر زاویه و مکان جت مکشی انتخاب شدند. برای اندازه دهانه مقادیر ۰/۰۱ و ۰/۰۵ طول وتر انتخاب شد. مقادیر ۰/۰۴، ۰/۰۸ و ۰/۱۴ برای ضریب ممتوم جت با اندازه دهانه ثابت در نظر گرفته شد. نتایج نشان دادند که مکان ۴ درصد طول وتر نسبت به بقیه مکان‌ها برای قرارگیری جت مکشی مناسب‌تر است و با افزایش زاویه مکش و نزدیک شدن به زاویه ۹۰ درجه، جت تأثیر بهتری در کنترل جریان از خود نشان می‌دهد. تأثیر سرعت جت و اندازه دهانه نیز به گونه‌ای است که با افزایش آن‌ها عملکرد جت بهبود می‌یابد.

واژه‌های کلیدی واماندگی دینامیکی، جت مکشی، کنترل جریان فعال، بالواره نوسانی، عملکرد آیرودینامیکی

مقدمه

دینامیکی بیشتر از واماندگی استاتیکی است. مک کروسکی [2] واماندگی دینامیکی بالواره ناکا ۰۰۱۲ را مطالعه کرد و متوجه شد که ترکیدن حباب‌های لبه حمله پدیده‌ای تصادفی نیست، بلکه گردابه‌های جدا شده برای حفظ حالت گردابی اولیه خود از جدایش لایه مرزی آشفته ظاهر می‌شود. مک آلیستر و همکاران [3] داده‌های آیرودینامیکی بالواره‌های مختلفی از جمله ناکا ۰۰۱۲ را در جریان‌های زیرصوت به صورت تجربی استخراج کردند. لوبر و کارتا [4] نشان دادند که در رینولدزهای بالا در بالواره‌ها با نرخ پیچش پلکانی ثابت، گردابه‌های لبه حمله نقش تعیین‌کننده‌ای در پاسخ ناپایدار آیرودینامیکی نزدیک واماندگی دارد و همچنین با افزایش زاویه

تغییرات سریع در زاویه حمله موجب ایجاد و حرکت گردابه‌هایی از لبه حمله به سمت عقب بال می‌شود که در بالواره‌ها با عبور از لبه فرار باعث کاهش چشمگیر برا، افزایش شدید پسا و واماندگی می‌شود. واماندگی دینامیکی و موضوعات مرتبط با آن همواره در صنعت هوافضا مورد توجه بوده است و محققان تلاش‌های زیادی برای درک بهتر آن انجام داده‌اند. هام و گارلیک [1] متوجه شدند که نیروهای آیرودینامیکی در یک بال دوبعدی دارای نوسان حول یک چهارم وتر متأثر از گردابه‌های جدا شده از لبه حمله است. آن‌ها همچنین به این نتیجه رسیدند که زاویه حمله شروع واماندگی

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۰/۲۶ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۷ می‌باشد.

(۱) نویسنده مسئول، دانشجوی دکتری، دانشکده هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران، Email: siroos.kasmaiee@aut.ac.ir

(۲) دانشیار، دانشکده هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران

(۳) دانشجوی دکتری، دانشکده هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران

پیچش، لایه مرزی گذار به سمت جلو بالواره حرکت می‌کند. آن‌ها همچنین نشان دادند که نتایج نوسان‌های سینوسی شبیه نتایج حرکت پلکانی است. پراکسی و همکاران [5] بالواره ناکا ۰۰۱۲ را در رینولدز ۱۰ به صورت تجربی مطالعه کردند و از ترکیب گردابه به جای وجود یک گردابه تکین سخن گفتند و متوجه شدند که جریان در لبه حمله در حرکت به سمت بالا در زاویه‌هایی بیشتر از زاویه واماندگی استاتیکی چسبیده باقی می‌ماند، درحالی‌که در حرکت به سمت پایین در زاویه‌هایی کمتر از زاویه واماندگی استاتیکی جریان جدا شده است.

لی و همکاران [6] بالواره دارای نوسان ناکا ۰۰۱۲ را در رینولدز $10^5 \times 1/10$ مطالعه و نیروهای آیرودینامیکی و ممان پیچشی را تعیین کردند. آن‌ها همچنین لایه مرزی گذار و جدایش و چسبیدن دوباره جریان و آرام شدن آن را در فرکانس‌ها و دامنه‌های مختلف در هر ۲ حالت قبل و بعد از واماندگی بررسی کردند و متوجه شدند که کاهش فرکانس حرکت نوسانی تأثیر چشمگیری در شروع پدیده‌های لایه مرزی و بیشینه برا و پسا دارد. آن‌ها نشان دادند که جدایش آرام، گذرا و جدایش لبه فرار برای بالواره ثابت در زاویه حمله بیشتر از ۱۰ درجه با شیب خطی منحنی برا رشد می‌کند و انفجار حباب‌های لبه حمله مکانیزم واماندگی استاتیکی را تعیین می‌کند. آن‌ها بیان کردند که در واماندگی عمیق شرایط لایه مرزی قبل از واماندگی در اثر حرکت روبه‌بالا خطی است، اما با ایجاد و گسترش گردابه لبه حمله ضریب برا و پسا و ممنتوم افزایش می‌یابد. بنابراین، گردابه لبه حمله و گردابه دوم همیشه در سرعت ۰/۴۵ و ۰/۳ سرعت مرجع گسترش می‌یابند و چسبیدن دوباره جریان و متعاقباً بازگشت لایه مرزی به حالت آرام از جمله اتفاقات بعد از واماندگی است. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که واماندگی برا وقتی رخ می‌دهد که گردابه لبه حمله به ۰/۹ طول وتر می‌رسد، درحالی‌که واماندگی ممنتوم در انتهای گسترش جریان برگشتی لبه فرار در حرکت به سمت بالا رخ می‌دهد و در واماندگی سبک با پافشاری

جریان برگشتی تفکیک آشفتگی در ۰/۳ وتر رخ می‌دهد. درحالی‌که بالواره هنوز به سمت بالا حرکت می‌کند که باعث ایجاد گردابه‌هایی می‌شود که زمان کافی برای رشد ندارند و به وسیله حرکت روبه‌پایین بالواره جارو می‌شوند. بنابراین، واماندگی سریع لبه فرار باعث واماندگی برا می‌شود و در نمونه نوسان‌دار جریان چسبیده، گذار لایه مرزی و برگشت آن به جریان آرام به صورت غیرخطی است و نسبت به حالت استاتیکی زمان برخورد تغییر می‌کند؛ ولی ضرایب آیرودینامیکی و ممان پیچشی روند کلی حالت استاتیک را حفظ می‌کند و فقط بهبود اندکی در ضریب برا و شیب آن رخ می‌دهد. ویزبل و شانگ [7] با بررسی عددی بالواره ناکا ۰۰۱۵ که دارای نرخ پیچش ثابت بود، متوجه شدند که عامل انتشار جدایش به سمت بالادست، گردابه‌های ریخته‌شده در دنباله، تشکیل گردابه لبه حمله و گردابه لایه برشی، ساختار جریان ناپایدار را تعیین می‌کنند که برهم‌کنش آن‌ها بسیار پیچیده است. تونر [8] با بررسی عددی بالواره‌ها با دامنه نوسانی زیاد در جریان‌های مغشوش اثر گردابه لبه حمله را در واماندگی دینامیکی نشان داد و تأثیر افزایش فرکانس کاهنده در شکل‌گیری گردابه‌های لبه حمله را بررسی کرد. اکاتریناریس و همکاران [9] با بحث درباره روش‌های عددی استفاده‌شده، به اثر سه‌بعدی بودن، ناتوانی در پیش‌بینی چسبیدن جریان جداشده به علت عدم کفایت مدل‌های اغتشاشی اشاره کردند. مارتات و همکاران [10, 11] با بررسی واماندگی دینامیکی بالواره ناکا ۰۰۱۲ به این نتیجه رسیدند که در رینولدزهای کمتر از ۱۰ به یک مدل عددی دیگر احتیاج است. آن‌ها با مقایسه پاسخ‌هایشان با نتایج تجربی در رینولدز ۱۰، ۱۰^۶ و شبیه‌سازی دوبعدی و سه‌بعدی متوجه شدند که مدل آشفتگی SST $k-\omega$ ، زاویه واماندگی، ضریب برا و پسا در حرکت روبه‌بالا را به خوبی پیش‌بینی می‌کند. آن‌ها برای درک بهتر پدیده‌ها در حرکت روبه‌پایین از مدل ترکیبی معادلات ناویر-استوکس به روش میانگین‌گیری رینولدز و شبیه‌سازی گردابه‌ای بزرگ استفاده کردند و به این نتیجه رسیدند که شبیه‌سازی دوبعدی به روش میانگین‌گیری رینولدز

بخش چشمگیری از جریان دینامیکی بدون جدایش را پیش‌بینی می‌کند. وانگ و همکاران [12] از مدل‌های $k-\omega$ استاندارد و $k-\omega$ SST برای شبیه‌سازی دوبعدی بالواره ناکا ۰۰۱۲ در رینولدز ۱۰ استفاده کردند و به این نتیجه رسیدند که دومی با دقت قابل‌قبولی با نتایج تجربی هم‌خوانی دارد. وانگ و همکاران [13] بالواره ناکا ۰۰۱۲ را به‌صورت دوبعدی و سه‌بعدی شبیه‌سازی و از مدل‌های آشفتگی، $k-\omega$ استاندارد، $k-\omega$ SST و شبیه‌سازی گردابه‌ای بزرگ استفاده کردند و به این نتیجه رسیدند که $k-\omega$ SST در حرکت روبه‌بالا با دقت مناسبی با داده‌های تجربی هم‌خوانی دارد و در حرکت روبه‌پایین به‌صورت کیفی برا را به‌خوبی پیش‌بینی می‌کند، ولی در نقطه واماندگی اتلاف برا را بیش از حد پیش‌بینی می‌کند. شبیه‌سازی گردابه‌ای بزرگ، واماندگی دینامیکی با دقت بالا حتی در رینولدزهای کم، هزینه محاسباتی سنگینی را به‌همراه دارد. اندازه شبکه، مدل‌سازی مقیاس زیرشبکه و شرایط آشفتگی جریان ورودی در نتایج شبیه‌سازی گردابه بزرگ بسیار تأثیر دارد. عسگری و تاج‌فر [14] با استفاده از شبیه‌سازی گردابه‌ای بزرگ، عروش بهبود شرایط جریان ورودی جدایش در پشت برآمدگی ساده را بررسی کردند و متوجه شدند اندازه و محل جدایش حباب به‌شدت تحت تأثیر شرایط ورودی قرار داد. شبیه‌سازی عددی مستقیم و مطالعات شبیه‌سازی گردابه‌ای بزرگ در جریان‌های وامانده دینامیکی محدود به رینولدزهای پایین است. درحالی‌که در رینولدزهای بالا معادلات ناپایا ناویر-استوکس به‌روش میانگین‌گیری رینولدز استفاده می‌شود.

در واماندگی دینامیکی نیروی پسا در نزدیکی زاویه واماندگی به‌شدت افزایش می‌یابد که موجب صرف بیشتر توان برای غلبه بر مقاومت جریان می‌شود و همچنین برا کاهش چشمگیری می‌کند. مکانیزم‌های مختلفی برای تأخیر در جدایش و کنترل جریان وجود دارد که به ۲ دسته کلی فعال و غیرفعال تقسیم می‌شود. اجرای غیرمترک مانند مولد گرداب، شکل‌دادن به هندسه و قراردادن شیارهای طولی در سطح هواپیما

نمونه‌هایی از مکانیزم‌های غیرفعال هستند. مکش یا دمش ثابت و پیوسته، مکش یا دمش ناگهانی و استفاده از جت مصنوعی نمونه‌هایی از تکنیک‌های فعال هستند. کراجنویک [15] با اضافه‌کردن استوانه‌ای به بدنه، جدایش را به تأخیر انداخت. خلیقی و همکاران [16] از هردو مکانیزم کنترل جریان فعال و غیرفعال استفاده کردند و نیروی پسا را کاهش دادند و به این نتیجه رسیدند که مکانیزم فعال در کاهش پسا مؤثرتر است. ساسون و همکاران [17] جریان روی یک توربین باد عمودمحور را با استفاده از جت دمشی کنترل کردند و نشان دادند که افزایش سرعت دمش باعث افزایش برا و کاهش پسا می‌شود. مولر و همکاران [18] جریان وامانده روی بالواره ضخیم و متقارنی را با استفاده از جت پایای دمشی کنترل کردند و برای این کار ۲ مکان ۵ درصد و ۵۰ درصد طول وتر را به‌عنوان مکان جت دمشی انتخاب کردند و به این نتیجه رسیدند که در زاویه‌های حمله بالاتر از زاویه حمله واماندگی مکان ۵ درصد باعث جدایش دیرتر جریان از لبه حمله می‌شود. آن‌ها با بررسی نسبت سرعت جت نشان دادند که وقتی سرعت جت از مقدار سرعت جریان در لبه لایه مرزی کمتر باشد، دمش باعث تسریع جدایش در لبه حمله می‌شود. مولر و همکاران [19] از مکانیزم دمشی قابل‌تطبیق برای کنترل جریان استفاده کردند. چن و همکاران [20] با مطالعه پارامترهایی مانند عرض شکاف، مکان و جهت آن و جرم و تکانه جت دمشی، اثر دمش پیوسته در کنترل جریان بالواره بیضوی ضخیم با بیشینه ضخامت ۳۰ درصد وتر را بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که برای تکانه کم در نظر گرفته شده است شکاف تا حد امکان باید باریک و مکانش دقیقاً بالادست خط جدایش باشد. چن و همکاران [21] با مطالعه اثرات مکش پیوسته بر بالواره ضخیم و مقایسه آن با مطالعات قبلی‌شان درباره مکش از اهمیت مکان مکش سخن گفتند و مکان‌هایی زیردست خط جدایش طبیعی را مناسب دانستند. وانگ و گرسول [22] با بررسی مکان و نرخ جریان مکش روی یک صفحه مسطح در رینولدز ۶۷۰۰۰ متوجه شدند که

لغزشی بر بالواره دارای واماندگی دینامیکی پرداختند. نتایج آن‌ها حاکی از آن بود که شرط مرزی سرعت لغزشی مقدار ضریب برا ماکزیمم را ۱۶ درصد کاهش و رژیم‌های واماندگی دینامیکی را به‌طور کلی تغییر می‌دهد. ربع نتاج درزی و ودودی مفید [29] جریان روی یک بالواره کلارک-وای را در حالت استاتیک با استفاده از دمش و مکش توأم کنترل کردند. آن‌ها در شبیه‌سازی‌شان جریان را به ۲ صورت تراکم‌پذیر و تراکم‌ناپذیر در نظر گرفتند و نشان دادند که درصد بهبود عملکرد در جریان تراکم‌پذیر کمتر از جریان تراکم‌ناپذیر است. بختیاری [30] به بررسی اثر پارامترهای نوسانی در بالواره دینامیکی در حضور سرعت لغزشی پرداخت. نتایج حاکی از آن بود که با افزایش طول لغزش تشکیل گردابه واماندگی دینامیکی و در نتیجه زاویه واماندگی به تأخیر می‌افتد.

پره‌های نوسانی در توربین‌های بادی، بالگردها، کمپرسورها و توربین‌ها کاربرد دارند. با مکش جریان در این نوع پره‌ها می‌توان واماندگی دینامیکی در آن‌ها را به تأخیر انداخت یا از وقوع آن به‌طور کامل جلوگیری کرد و باعث بهبود عملکرد و افزایش راندمان در آن‌ها شد. همان‌طور که ذکر شد، پژوهش‌های زیادی در زمینه جریان وامانده دینامیکی و کنترل آن انجام شده است، اما پژوهشی که تأثیر پارامترهای مختلف جت مکشی پیوسته را مطالعه کند، محدود است و اغلب بررسی‌ها مربوط به جریان وامانده استاتیکی با جت مکشی هستند و در زمینه بررسی اثر همه پارامترهای قابل تغییر جت مکشی پیوسته در بالواره دارای حرکت دینامیکی، پژوهشی وجود ندارد. بنابراین، در این پژوهش تأثیر همه پارامترهای قابل تغییر جت مکشی پیوسته در واماندگی دینامیکی بررسی شده است. مکان قرارگیری جت، زاویه مکش، سرعت جت خروجی و اندازه دهانه جت به‌عنوان پارامترها قابل تغییر در نظر گرفته شدند و به‌منظور مقایسه عملکرد جت‌ها، میزان تأثیر آن‌ها در بهبود میانگین ضرایب و عملکرد آیرودینامیکی در یک دوره نوسان بالواره بررسی شد.

مکش در یک‌چهارم وتر بیشترین تأثیر را در برا دارد و با نزدیک شدن آن به لبه حمله به‌علت کوچک‌تر شدن حباب‌های جدایش، تأثیر کمی در برا دارد. کیم و کیم [23] جدایش جریان بالواره ناکا ۲۳۰۱۲ را در رینولدز 10×10^4 با جت مصنوعی کنترل کردند. آن‌ها از مدل آشفتگی $k-\omega$ SST در شبیه‌سازی‌شان استفاده کردند. کاتالان و همکاران [24] جدایش بالواره اس‌دی ۷۰۰۳ را در رینولدز $610 \times$ بررسی کردند. آن‌ها از چندین مدل آشفتگی معادلات ناپایای ناویر-استوکس به‌روش میانگین‌گیری رینولدز و شبیه‌سازی گردابه‌ای بزرگ استفاده کردند و به این نتیجه رسیدند که $k - SST-LR$ نزدیک‌ترین نتایج را به شبیه‌سازی گردابه‌ای بزرگ و داده‌های تجربی دارد. تاج‌فر و عسگری [25] جدایش جریان بالواره دارای نوسان ناکا ۰۰۱۲ را با جت دمش پیوسته کنترل و تأثیر مکان شکاف و سرعت جت را بررسی کردند. وانگ لانگ ژانگ و همکاران [26] برای کنترل جدایش استاتیکی جریان بالواره ناکا ۰۰۱۲ در رینولدز 10^4 از مکانیزم مکش استفاده کردند. آن‌ها در زاویه‌های حمله ۲، ۴، ۶ و ۸ این کار را انجام دادند و اثر پارامترهای ضریب مکش، موقعیت، زاویه و عرض سوراخ و تخلخل را بررسی کردند. آن‌ها شبیه‌سازی‌شان را به‌صورت دوبعدی و با مدل آشفتگی شبیه‌سازی گردابه‌ای بزرگ و برای جریان تراکم‌پذیر انجام دادند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که نسبت نیروی برا به پسا با افزایش ضریب مکش تا ۰/۰۱ به‌علت عقب‌رفتن نقطه جدایش افزایش و پس از ۰/۰۱ به‌علت سرکوب گردابه‌ها کاهش می‌یابد و این نسبت با افزایش زاویه مکش افزایش می‌یابد و حداکثر آن بین ۶۰ تا ۹۰ درجه رخ می‌دهد. آن‌ها متوجه شدند که بهترین مکان برای شکاف دقیقاً در پشت نقطه جدایش است و با تخلخل ثابت، عرض حفره تأثیر کمی در نسبت نیروی برا به پسا دارد. تاج‌فر و عسگری [27] در ادامه کار قبلی‌شان برای کنترل جدایش جریان بالواره متحرک ناکا ۰۰۱۲ از جت مصنوعی استفاده کردند و تأثیر حالت‌های مختلف نوسان بالواره و فرکانس جت را بررسی کردند. بختیاری و همکاران [28] به بررسی تأثیر شرط مرزی سرعت

مدل سازی و صحت سنجی

در این بخش ابتدا نحوه مدل سازی مسئله شامل حلگرهای استفاده شده در شبیه سازی، شرایط مرزی، توصیف حرکت بالواره و ناحیه محاسباتی بیان شده است. در ادامه به بررسی تأثیر گام زمانی و اندازه شبکه در ضرایب آیرودینامیکی پرداخته شده است. سپس برای بررسی درستی شبیه سازی، نتایج با نتایج تجربی مقایسه شده است.

روش حل مسئله. در این پژوهش از معادلات ناویر-استوکس تراکم ناپذیر به روش میانگین گیری رینولدز استفاده شده است. بالواره مدنظر به صورت دوبعدی شبیه سازی شده است و از روش فشار مینا به عنوان حلگر و الگوریتم نیمه ضمنی معادلات کوپل فشار در جداسازی کوپلینگ سرعت و فشار استفاده شده است. مدل دومعادله ای $k-\omega$ SST به دلیل موفقیتش در پیش بینی دقیق جداسازی جریان و سازگاری در مطالعات قبلی جریان های مشابه، برای مدل سازی خواص آشفته جریان استفاده شد. از روش مرتبه دوم بالادست در گسسته سازی فضایی معادلات فشار، تکانه خطی و معادلات انتقال آشفته استفاده شد و گسسته سازی زمانی نیز به صورت ضمنی و با دقت مرتبه دو صورت گرفت.

شرایط مرزی و حرکت بالواره. در این مطالعه بالواره ناکا ۰۰۱۲ در رینولدز 1×10^5 بررسی شده است. در شبیه سازی از شبکه ۵ گونه استفاده شده است. در نمونه بدون جت بالواره ناکا ۰۰۱۲، دیوارها بدون لغزش و سرعت جریان آزاد به عنوان شرط مرزی در نظر گرفته شد. در نمونه با جت باتوجه به مشخصات جت در نظر گرفته شده، بخش مربوط به جت از سایر بخش های بالواره جدا و شرط مرزی سرعت ورودی برای آن اعمال شده است. طول وتر برابر ۰/۱۵ متر است و سرعت جریان آزاد ۱۳/۱۴۶ متر بر ثانیه در نظر گرفته شد. بالواره دارای حرکت پیچشی حول یک چهارم طول

وتر است که این حرکت سینوسی باعث تغییر زاویه حمله بین ۵- تا ۲۵ درجه می شود. رابطه مربوط به حرکت بالواره در معادله (۱) بیان شده است:

$$\alpha = \alpha_0 + A \sin(2\pi ft) \quad (1)$$

در این پژوهش α_0 و A به ترتیب ۱۰ و ۱۵ درجه در نظر گرفته شده اند. فرکانس کاهنده نیز $k = \frac{\pi f c}{U_\infty} = 0.1$ انتخاب شد. این پارامترها باتوجه به مطالعه تجربی لی و همکاران [6] و برای ایجاد واماندگی دینامیکی عمیق در بالواره بدین صورت انتخاب شد.

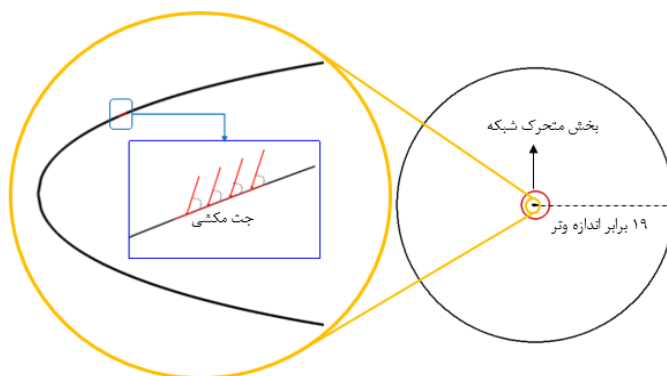
ناحیه محاسباتی. به منظور حذف تأثیرگذاری شرایط ورودی در ضرایب آیرودینامیکی از هر طرف بالواره ۱۹ برابر طول وتر برای اعمال شرایط ورودی فاصله گرفته ایم. تاج فر و عسگری [25] در مطالعه شان روی همین بالواره با رینولدز بالاتر فاصله از هر طرف بالواره را در همین حدود در نظر گرفتند. شبکه تولیدی از نوع باسازمان با سلول های چهار گوش است. در نمونه های با جت به گونه ای عمل شده است که در قسمت دهانه جت به دلیل وجود گرادیان، شبکه ریزتر شود. برای حفظ کیفیت شبکه، قسمتی از شبکه همراه بالواره حرکت نوسانی انجام می دهد. دامنه محاسباتی، بخش دینامیکی شبکه و نحوه مکش جریان در شکل (۱) و تراکم شبکه در مجاورت لبه حمله و فرار در شکل (۲) نشان داده شده است. برای ساخت شبکه از نرم افزار تجاری Pointwise استفاده شد و شبیه سازی و حل مسئله به وسیله نرم افزار تجاری Ansys Fluent 18 صورت گرفت. از قسمت UDF Ansys Fluent جهت توسعه کد به منظور ایجاد حرکت سینوسی در بالواره و شبکه دینامیکی و مکش در زوایا و سرعت های مختلف استفاده شد.

استقلال از شبکه و گام زمانی

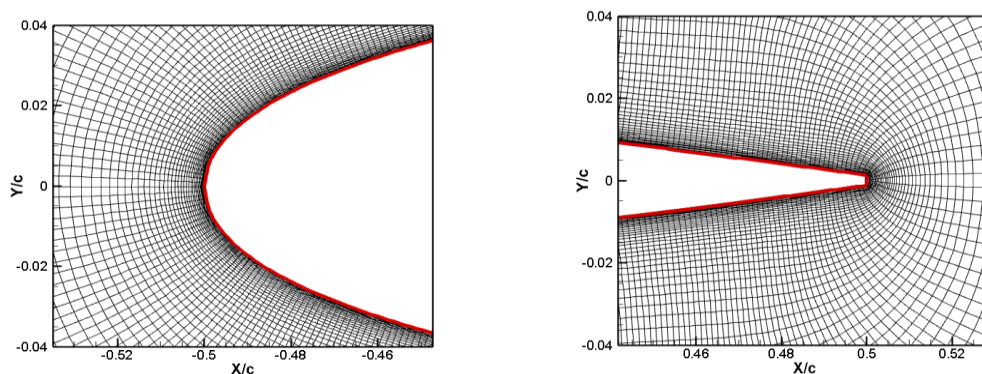
برای انتخاب گام زمانی، ۲ مقیاس زمانی جداگانه در نظر گرفته شد: یکی $t^* = \frac{c}{U_\infty}$ که زمان لازم برای عبور

گام زمانی شبیه سازی را با $\Delta t = \frac{t^*}{33}$ نیز تکرار کردیم، اما تفاوت قابل توجهی در نتایج به وجود نیامد. نتایج این مقایسه روی ضرایب آیرودینامیکی در شکل های (۳) نشان داده شده است. تمام نتایج ارائه شده حداقل پس از ۲ چرخه زمانی از شروع و با رسیدن به الگویی تکراری در زمان برای ضرایب آیرودینامیکی به دست آمده است.

گردابه جدا شده از پشت بالواره است و دیگری $t_p^* = \frac{1}{f}$ که دوره تناوب حرکت سینوسی است. کوچک ترین زمان از زمان ذکر شده بالا به عنوان $t^* = \min(t_p^*, t_p^*)$ تعریف شده است. پس از انجام آزمایشات بسیار، اندازه گام زمانی $\Delta t = \frac{t^*}{110}$ در نظر گرفته شد که برای تولید نتایج شبیه سازی گذرا در شبیه سازی ما کافی بود. برای اطمینان، استقلال ضرایب آیرودینامیکی از

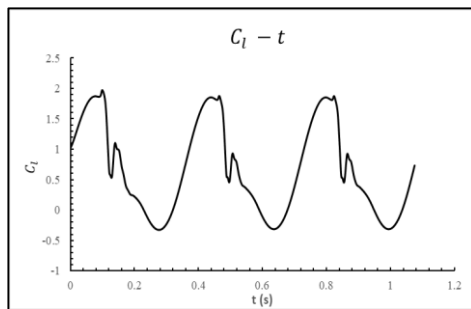


شکل ۱ ناحیه محاسباتی و نحوه مکش جریان

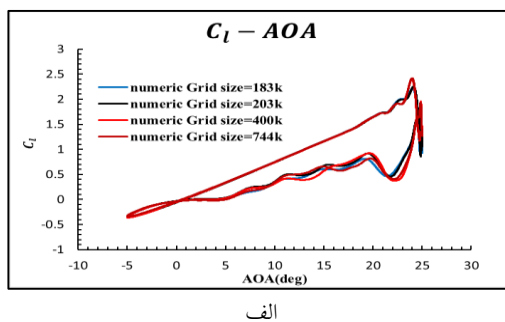


شکل ۲ شبکه محاسباتی در اطراف لبه حمله و فرار بالواره در نمونه دارای جت در ۰/۰۴ طول وتر

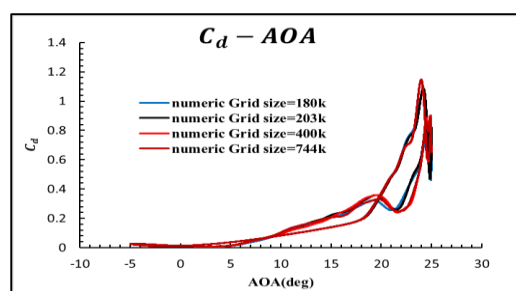
حداکثر مقدار Δx^+ در بالواره ۴۰ است. در شکل (۶) تغییرات Δy^+ برحسب تغییرات محور x در بالواره دارای زاویه حمله ۱۰ درجه روبه بالا نمایش داده شده است.



شکل ۴ نمودار ضریب برا برحسب زمان جهت نشان دادن رسیدن نتایج به حالت پریودیک

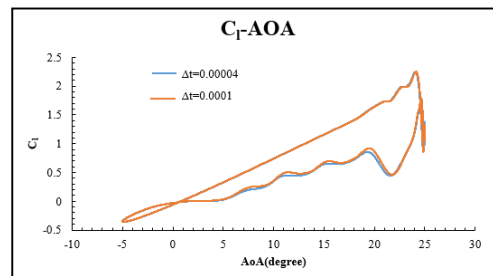


الف

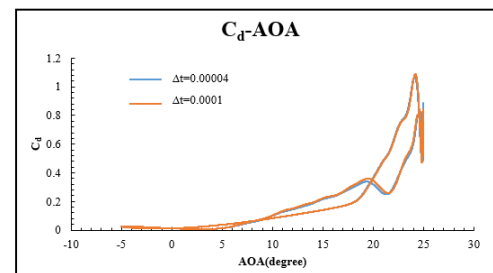


ب

شکل ۵ الف) نمودار تأثیر اندازه شبکه در ضریب برا با گام زمانی ۰/۰۰۰۱ و ب) نمودار تأثیر اندازه شبکه در ضریب پسا با گام زمانی ۰/۰۰۰۱



الف



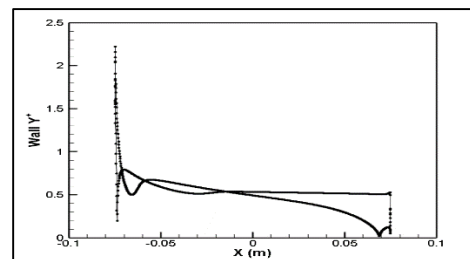
ب

شکل ۳ - الف) نمودار تأثیر گام زمانی در ضریب برا برای شبکه ۲۰۳ هزار سلول و ب) نمودار تأثیر گام زمانی در ضریب پسا برای شبکه ۲۰۳ هزار سلول

برای بررسی اینکه تا چه زمانی شبیه‌سازی انجام شود، نمودار ضریب برا برحسب زمان در شکل (۴) رسم شده است. همان‌طور که قابل مشاهده است، در دوره دوم و سوم نتایج مشابه هم شده است. بنابراین، برای بقیه نمونه‌ها تا دوره دوم شبیه‌سازی انجام شده است.

برای بررسی کفایت شبکه نهایی و عدم وابستگی ضرایب آیرودینامیکی به شبکه، مطالعه استقلال از شبکه انجام شد و شبکه با ۲۰۳ هزار سلول به عنوان شبکه استفاده شده برای مطالعات بعدی انتخاب شد. تأثیر دقت شبکه در ضرایب آیرودینامیکی در جریان مدنظر در شکل‌های (۵) ارائه شده است. تعداد سلول‌های شبکه نهایی هم‌مرتبه و در نزدیکی کارهای مشابه است. عسگری و تاج‌فر [25] برای نمونه بدون جت از شبکه‌ای با ۱۰۰ هزار و برای نمونه با جت از شبکه‌ای با ۱۵۰ هزار سلول استفاده کردند و تعداد سلول‌های شبکه نهایی ما از هردو بیشتر است. در بیشتر مناطق سطح بالواره مقدار Δy^+ زیر ۱ بوده است و به حداکثر ۳ محدود می‌شود و

نظرات مشابهی را می‌توان برای منحنی ضریب پسا جریان وامانده دینامیکی (شکل ۸) ارائه داد. باتوجه به مطالب ذکر شده، شبیه‌سازی عددی ما با نتایج تجربی تطبیق قابل قبولی دارد. در واماندگی دینامیکی به علت مشکلات مطرح شده در شبیه‌سازی عددی، اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی با نتایج تجربی غالباً به صورت کیفی انجام می‌شود و سایر پژوهش‌های عددی ذکر شده نیز بدین صورت عمل کرده‌اند. به منظور مقایسه کمی، میانگین ضرایب برا و پسا در یک دوره تناوب برای شبیه‌سازی عددی و نتایج تجربی محاسبه شد. میانگین ضرایب برا و پسا در یک دوره تناوب شبیه‌سازی عددی به ترتیب 0.565 و 0.215 و مقادیر تجربی مانند آن‌ها 0.641 و 0.185 به دست آمد. بنابراین، مقدار خطای نسبی برای این ضرایب به ترتیب 12% و 16% درصد است. مقدار میانگین ضریب پسا در شبیه‌سازی عددی از مقدار تجربی آن بیشتر است و مقدار میانگین ضریب برا حاصل از شبیه‌سازی از مقدار تجربی آن کمتر است. بخش عمده این اختلافات مربوط به حرکت بالواره به سمت پایین است که شبیه‌سازی عددی مقدار برا و پسا را به‌ویژه در ابتدای حرکت به سمت پایین به خوبی پیش‌بینی نمی‌کند. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در جریان پایین‌دست زمانی که زاویه حمله از 25° روبه پایین برمی‌گردد تا حدود زاویه 15° درجه با نتایج تجربی تطابق ندارد. این تفاوت به علت جدایش و عملاً تشکیل گردابه‌های پیچیده و ریز در جریان است که شبیه‌سازی میانگین رینولدز قادر به پیش‌بینی دقیق آن نیست. اما تقریباً از 15° درجه که جریان چسبیده شده است، باز شاهد تطابق نتایج تجربی و عددی باهم هستیم. همان‌طور که مشاهده می‌شود، جواب عددی پژوهش حاضر نسبت به کار عددی قبلی تطابق بیشتری دارد و فقط مقداری در جریان روبه پایین اختلاف دارد که به دلیل عدم کفایت روش رینولدز میانگین است که در کارهای قبلی نیز بیان شده است.



شکل ۶ تغییرات ΔV^+ برحسب تغییرات محور x در بالواره دارای زاویه حمله 10° روبه بالا

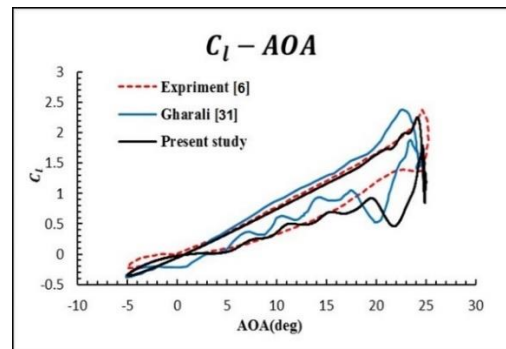
اعتبارسنجی. برای بررسی صحت شبیه‌سازی، نتایج شبیه‌سازی عددی با نتایج تجربی لی و همکاران [6] مقایسه شده است که در شکل‌های (۷ و ۸) قابل مشاهده است. شکل (۷) نشان می‌دهد که شبیه‌سازی عددی در قسمت حرکت به سمت بالای بالواره تا 24° درجه انطباق خوبی با نتایج تجربی دارد، ولی واماندگی را زودتر پیش‌بینی کرده است و همچنین در قسمت حرکت به سمت پایین روند کلی حفظ شده است، اما دارای نوساناتی در این قسمت‌ها هستیم که در داده‌های تجربی مشاهده نمی‌شود. بعد از جدایش گردابه واماندگی دینامیکی و ریختن گردابه‌ها به دنباله جریان شاهد جریان بسیار پیچیده‌ای در حرکت به سمت پایین هستیم. باید در نظر داشته باشیم که جریان شامل انفجار حباب‌های جدایشی، گذار جریان، گردابه‌های ریخته شده متعدد و چسبیدن مجدد جریان است که شبیه‌سازی بسیار دقیق را دشوار کرده است. اختلاف و تفاوت نتایج عددی ما با نتایج تجربی، با کارهای عددی قبلی که درباره بررسی واماندگی دینامیکی گزارش شده است، در سطح کیفی و کمی مطابقت دارد. به عنوان مثال، شکل‌های (۲ و ۴) از شبیه‌سازی دوبعدی مارتات و همکاران [10] را ببینید یا شکل (۵) از شبیه‌سازی دوبعدی با مدل آشفتگی DES مارتات و همکاران [11] را مشاهده کنید یا به پژوهش وانگ و همکاران [13] مراجعه کنید. مارتات و همکاران [11] این اختلافات بین نتایج عددی و داده‌های تجربی را ناشی از اضافه کردن محدودکننده SST می‌دانند که موجب کاهش ناگهانی ویسکوزیته گردابی می‌شود.

$$\varphi_{ave} = \frac{\sum_{i=1}^{T/\Delta t} \varphi_i}{T/\Delta t} \quad (2)$$

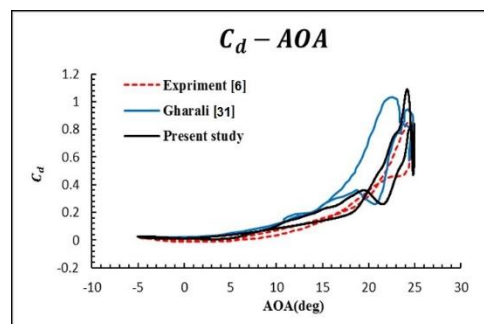
ضریب ممتوم جت خروجی نیز از رابطه (۳) محاسبه می‌شود:

$$C_{\mu} = 2 \times \frac{A_{jet}}{A} \times \frac{U_{jet}^2}{U_{\infty}^2} \quad (3)$$

تأثیر موقعیت و زاویه خروجی جت مکشی در پارامترهای آیرودینامیکی. به‌منظور بررسی تأثیر موقعیت مکانی، ضریب ممتوم و مساحت دهانه جت ثابت و به‌ترتیب برابر ۰/۱۴ و ۰/۰۰۵ طول وتر در نظر گرفته شده‌اند و جت در مکان‌های ۱، ۴، ۶، ۱۰ و ۲۰ درصد طول وتر قرار داده شده است. نتایج این بررسی در شکل‌های (۹-۱۱) دیده می‌شود. شکل (۹) نشان می‌دهد که با افزایش زاویه جت مکشی در هر مکانی ضریب برا میانگین افزایش می‌یابد و در نتیجه مؤثرترین زاویه برای مکش جهت افزایش ضریب برا زاویه ۹۰ درجه است. به‌طورکلی به‌جز مکان ۰/۱ طول وتر در هر ۳ زاویه افزایش ضریب برا نسبت به حالت کنترل‌نشده مشاهده می‌شود و در ۰/۲ طول وتر بیشترین ضریب برا حاصل شده است. باتوجه‌به شکل (۱۰) با افزایش زاویه مکش در هر مکان ضریب پسا میانگین کاهش می‌یابد و در نتیجه مؤثرترین زاویه برای مکش جهت کاهش ضریب پسا زاویه ۹۰ درجه است و بهترین مکان نیز برای کاهش ضریب پسا در هر ۳ زاویه برابر با ۰/۴ طول وتر است و به‌طورکلی ضریب پسا تا مکان ۰/۴ طول وتر روبه‌کاهش است و با فاصله از این مکان، پسا میانگین افزایش می‌یابد. در شکل (۱۱) تأثیر زاویه و موقعیت جت در عملکرد آیرودینامیکی میانگین نشان داده شده است. در این شکل با افزایش زاویه جت مکشی در هر مکان نسبت ضریب برا میانگین به ضریب پسا میانگین افزایش می‌یابد و در نتیجه مؤثرترین زاویه برای مکش جهت افزایش این پارامتر زاویه ۹۰ درجه است و بهترین مکان نیز برای بهبود و افزایش این پارامتر در هر ۳ زاویه برابر با ۰/۴ طول وتر است. ضریب برا میانگین در این



شکل ۷ مقایسه نمودار ضریب برا به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی عددی با نتایج تجربی



شکل ۸ مقایسه نمودار ضریب پسا به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی عددی با نتایج تجربی

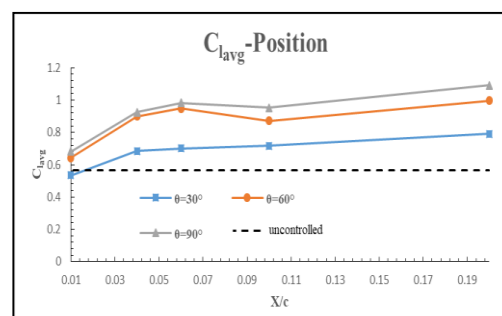
بحث و نتایج

در این بخش تأثیر ۴ پارامتر مکان قرارگیری جت، زاویه مکش نسبت به راستای وتر بالواره، ضریب ممتوم جت در اندازه دهانه ثابت (سرعت جت) و مساحت دهانه خروجی در کنترل جریان بررسی شده است و اثر آن‌ها در میانگین ضریب برا و پسا و همچنین نسبت میانگین ضریب برا به میانگین ضریب پسا (عملکرد آیرودینامیکی) گزارش شده است.

در این پژوهش به‌علت ناپایا بودن مسئله برای مقایسه تأثیر جت‌ها از مقادیر میانگین استفاده شده است. مقدار میانگین کمیتی مانند φ در یک دوره تناوب حرکت، از رابطه (۲) به‌دست می‌آید که در آن، T دوره تناوب Δt گام زمانی است.

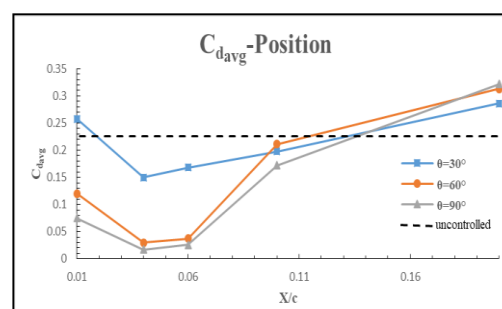
تأثیر اندازه دهانل جت مکشی در پارامترهای آیرودینامیکی. به منظور بررسی تأثیر اندازه دهانه، نمودارهای قسمت قبل در همان ضریب ممتوم ولی با مساحت دهانه 0.01 طول وتر در شکل‌های (۱۲-۱۴) رسم شده‌اند. در شکل (۱۲) نیز با افزایش زاویه، ضریب برا میانگین افزایش یافته است، ولی باتوجه به اینکه ضریب ممتوم جت ثابت است و مساحت افزایش پیدا کرده است، سرعت جت کاهش یافته که باتوجه به تغییر نه‌چندان زیاد ضریب برا نسبت به قسمت قبل، حاکی از آن است که افزایش مساحت جت خروجی تقریباً تأثیر این کاهش سرعت را جبران کرده است. در شکل (۱۳) نیز مانند حالت قبل با افزایش زاویه مکش ضریب پسا میانگین کاهش یافته است و همچنین مکان 0.04 کمترین ضریب پسا را برای 3° زاویه دارد. مقایسه ۲ حالت نشان می‌دهد که با افزایش سطح مقطع جت خروجی در ضریب ممتوم ثابت، ضریب پسا کاهش می‌یابد که این کاهش با افزایش زاویه جت چشمگیرتر بوده است و همچنین این کاهش ضریب پسا در مکان‌های نزدیک‌تر به 0.04 طول وتر بیشتر به چشم می‌خورد. روندی کلی نمودار ۱۴ مانند حالت قبل است، اما نکته مهم این است که در مکان مناسب با افزایش زاویه مکش، میانگین عملکرد آیرودینامیکی به مقدار قابل توجهی افزایش می‌یابد. اما همان‌طور که مشاهده می‌شود، در شکل (۱۴) افزایش مساحت با وجود کاهش سرعت پارامتر عملکرد آیرودینامیکی میانگین را به شدت افزایش داده است که حاکی از تأثیر بیشتر مساحت دهانه نسبت به سرعت خروجی است؛ البته نباید هردو از آستانه‌ای کمتر باشند، زیرا باعث تأثیر نکردن جت در کنترل جریان می‌شود. این افزایش چشمگیر در مکان 0.04 طول وتر و در زاویه مکش 90° درجه رخ داده است که به علت کاهش شدید میانگین پسا است.

مکان بیشینه نیست، ولی کاهش ضریب پسا میانگین به قدری زیاد است که باعث بهبود کلی در این نمودار شده است. علت بهبود قابل توجه ضرایب و عملکرد آیرودینامیکی در این مکان نزدیکی به محل تشکیل گردابه لبه حمله و سرکوب کامل آن است.



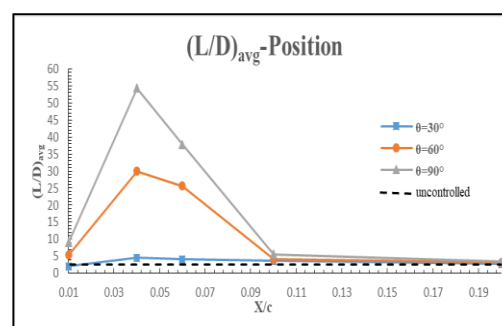
شکل ۹ تأثیر موقعیت مکانی و زاویه جت مکشی در ضریب برا

$$c_{\mu} = 0.14 \frac{A_{jet}}{c} = 0.005 \text{ میانگین با } 0.005$$



شکل ۱۰ تأثیر موقعیت مکانی و زاویه جت مکشی در ضریب

$$c_{\mu} = 0.14 \frac{A_{jet}}{c} = 0.005 \text{ پسا میانگین با } 0.005$$

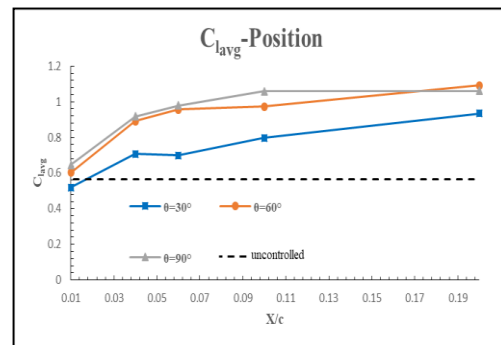


شکل ۱۱ تأثیر موقعیت مکانی و زاویه جت مکشی در عملکرد

$$c_{\mu} = 0.14 \frac{A_{jet}}{c} = 0.005 \text{ آیرودینامیکی میانگین با } 0.005$$

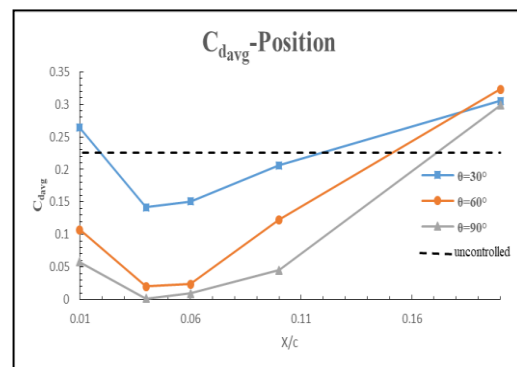
جت، مساحت دهانه جت ثابت و برابر 0.05 طول وتر و موقعیت و زاویه جت مطابق بخش‌های قبلی در نظر گرفته شد. بنابراین بررسی ضریب ممتوم در واقع بررسی تأثیر سرعت جت است. 3 ضریب ممتوم مختلف 0.04 ، 0.08 و 0.14 بررسی شد. نتایج این بررسی در شکل‌های (۱۵-۱۷) نشان داده شده است.

همان‌طور که در شکل (۱۵) مشاهده می‌شود، به‌طور کلی افزایش ضریب ممتوم جت باعث افزایش ضریب برا میانگین در هر زاویه و در هر مکانی شده است و همان‌طور که قبلاً بیان شد، برای هر ضریب ممتوم جتی با افزایش زاویه جت، نیز افزایش ضریب برا میانگین را شاهد هستیم. بیشترین ضریب برا موضعی نیز در ضریب ممتوم جت 0.14 رخ داده است که در زاویه 90° درجه و مکان 0.04 طول وتر رخ داده است. این نقطه نقطه مهمی است و شاید ماکزیمم مطلق ضریب برا نباشد، ولی باتوجه به شکل (۱۶) دارای کمترین ضریب پسا است. بنابراین افزایش قابل توجه ضریب برا با کمترین هزینه (کمترین ضریب پسا) در این نقطه قابل حصول است. شکل (۱۶) نشان می‌دهد که با افزایش ضریب ممتوم جت شاهد کاهش ضریب پسای میانگین در حوالی و نزدیکی‌های مکان بحرانی هستیم و با فاصله گرفتن از این نقطه با افزایش پسا میانگین روبه‌رو هستیم و با افزایش زاویه در هر ضریب ممتوم جتی، ضریب پسا میانگین کاهش می‌یابد. در نمودارهای شکل (۱۷) روند کاملاً منظمی مشاهده می‌شود. به‌طور کلی هرچه ضریب ممتوم جت افزایش یابد، نسبت ضریب برا میانگین به ضریب پسا میانگین افزایش می‌یابد و این افزایش با افزایش زاویه قابل رؤیت‌تر است و همچنین هرچه مکان جت به 0.04 درصد طول وتر نزدیک‌تر می‌شود، این افزایش بیشتر می‌شود که در اثر کاهش شدید ضریب پسا میانگین است. بیشترین نسبت ضریب برا میانگین به ضریب پسا میانگین نیز مشابه کمترین ضریب پسا میانگین در ضریب ممتوم جت 0.14 و زاویه 90° درجه و مکان 0.04 درصد طول وتر رخ می‌دهد.



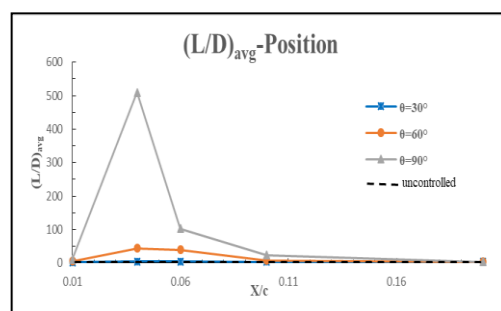
شکل ۱۲ تأثیر موقعیت مکانی و زاویه جت مکشی در ضریب برا

$$C_{\mu} = 0.14 \frac{A_{jet}}{c} = 0.01 \text{ میانگین با } C_{\mu}$$



شکل ۱۳ تأثیر موقعیت مکانی و زاویه جت مکشی در ضریب

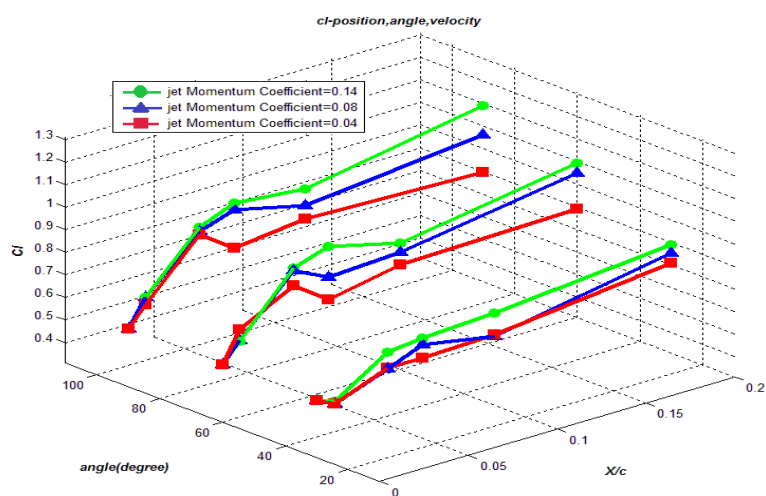
$$C_{\mu} = 0.14 \frac{A_{jet}}{c} = 0.01 \text{ پسا میانگین با } C_{\mu}$$



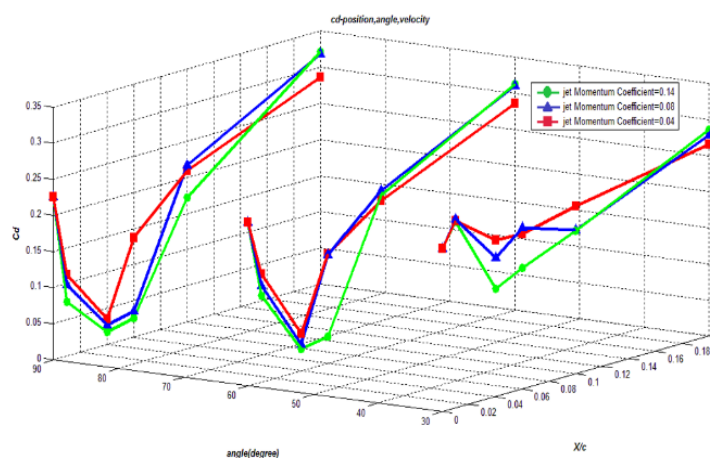
شکل ۱۴ تأثیر موقعیت مکانی و زاویه جت مکشی در عملکرد

$$C_{\mu} = 0.14 \frac{A_{jet}}{c} = 0.01 \text{ آیرودینامیکی میانگین با } C_{\mu}$$

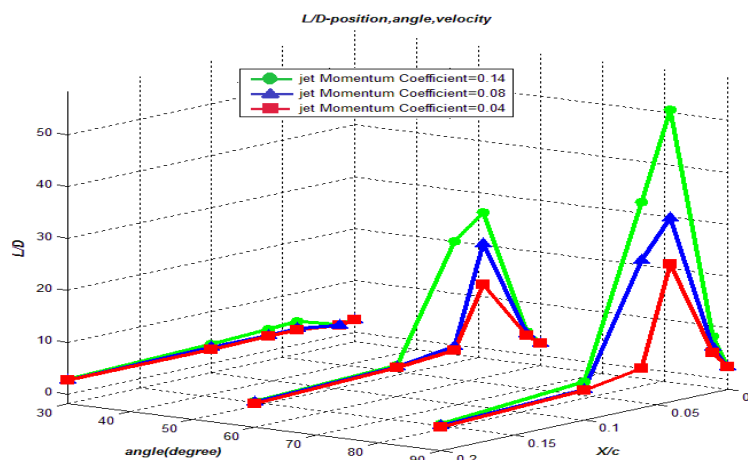
تأثیر ضریب ممتوم جت مکشی در پارامترهای آیرودینامیکی. به‌منظور بررسی تأثیر ضریب ممتوم



شکل ۱۵ تأثیر ضریب ممتوم جت مکشی در میانگین ضریب برا



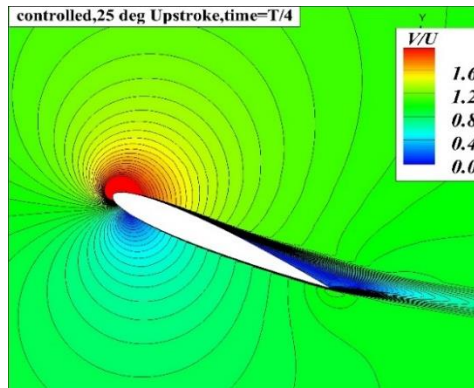
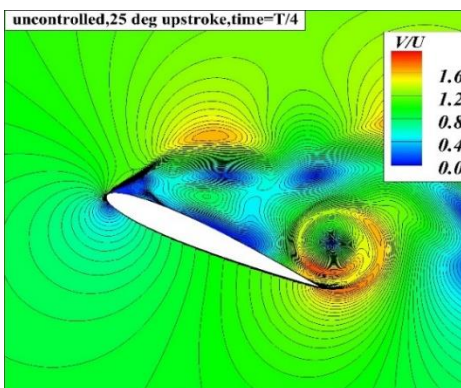
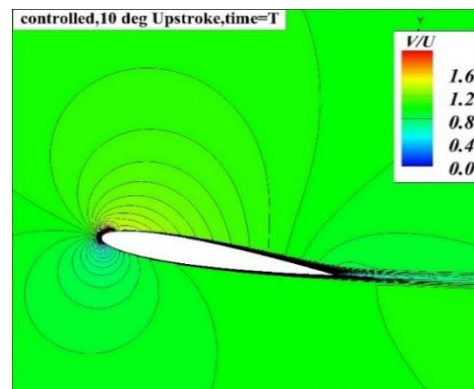
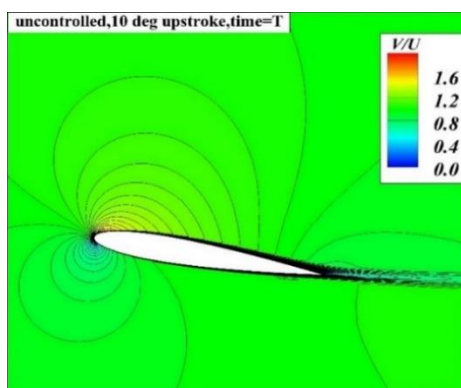
شکل ۱۶ تأثیر ضریب ممتوم جت مکشی در میانگین ضریب پسا

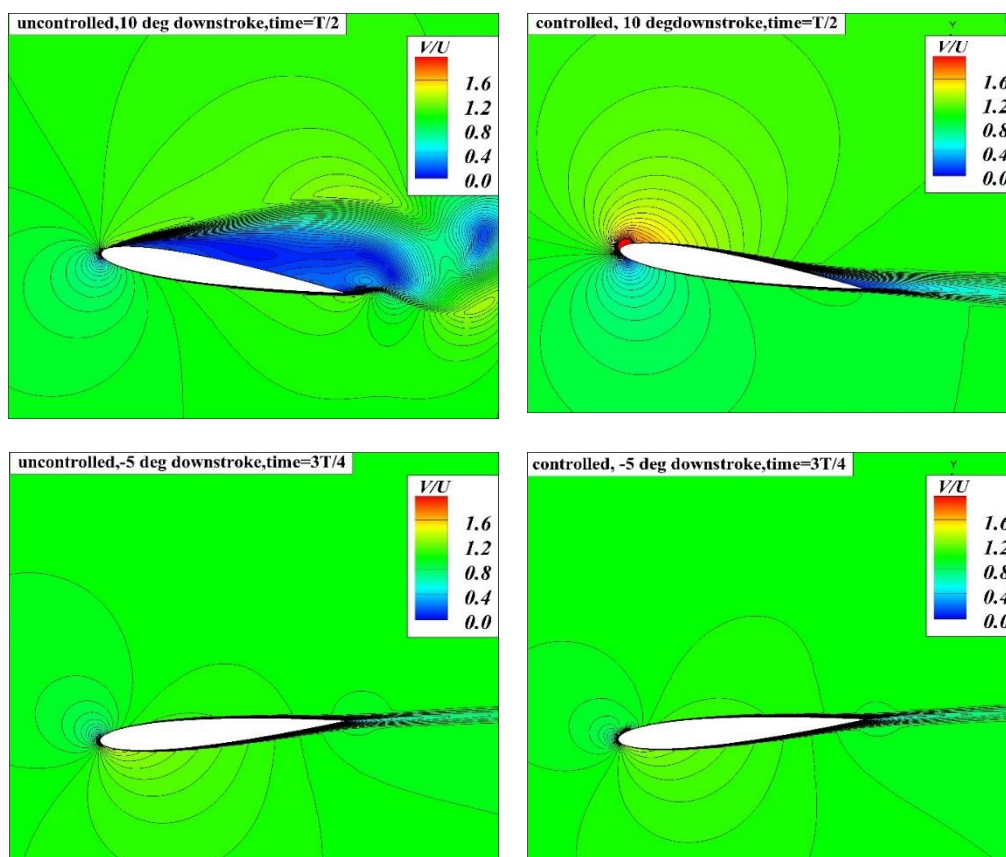


شکل ۱۷ تأثیر ضریب ممتوم جت مکشی در میانگین عملکرد آیرودینامیکی

گرفته است، درحالی‌که در کنترل‌شده، جریان به‌طور کامل به لبه حمله چسبیده و گردابه و اماندگی دینامیکی سرکوب شده است که موجب رفتاری بسیار نرمال و یکدست در ضریب برا در زوایای حمله مختلف مخصوصاً در زوایای حرکت روبه‌پایین نسبت به حالت بدون کنترل خواهد شد. در زاویه 10° درجه در حرکت به‌سمت پایین در حالت کنترل‌نشده جریان از بالواره کاملاً جدا شده است و ریخته‌شدن گردابه‌ها به دنباله جریان مشاهده می‌شود؛ ولی در حالت کنترل‌شده، جت باعث چسبیده‌شدن جریان به بالواره شده است که سبب افزایش قابل توجه ضریب برا و کاهش قابل توجه ضریب پسا نسبت به حالت بدون جت می‌شود. در زاویه 25° - حرکت به‌سمت پایین نیز تفاوت چشمگیری بین حالت‌های کنترل‌شده و کنترل‌نشده وجود ندارد و جریان در 2° حالت به بالواره چسبیده است

بررسی رفتار جریان در حالت کنترل‌شده و کنترل‌نشده. به‌منظور بررسی اثر جت مکشی در رفتار جریان، از کانتور پی‌بعدشده سرعت استفاده شد که در شکل (۱۸) قابل مشاهده است. این کانتور در یک دوره تناوب حرکت و در زمان‌های مختلف برای 2° حالت نمونه بدون جت و دارای جت رسم شده است. در این شکل، جت با بیشترین تأثیر در کنترل جریان یعنی جتی که مکان قرارگیری آن 4° در صد طول وتر و زاویه مکشی آن 90° درجه و ضریب ممتوم آن 0.14 است، برای مقایسه با نمونه بدون جت انتخاب شده است. مشاهده می‌شود در زاویه 10° درجه در حرکت به‌سمت بالا تفاوت زیادی بین حالت کنترل‌شده و کنترل‌نشده وجود ندارد، زیرا جریان به‌طور طبیعی چسبیده است. در زاویه 25° درجه حرکت به‌سمت بالا در حالت کنترل‌نشده جریان به‌طور کامل از لبه حمله جدا شده و یک گردابه در جهت خلاف عقربه ساعت در نزدیکی لبه فرار شکل





شکل ۱۸ کانتور بی بعد شده سرعت برای حالت کنترل نشده و کنترل شده با مؤثرترین جت

نتیجه گیری

مقدار چشمگیری کاهش می یافت و به کمینه خود می رسید که به علت نزدیکی به محل تشکیل گردابه لبه حمله است. به منظور بررسی اثر زاویه مکش، ۳ زاویه ۶۰، ۳۰ و ۹۰ درجه انتخاب شدند و مشاهده شد که با افزایش زاویه و نزدیک شدن به زاویه ۹۰ درجه، جت تأثیر بهتری در کنترل جریان از خود نشان می دهد. تأثیر ضریب ممتوم جت که در اندازه دهانه ثابت صورت گرفت، در واقع تأثیر سرعت جت مکشی را آشکار کرد و نشان داد که با افزایش ضریب ممتوم جت، عملکرد جت در کنترل جریان بهتر می شود. بررسی تأثیر اندازه دهانه جت در ضریب ممتوم جت ثابت نشان داد که با افزایش مساحت جت خروجی، اگرچه ضریب میانگین به علت کاهش سرعت جت بهبود قابل توجهی نمی یابد، پس میانگین کاهش چشمگیری می یابد. بنابراین

در این مطالعه به بررسی تأثیر پارامترهای جت مکشی که مکان، زاویه مکش، ضریب ممتوم و مساحت دهانه جت است، در کنترل جریان وامانده دینامیکی بالواره متقارن ناکا ۰۰۱۲ در رینولدز 1×10^5 پرداخته شد. بدین منظور کمیت های میانگین ضرایب آیرودینامیکی و پارامتر عملکرد آیرودینامیکی ارزیابی شدند. بالواره که حرکتی سینوسی بین زوایای حمله ۵- تا ۲۵ نسبت به یک چهارم وتر داشت، به گونه ای نوسان می کرد که شرایط واماندگی دینامیکی عمیق رخ دهد. ۵ مکان ۱، ۴، ۶، ۱۰ و ۲۰ درصد طول وتر برای قرارگیری جت مکشی بررسی شدند که مشاهده شد مکان ۴ درصد طول وتر نسبت به بقیه مکان ها مناسب تر است. البته در این مکان ضریب برا میانگین بیشینه نمی شد، ولی ضریب پسا به

Suction jet	جت مکشی	باعث افزایش شدید پارامتر عملکرد آیرودینامیکی
Synthetic jet	جت مصنوعی	می شود و اگر سرعت و اندازه دهانه جت خروجی مقدار
Trailing edge	لبه فرار	کافی را برای اثرگذاری در جریان داشته باشد، تأثیر
Vortex	گردابه	اندازه دهانه در بهبود مکش با شرایط بهینه بسیار بیشتر

فهرست علائم

علائم انگلیسی

f	فرکانس، Hz
c	طول وتر، m
A	مساحت دهانه، m ²
U	سرعت، m/s
Δt	گام زمانی، s
T	دوره تناوب، s
t*	مقیاس زمانی، s
C_μ	ضریب ممتوم جت
C_l	ضریب برا
C_d	ضریب پسا
L/D	ضریب عملکرد آیرودینامیکی

علائم یونانی

α	زاویه حمله، درجه
θ	زاویه مکش نسبت به راستای وتر بالواره، درجه

زیر نویس

jet	جت
∞	شرایط جریان آزاد
avg	میانگین گیری

از تأثیر سرعت است. با رسم کانتور بی بعد شده سرعت مشخص شد که مؤثرترین جت مکشی، به علت افزایش سرعت در سطح بالایی موجب افزایش اندکی در ضریب برا در زوایای قبل از جدایش جریان می شود و گردابه وامانده دینامیکی را کاملاً سرکوب می کند که این امر باعث می شود در حرکت برگشت، جریان به بالواره چسبیده باقی بماند و مانند حالت کنترل نشده جریان در حرکت به سمت پایین جدا نباشد که در نتیجه باعث افزایش ضریب برا میانگین و کاهش چشمگیر ضریب پسا میانگین در بالواره می شود.

واژه نامه

Active flow control	کنترل فعال جریان
Aerodynamic performance	عملکرد آیرودینامیکی
Chord	وتر
Dynamic stall	واماندگی دینامیکی
LES (Large Eddy Simulation)	شیبه سازی گردابه ای بزرگ
LEV(Leading Edge Vortex)	گردابه لبه حمله
Oscillating airfoil	بالواره نوسانی
RANS (Reynolds Average Navier Stocks)	روش میانگین گیری رینولدز

مراجع

1. N. D. Ham and M. S. Garelick, "Dynamic stall considerations in helicopter rotors," *Journal of the*

- American Helicopter Society*, Vol. 13, No. 2, pp. 49–55, (1968).
2. W. J. McCroskey, L. W. Carr, and K. W. McAlister, "Dynamic stall experiments on oscillating airfoils," *AIAA Journal*, Vol. 14, No. 1, pp. 57–63, (1976).
 3. K. W. McAlister, S. L. Pucci, W. J. McCroskey, and L. W. Carr, "An Experimental Study of Dynamic Stall on Advanced Airfoil Sections. Volume 2. Pressure and Force Data.," (1982).
 4. P. F. Lorber and F. O. Carta, "Airfoil dynamic stall at constant pitch rate and high Reynolds number," *Journal of Aircraft*, Vol. 25, No. 6, pp. 548–556, (1988).
 5. B. J. Pruski and R. D. W. Bowersox, "Leading-edge flow structure of a dynamically pitching NACA 0012 airfoil," *AIAA Journal*, Vol. 51, No. 5, pp. 1042–1053, (2013).
 6. T. Lee and P. Gerontakos, "Investigation of flow over an oscillating airfoil," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 512, pp. 313–341, (2004).
 7. M. R. Visbal and J. S. Shang, "Investigation of the flow structure around a rapidly pitching airfoil," *AIAA Journal*, Vol. 27, No. 8, pp. 1044–1051, (1989).
 8. I. H. Tuncer, J. C. Wu, and C. M. Wang, "Theoretical and numerical studies of oscillating airfoils," *AIAA Journal*, Vol. 28, No. 9, pp. 1615–1624, (1990).
 9. J. A. Ekaterinaris and M. F. Platzer, "Computational prediction of airfoil dynamic stall," *Progress in Aerospace Sciences*, Vol. 33, No. 11–12, pp. 759–846, (1998).
 10. G. Martinat, M. Braza, Y. Hoarau, and G. Harran, "Turbulence modelling of the flow past a pitching NACA0012 airfoil at 105 and 106 Reynolds numbers," *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 24, No. 8, pp. 1294–1303, (2008).
 11. G. Martinat, Y. Hoarau, M. Braza, J. Vos, and G. Harran, "Numerical simulation of the dynamic stall of a NACA 0012 airfoil using DES and advanced OES/URANS modelling," in *Advances in Hybrid RANS-LES Modelling*, Springer, pp. 271–278, (2008).
 12. S. Wang, D. B. Ingham, L. Ma, M. Pourkashanian, and Z. Tao, "Numerical investigations on dynamic stall of low Reynolds number flow around oscillating airfoils," *Computers and Fluids*, Vol. 39, No. 9, pp. 1529–1541, (2010).
 13. S. Wang, D. B. Ingham, L. Ma, M. Pourkashanian, and Z. Tao, "Turbulence modeling of deep dynamic stall at relatively low Reynolds number," *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 33, pp. 191–209, (2012).
 14. E. Asgari and M. Tadjfar, "Assessment of four inflow conditions on large-eddy simulation of a gently curved backward-facing step," *Journal of Turbulence*, Vol. 18, No. 1, pp. 61–86, (2017).
 15. S. Krajnović, "Large eddy simulation exploration of passive flow control around an Ahmed body,"

- Journal of Fluids Engineering, Vol. 136, No. 12, (2014).
16. B. Khalighi, K.-H. Chen, and G. Iaccarino, "Unsteady aerodynamic flow investigation around a simplified square-back road vehicle with drag reduction devices," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 134, No. 6, (2012).
 17. B. Sasson and D. Greenblatt, "Effect of leading-edge slot blowing on a vertical axis wind turbine," *AIAA Journal*, Vol. 49, No. 9, pp. 1932–1942, (2011).
 18. H. F. Müller-Vahl, C. Strangfeld, C. N. Nayeri, C. O. Paschereit, and D. Greenblatt, "Control of thick airfoil, deep dynamic stall using steady blowing," *AIAA Journal*, Vol. 53, No. 2, pp. 277–295, (2015).
 19. H. F. Müller-Vahl, C. N. Nayeri, C. O. Paschereit, and D. Greenblatt, "Dynamic stall control via adaptive blowing," *Renewable Energy*, Vol. 97, pp. 47–64, (2016).
 20. C. Chen, R. Seele, and I. Wygnanski, "Separation and circulation control on an elliptical airfoil by steady blowing," *AIAA Journal*, Vol. 50, No. 10, pp. 2235–2247, (2012).
 21. C. Chen, R. Seele, and I. Wygnanski, "Flow control on a thick airfoil using suction compared to blowing," *AIAA Journal*, Vol. 51, No. 6, pp. 1462–1472, (2013).
 22. Z. Wang and I. Gursul, "Lift enhancement of a flat-plate airfoil by steady suction," *AIAA Journal*, Vol. 55, No. 4, pp. 1355–1372, (2017).
 23. S. H. Kim and C. Kim, "Separation control on NACA23012 using synthetic jet," *Aerospace Science and Technology*, Vol. 13, No. 4–5, pp. 172–182, (2009).
 24. P. Catalano and R. Tognaccini, "RANS analysis of the low-Reynolds number flow around the SD7003 airfoil," *Aerospace Science and Technology*, Vol. 15, No. 8, pp. 615–626, (2011).
 25. M. Tadjfar and E. Asgari, "Active flow control of dynamic stall by means of continuous jet flow at Reynolds number of 1×10^6 ," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 140, No. 1, (2018).
 26. W. Zhang, Z. Zhang, Z. Chen, and Q. Tang, "Main characteristics of suction control of flow separation of an airfoil at low Reynolds numbers," *European Journal of Mechanics*, Vol. 65, pp. 88–97, (2017).
 27. M. Tadjfar and E. Asgari, "The role of frequency and phase difference between the flow and the actuation signal of a tangential synthetic jet on dynamic stall flow control," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 140, No. 11, (2018).
 28. E. Bakhtiari, S. F. Chini, and others, "A numerical study of slip velocity effects on a 2D airfoil dynamic analysis," *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, No. 8, pp. 183–192, (2018).
 29. A. Rabienataj Darzi and S. Vadudi Mofid, "Flow control via co-flow jet over Clark-Y airfoil," *Modares Mechanical Engineerin*, Vol. 17, No. 2, pp. 147–156, (2017).
 30. E. Bakhtiari, "Effects of Oscillation Parameters of a Wind Turbine Airfoil with Slip Velocities on

- Aerodynamic Loads,” *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 19, No. 9, pp. 2093–2104, (2019).
31. K. Gharali and D. A. Johnson, “Dynamic stall simulation of a pitching airfoil under unsteady freestream velocity,” *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 42, pp. 228–244, (2013).

Investigating Suction Jet Parameters in Flow Control of Dynamic Stall

Siroos Kasmaiee¹ Mehran Tadjfar²
Saman Kasmaiee³

1. Introduction

Rapid changes in the angle of attack of an airfoil cause vortices to form which move down from the leading-edge to the trailing-edge. As the dynamic stall vortex passes through the trailing-edge, the lift coefficient decreases sharply and the drag coefficient increases significantly. This phenomenon is called dynamic stall. Dynamic stall and related phenomena have always been considered in the aerospace industry and many efforts have been made by researchers to understand them better. Vortices isolated from the leading-edge of a two-dimensional oscillating wing affected the aerodynamic forces. Separated vortices appeared to be fed of their initial vortices therefore by suppressing initial vortices, separation can be controlled. Various control mechanisms have been used to delay separation and prevent stalls. Suction, blowing and synthetic jets are three major active flow controllers that are used for the dynamic stall.

The influence of suction jet parameters on dynamic stall has not been comprehensively investigated in previous researches. In this study, the effect of variable parameters of continuous suction jet on dynamic stall of a Naca0012 airfoil was perused.

2. Methodology

Numerical method

In this study, incompressible Reynolds averaging Navier-Stokes equations were used. A two-dimensional Naca0012 was simulated and pressure-base algorithm was used as the solver. SIMPLE algorithm was utilized for pressure-velocity coupling and turbulent flow properties were simulated with $k-\omega$ SST model.

Computational domain and boundary condition

Free stream velocity at far field and no-slip condition over the walls are considered as boundary conditions in the uncontrolled case. In controlled cases, velocity outlet was selected as

boundary condition at exit orifice. The airfoil had a sinusoidal motion about its quarter-chord with reduced frequency of 0.1 at Reynolds number of 135000. In this movement, the angle of attack was changing between -5 and 25 degrees.

Computational domain was extended 19 chord lengths behind and ahead of the airfoil for eliminating the effect of the inlet conditions in aerodynamic coefficients. A structured O-type grid was generated for computational domain and dynamic mesh was employed in part of the domain to improve mesh quality. Figure 1 and 2 show the computational domain and dynamic part of it and the grid clustering in the vicinity of leading-edge and trailing-edge, respectively.

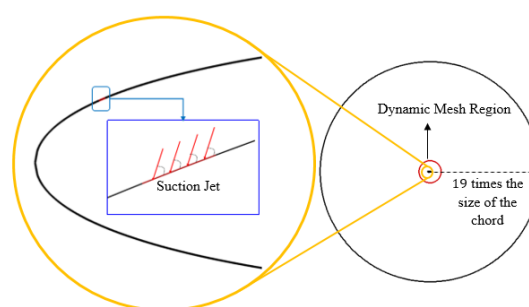


Figure 1. Computational domain and dynamic part of it

Grid independence and time step

The grid independence was investigated. The result revealed that 203000 cells were sufficient for the simulation. We investigated the time-step independence and comprehended that the time step size of 0.0001 second was small enough for the simulation.

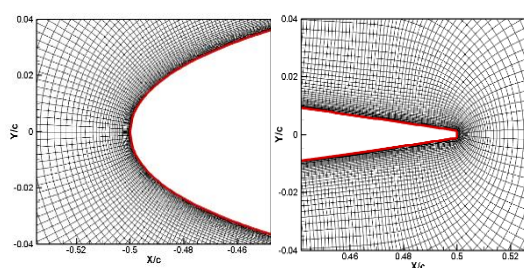


Figure 2. Grid in vicinity of leading and trailing edges

¹ Corresponding Author, PhD, Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran. Email: siroos.kasmaiee@aut.ac.ir

² Associate Professor, Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran

³ PhD, Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran

Validation

The experimental data of Lee and Gerontakos in 2004 was used to validate our numerical results for the uncontrolled case. Figure 3 shows this validation. In the upstroke motion, our simulation has compliance with experimental data but predicts stall earlier than it. In the downstroke motion, the simulation traces the experimental results with oscillations. The accuracy of our simulation with experimental results is similar to the numerical studies of other researchers in dynamic stall.

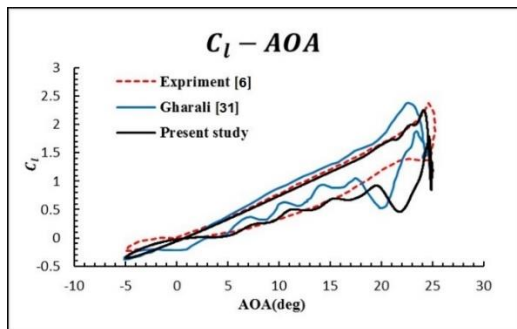


Figure 3. Hysteresis curve of lift

3. Results and Discussion

In order to investigate the effect of the jet location and the suction angle, the momentum coefficient and the aperture area of the jet were considered 0.14 and 0.005 of chord length, respectively. The results of this study can be seen in Figure 4. This Figure shows that with increasing the suction angle in each place, the average aerodynamic performance increases and the best jet location to improve it, is 0.04 of the chord length.

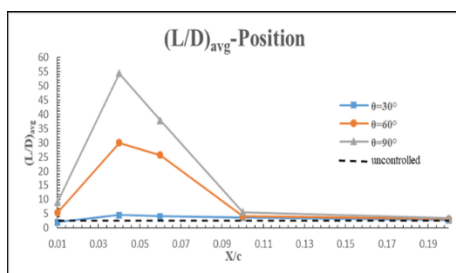


Figure 4. The effect of jet location and suction angle on the average aerodynamic performance

The effect of increasing the jet momentum coefficient on the average aerodynamic performance with the aperture area of 0.005 of chord length is shown in Figure 5. In general, with increasing jet momentum coefficient, the average aerodynamic performance improves. This improvement is more noticeable by approaching the 0.04 chord length and 90 degrees suction angle. The effect of orifice length on the average

aerodynamic performance at a constant momentum coefficient was investigated. The results showed that increasing the width significantly improves the performance although the jet velocity decreased.

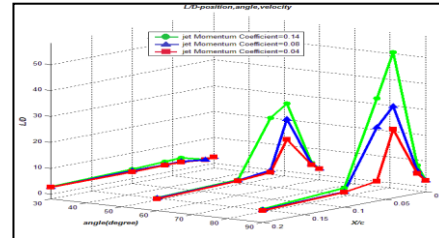


Figure 5. The effect of jet momentum coefficient on average aerodynamic performance

4. Conclusion

In this study, the effect of suction jet parameters on the control of dynamic stall of a NACA0012 was investigated at Reynolds number of 135000. The results showed that the location of 0.04 of chord length is more suitable than other locations for placing the suction jet, and by increasing the suction angle and approaching 90 degrees, the jet has a better effect on the flow control. The effect of jet velocity and orifice size is such that increasing them improves jet performance.

تعیین الگوریتم بهینه پیل اولویت‌بندی جایگاه سوخت‌رسانی CNG برای کاهش هزینه انرژی*

مقاله پژوهشی

محمود فرزانه‌گرد^(۳)

جواد خادم^(۲)

مرتضی سعادت‌طرقی^(۱)

چکیده فرایند پرشدن سریع، فرایند اصلی است که در جایگاه‌های سوخت‌رسانی گاز طبیعی فشرده رخ می‌دهد. هدف اصلی این تحقیق دستیابی به یک آنالیز ترمودینامیکی دقیق‌تر برای مدل‌سازی جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی فشرده با چندین سوخت‌گیری متوالی است. نتایج آنالیز ترمودینامیکی با نتایج تجربی و نتایج تحقیقات قبلی مقایسه شده است. برای محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی فشرده از معادله حالت AGA8 استفاده شده است. تحقیقات مختلفی درباره مدل‌سازی ترمودینامیکی جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی فشرده وجود دارد، اما در آن‌ها هیچ اشاره‌ای به انتخاب الگوریتم بهینه در پیل اولویت‌بندی نشده است. ۳ تابع هدف کمینه‌کردن زمان سوخت‌گیری، بیشینه‌کردن جرم ذخیره‌شده و کمینه‌کردن میانگین مصرف انرژی مخصوص، برای مسئله بهینه‌سازی در نظر گرفته شده است. سرانجام الگوریتم بهینه پیل اولویت‌بندی به‌عنوان هدف اصلی این تحقیق تعیین و نتایج نهایی بهینه‌سازی ارائه شده است. دستیابی به مدل‌سازی دقیق‌تر و مدل‌سازی فرایند چندین سوخت‌گیری متوالی از مهم‌ترین نتایج این تحقیق است. الگوریتم PPM225 به‌عنوان الگوریتم بهینه پیل اولویت‌بندی انتخاب شد و برای نشان‌دادن بهتر نتایج، تحلیلی اقتصادی انجام شده است. نتایج این تحلیل اقتصادی نشان می‌دهد که با اعمال الگوریتم بهینه می‌توان در یک سال ۶۵۰۷۰۰ میلیون ریال (۴۳۸۰۰۰۰۰ کیلووات‌ساعت) صرفه‌جویی کرد.

واژه‌های کلیدی

مدل‌سازی، گاز طبیعی، پرشدن سریع، بهینه‌سازی

مقدمه

که ابتدا گاز طبیعی فشرده از طریق کمپرسور در مخازن ذخیره جایگاه، تا فشار ۲۳۵ بار ذخیره می‌شود. سپس به‌وسیله لوله‌های ارتباطی و سایر تجهیزات جایگاه (مانند پیل اولویت‌بندی و توزیع‌کننده) به مخزن خودرو منتقل می‌شود که این همان فرایند پرشدن سریع است. در تحلیل عملکرد یک جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی هدف کاهش کار مصرفی کمپرسور و کاهش زمان سوخت‌گیری مطرح است. لازمه تحلیل عملکرد، انجام یک شبیه‌سازی دقیق است که قابل اعتبارسنجی با نتایج تجربی باشد.

استفاده از گاز طبیعی به‌عنوان سوخت خودرو دارای مزیت‌هایی از جمله ارزان‌بودن، میزان آلاینده‌گی کمتر و دسترس‌پذیری بیشتر نسبت به سوخت بنزین است. استفاده از گازهای مختلف (هیدروژن و گاز طبیعی) به‌عنوان سوخت جایگزین برای خودروها، سال‌هاست که مورد توجه بسیاری از محققان قرار گرفته است. لازمه استفاده از این سوخت‌های پاک و ارزان، طراحی و احداث جایگاه‌های سوخت‌رسانی است. فرایند اصلی که در این جایگاه‌ها رخ می‌دهد، فرایند پرشدن سریع است. اساس کار فرایند پرشدن سریع به این ترتیب است

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۰/۵/۳۱ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۷/۱۸ می‌باشد.

(۱) نویسنده مسئول، استادیار، مهندسی مکانیک، مجتمع آموزش عالی فنی و مهندسی اسفراین، اسفراین

Email: MSaadat@esfarayen.ac.ir

(۲) دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند

(۳) استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد

در موضوع تحلیل جایگاه‌های سوخت‌رسانی گاز طبیعی تاکنون تحقیقات مختلفی انجام شده است که در بیشتر آن‌ها فقط به بررسی فرایند پرشدن سریع پرداخته شده است. مدل‌سازی فرایند پرشدن سریع را نخستین‌بار کونتز [1] در سال ۱۹۹۴ انجام داده است. با توجه به این که در این مدل ترمودینامیکی فقط مخزن خودرو مدل‌سازی شده است، از نتایج این مدل‌سازی نمی‌توان در شبیه‌سازی کلی جایگاه استفاده کرد، زیرا شبیه‌سازی جایگاه مستلزم مدل‌سازی سایر متعلقات جایگاه نیز می‌شود. در سال ۲۰۰۸ فرزانه‌گرد و همکاران [2] تأثیر شرایط اولیه مخزن خودرو (فشار و دما) بر شرایط نهایی مخزن خودرو و زمان سوخت‌گیری را بررسی کردند. همچنین در تحقیق دیگری فرزانه‌گرد و همکاران [3] در سال ۲۰۱۱ به مقایسه ۲ نوع سیستم ذخیره آبشاری و بافر پرداختند. مدل‌سازی صورت گرفته بر مبنای مدل گاز واقعی بوده و مشابه تحقیقات قبلی آن‌ها فقط به مدل‌سازی مخزن خودرو پرداخته شده و از مدل‌سازی تغییرات مخازن جایگاه و سایر متعلقات صرف‌نظر شده است. در تحقیق‌های آن‌ها شرایط مخازن جایگاه ثابت در نظر گرفته شده است. در تحقیق یادشده مقدار آنتروپی تولیدی به عنوان معیاری برای محاسبه کار کمپرسور در نظر گرفته شد. با وجود این که مقدار کار کمپرسور به صورت مستقیم محاسبه نشده بود، نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که مقدار آنتروپی تولیدی در سیستم ذخیره آبشاری حدود ۵۵ درصد کمتر از سیستم ذخیره بافر است. فرزانه‌گرد و همکاران [4, 5] در سال‌های ۲۰۱۲ و ۲۰۱۳ با استفاده از مدل‌های قبلی‌شان به بهینه‌سازی یک جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی پرداختند. مدل‌سازی آن‌ها بر مبنای مدل گاز ایدئال صورت گرفته است و همان‌طور که پیش‌تر نیز اشاره شد، فقط فرایند پرشدن سریع بهینه‌سازی شده است و نه همه جایگاه. در موردی مشابه، خام‌فروش و همکاران [6] در سال ۲۰۱۴ نیز پیشنهادهایی برای بهینه‌سازی فرایند پرشدن سریع ارائه کردند. بررسی‌ها نشان می‌دهد

که تحقیقات کمی در زمینه مدل‌سازی فرایند پرشدن سریع با در نظر گرفتن مخزن خودرو و مخازن جایگاه انجام شده است. دیمی و همکاران [7] در سال ۲۰۱۲ در تحقیقی برای نخستین‌بار به بررسی تغییرات شرایط مخازن جایگاه در فرایند پرشدن مخزن خودرو پرداختند. مدل‌سازی مخازن جایگاه به عنوان نوآوری کار آن‌ها نسبت به تحقیق‌های قبلی گزارش شده است. با توجه به عدم مدل‌سازی لوله‌های ارتباطی بین مخازن، در تعیین مقدار صحیح دبی جرمی خطای زیادی مشاهده شده است. مشاهده لزوم مدل‌سازی لوله‌های ارتباطی در فرایند پرشدن سریع باعث شد که برای نخستین‌بار مدل‌سازی لوله‌ها را خادم و همکاران [8] در سال ۲۰۱۵ گزارش کنند. در تحقیق آن‌ها شرایط مخازن جایگاه ثابت در نظر گرفته شده و همچنین برای ساده‌سازی از مدل گاز ایدئال استفاده شده است. نکته قابل توجه در تحقیق آن‌ها مقایسه نتایج مدل‌سازی با نتایج تجربی برای نخستین مرتبه است. در یکی دیگر از تحقیق‌های مربوط به مدل‌سازی جایگاه‌های سوخت‌رسانی گاز طبیعی، سعادت و همکاران [9] در سال ۲۰۱۶ به آنالیز ترمودینامیکی یک جایگاه با در نظر گرفتن کمپرسور آن پرداختند. در مدل‌سازی آن‌ها لوله‌های ارتباطی با در نظر گرفتن اصطکاک تحلیل شده و همچنین برخلاف تحقیق قبلی، تغییرات شرایط مخازن ذخیره جایگاه در نظر گرفته شده است. در تحقیق آن‌ها برای نشان دادن تأثیر ارتقای مدل‌سازی، نتایج با نتایج کارهای قبلی [3, 8] مقایسه شده است. از دیگر نوآوری‌های کار آن‌ها مدل‌سازی کمپرسور و تعیین کار مصرفی کمپرسور و همچنین دبی جرمی آن در شرایط عملکرد ناپایا است. آن‌ها نشان دادند که تغییر فشار خروجی کمپرسور بر دبی جرمی خروجی از کمپرسور تأثیری ندارد و همچنین تغییرات فشار خروجی کمپرسور (مخازن ذخیره جایگاه) بر مقدار فشارهای میانی کمپرسور بدون تأثیر است. البته نتایج آن‌ها در شرایطی که هنگام تخلیه مخازن، کمپرسور خاموش باشد، ارائه شده است. این در حالی است که

مخازن جایگاه هم‌زمان پر و خالی شوند، در نظر گرفته شده است. هر کدام از این شرایط ممکن است برای هر یک از ۳ مخزن فشار بالا، متوسط و پایین رخ دهد. همچنین در این تحقیق برای نخستین بار پنل‌های اولویت‌بندی مدل‌سازی و بهترین الگوریتم پنل اولویت‌بندی جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی فشرده با هدف به حداقل رساندن مصرف انرژی تعیین شده است. فرایند پرشدن سریع نیز با در نظر گرفتن مخزن خودرو، مخازن ذخیره جایگاه و لوله‌های ارتباطی و بر مبنای مدل گاز واقعی، مطابق با تحقیق فرزانه گرد و همکاران [12] مدل‌سازی شده است.

مدل‌سازی

یک جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی از کمپرسور (معمولاً سه مرحله‌ای)، پنل اولویت‌بندی، مخازن ذخیره آبشاری، لوله‌های ارتباطی، توزیع‌کننده و مخزن خودرو تشکیل شده است. فرایند پرشدن سریع با ۴ مورد آخر انجام می‌شود. در شکل (۱) نمایی از یک جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی با سیستم ذخیره آبشاری نشان داده شده است.

همان‌طور که در شکل (۱) نشان داده شده است، سیستم ذخیره آبشاری معمولاً از ۳ مجموعه مخازن فشار پایین، متوسط و بالا تشکیل شده است. نحوه عملکرد به این ترتیب است که گاز فشرده خروجی از کمپرسور پس از عبور از پنل اولویت‌بندی، وارد مخازن ذخیره جایگاه می‌شود. وظیفه پنل اولویت‌بندی، کنترل ترتیب پرشدن مخازن جایگاه با کمپرسور است. این سیستم معمولاً دارای یک الگوریتم تعریف شده است که به وسیله شرکت سازنده برنامه‌ریزی می‌شود. بررسی و دستیابی به الگوریتم اولویت‌بندی بهینه‌شده حائز اهمیت است و به عنوان یکی از نوآوری‌های این تحقیق مطرح است. لزوم دستیابی به این الگوریتم‌های بهینه‌شده مهم است، زیرا پیش‌بینی می‌شود با طراحی و انتخاب یک سیستم اولویت‌بندی مناسب برای پرشدن مخازن، بدون تغییر در

تقریباً در بیشتر مواقع هنگام تخلیه مخازن جایگاه، کمپرسور روشن است و مخازن نیز پر می‌شوند. کجیری و همکاران در سال ۲۰۱۷ و ۲۰۱۸ [10,11] برنامه‌ای برای بهره‌برداری کمپرسور با هدف کاهش هزینه‌های سوخت‌گیری ارائه کردند. در تحقیق آن‌ها عملکرد پنل اولویت‌بندی و توزیع‌کننده در نظر گرفته نشده است و همچنین اطلاعاتی درباره نحوه مدل‌سازی و اعتبارسنجی مدل‌سازی ارائه نشده است. پیشنهاد‌های آن‌ها صرفاً بر مبنای روشن و خاموش شدن کمپرسور در یک جایگاه سوخت‌رسانی مشخص است و نمی‌تواند به عنوان مبنای عملکرد در سایر جایگاه‌ها قرار گیرد. در یکی از آخرین تحقیقات مرتبط با مدل‌سازی جایگاه‌های گاز طبیعی فشرده، فرزانه گرد و همکاران [12] در سال ۲۰۱۷ نسبت حجم‌های بهینه را برای مخازن ذخیره جایگاه تعیین کردند. در تحقیق آن‌ها نسبت بهره‌برداری، زمان سوخت‌گیری و مقدار جرم سوخت‌گیری به عنوان توابع هدف در نظر گرفته شده است. با در نظر گرفتن این توابع هدف، مقادیر نسبت حجم‌های بهینه تعیین شده است. لازم به ذکر است که در تحقیق آن‌ها برای تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی بر مبنای مدل گاز واقعی از معادله حالت AGA8 استفاده شده است.

بررسی تحقیقات پیشین نشان می‌دهد که تاکنون تحقیقی که یک شبیه‌سازی کامل و منطبق بر شرایط واقعی جایگاه را بیان کند، ارائه نشده است. همچنین مطالعه‌ای در زمینه مدل‌سازی پنل اولویت‌بندی در جایگاه‌های گاز طبیعی فشرده تاکنون گزارش نشده است. باتوجه به عدم مدل‌سازی، نتایج مربوط به بهینه‌سازی مرتبط با پنل‌های اولویت‌بندی نیز تاکنون گزارش نشده است.

یکی از اهداف این تحقیق، شبیه‌سازی عملکرد یک جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی فشرده در طی چندین فرایند سوخت‌گیری متوالی است. بدین منظور ۳ شرط مختلف مدل‌سازی شامل فقط مخازن جایگاه خالی شوند، فقط مخازن جایگاه با کمپرسور پر شوند و نهایتاً

برای مدل سازی مخازن ذخیره جایگاه، حجم کنترلی داخل مخزن ذخیره در نظر گرفته شده و فشار و دمای داخل آن به صورت یکنواخت فرض شده است. معادله بقای جرم برای حجم کنترل یادشده به شکل زیر است:

$$\frac{dm_r}{dt} = -\dot{m}_e \quad (1)$$

که در آن $\dot{m}_e$ و $\dot{m}_r$ به ترتیب معرف دبی جرمی خروجی از مخازن جایگاه و جرم گاز درون مخازن ذخیره جایگاه هستند. شکل کلی قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل یاد شده به شکل زیر است:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cv} + \sum \dot{m}_i(h_i + V_i^2/2 + gz_i) \\ = \sum \dot{m}_e(h_e + V_e^2/2 + gz_e) + d/dt[m(u + V^2/2 + gz)]_{cv} + \dot{W}_{cv} \end{aligned}$$

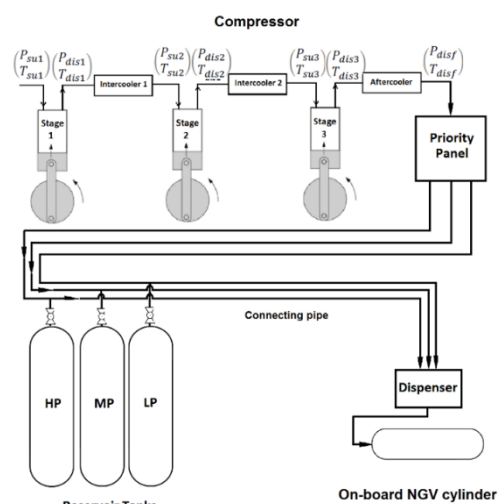
از تغییرات انرژی جنبش و پتانسیل صرف نظر شده است و همچنین برای حجم کنترل با یک خروجی داریم:

$$\frac{dU_r}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{m}_e(h_r) \quad (3)$$

برای ساده‌سازی از انتقال حرارت بین مخازن جایگاه و محیط اطراف صرف نظر شده است. باتوجه به این که زمان سوخت‌گیری حدود ۱ دقیقه است، از اثر انتقال حرارت صرف نظر می‌شود، زیرا زمان لازم برای انتقال حرارت هنگام سوخت‌گیری وجود ندارد. البته بعد از پایان فرایند سوخت‌گیری تأثیر انتقال حرارت قابل توجه خواهد بود که در بحث بهینه‌سازی الگوریتم‌های بحث‌شده در این مقاله تأثیرگذار است. پس از ساده‌سازی داریم:

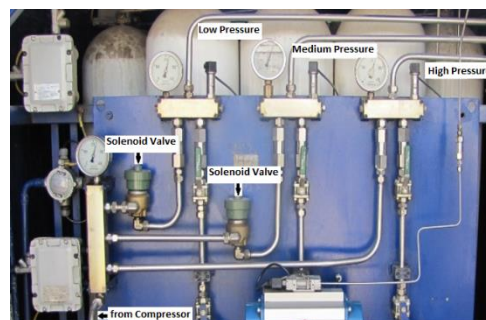
$$m_r \frac{du_r}{dt} + u_r \frac{dm_r}{dt} = -\dot{m}_e h_r \quad (4)$$

طراحی‌های اولیه جایگاه، بتوان هزینه‌های ناشی از مصرف انرژی را کاست. نمایی از پیل اولویت‌بندی برای یک نمونه از جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی فشرده، در شکل (۲) نشان داده شده است.



شکل ۱ نمایی شماتیک از یک جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی با سیستم ذخیره آبشاری (۲)

یک الگوریتم دیگر در توزیع‌کننده وجود دارد که وظیفه‌اش مدیریت تخلیه مخازن جایگاه و پر شدن مخزن خودروست. براساس الگوریتم یادشده، زمانی که دبی جرمی ورودی به مخزن خودرو به مقدار معینی برسد (معمولاً ۰/۰۲ kg/s) مخزن خودرو از مخزن فشار پایین‌تر به مخزن فشار بالاتر متصل می‌شود تا زمانی که فرایند سوخت‌گیری به پایان برسد.



شکل ۲ یک نما از پیل اولویت‌بندی استفاده‌شده در جایگاه سوخت‌رسانی

سرعت، چگالی و ضریب تراکم پذیری هستند. از طرفی

$$\rho V = \frac{\dot{m}}{A} \quad (10)$$

با ترکیب معادلات (۸) و (۱۰) داریم:

$$\rho^2 V dV + \rho dP + \frac{f dx \dot{m}^2}{2A^2 D} = 0 \quad (11)$$

از مقدار عبارت انرژی جنبشی (عبارت اول از سمت چپ) در مقایسه با سایر عبارت‌ها صرف نظر می شود [13] که پس از انتگرال گیری داریم:

$$\dot{m} = A \frac{1}{\sqrt{f}} \left[\frac{MD(P_1^2 - P_2^2)}{LRT_{avg} Z_{avg}} \right]^{0.5}$$

که در آن L طول لوله ارتباطی بین مخازن جایگاه و مخزن خودرو است. روابط مربوط به محاسبه T_{avg} ، Z_{avg} و f در مرجع [9] آمده است. برای محاسبه مقدار متوسط f از معادله اسپیدزگلس [9] استفاده شده است که مخصوص سیستم های انتقال گاز فشار متوسط است:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \left[\frac{88.5}{1 + \frac{0.09144}{D} + 1.1811D} \right]^{0.5} \quad (13)$$

بنابراین مقدار دبی جرمی در یک بازه زمانی را می توان با استفاده از رابطه (۱۲) محاسبه و از آن در روابط (۱) و (۵) استفاده کرد.

کمپرسور استفاده شده در جایگاه های سوخت رسانی گاز طبیعی از نوع رفت و برگشتی است. دبی جرمی خروجی از کمپرسور از رابطه زیر تعیین می شود:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{co} &= \rho_{std} \times Q_{std} \\ &= \left(\frac{Mw_{gas}}{Mw_{air}} \right) \\ &\quad \times \rho_{air, std} \times Q_{std} \end{aligned} \quad (14)$$

که در آن Mw_{gas} ، Mw_{air} ، $\rho_{air, std}$ ، Q_{std} به ترتیب، ظرفیت کمپرسور در شرایط استاندارد، چگالی هوا در

که در آن u_r و h_r به ترتیب انرژی داخلی و آنتالپی گاز موجود در مخازن جایگاه هستند. با داشتن خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی می توان این مقادیر را محاسبه کرد که در بخش های بعدی مطرح خواهد شد. با حل همزمان دستگاه معادله دیفرانسیل، متشکل از روابط (۱) تا (۴) و معلوم بودن مقدار دبی جرمی در یک گام زمانی، می توان مقادیر m_r و u_r در گام زمانی بعدی را تعیین کرد.

برای مدل سازی مخزن خودرو نیز می توان مشابه مخازن جایگاه عمل کرد. روابط حاصل برای مدل سازی مخزن خودرو به شرح زیر هستند:

$$\frac{dm_c}{dt} = \dot{m}_i \quad (5)$$

$$m_c \frac{du_c}{dt} + u_c \frac{dm_c}{dt} = \dot{m}_i h_r \quad (6)$$

که در آن m_c ، $\dot{m}_i$ و u_c به ترتیب جرم گاز طبیعی ذخیره شده داخل مخزن خودرو، دبی جرمی ورودی به مخزن خودرو و انرژی داخلی گاز طبیعی موجود در مخزن خودرو هستند. روند حل دستگاه معادله دیفرانسیل حاصل شده مشابه مخازن جایگاه است.

جریان گاز طبیعی بین مخازن جایگاه و مخزن خودرو به صورت یک جریان یک بعدی در نظر گرفته شده است. فرایند شبه پایا فرض شده و از روابط پایا در بازه های زمانی مختلف استفاده شده است. برای محاسبه دبی جرمی داخل لوله های ارتباطی در یک بازه زمانی، معادلات بقای جرم، مومنتم و معادله حالت به شکل زیر هستند:

$$\frac{d(\rho V)}{dx} = 0 \quad (7)$$

$$\frac{d(\rho V V)}{dx} + \frac{dP}{dx} + \frac{f}{2D} \rho V^2 = 0 \quad (8)$$

$$P = Z \rho \frac{R}{M} T \quad (9)$$

که در آن Z ، ρ ، V ، P ، f ، D ، R ، M ، T به ترتیب دما، وزن مولکولی، ثابت گاز، قطر لوله، ضریب اصطکاک، فشار،

دما و ترکیبات گاز طبیعی هستند. مقادیر پارامترهای ذکر شده برای شماره ۱ تا ۵۸ در مرجع [14] قابل مشاهده است. جزئیات بیشتر مربوط به استاندارد یاد شده و همچنین روش انجام مدل سازی و اعتبار سنجی آن در تحقیق فرزانه گرد و همکاران [12] ارائه شده است. لازم به ذکر است که ترکیب گاز طبیعی استفاده شده در این تحقیق، گاز طبیعی منطقه خانگیران است که درصد ترکیبات آن در مرجع [5] آمده است.

بهینه سازی

وظیفه پنل اولویت بندی کنترل ترتیب پر شدن مجموعه مخازن جایگاه با کمپرسور است. این کنترل را الگوریتمی که در پنل اولویت بندی اجرا می شود، انجام می دهد. بنابراین تعیین بهترین الگوریتم پر شدن مخازن جایگاه (پنل اولویت بندی) به عنوان یکی از اهداف و نوآوری های این تحقیق در نظر گرفته شده که روابط مورد استفاده آن در بخش جاری تشریح شده است. برای این مسئله بهینه سازی ۳ تابع هدف در نظر گرفته شده است. ماکزیم کردن مقدار جرم ذخیره شده در مخزن خودرو به عنوان یکی از توابع هدف در نظر گرفته شده است. مینیم کردن زمان سوخت گیری نیز به عنوان دومین تابع هدف مطرح است. با توجه به این که به کارگیری الگوریتم های مختلف در تابلو اولویت بندی علاوه بر تفاوت در مقدار جرم ذخیره شده در مخزن خودرو و زمان سوخت گیری می تواند سبب تفاوت در مقدار کار مصرفی کمپرسور نیز بشود، پارامتری با عنوان میانگین مصرف انرژی مخصوص (Average Specific Energy Consumption (ASEC)) تعریف شده است که بتوان انرژی مصرفی کمپرسور را مقایسه کرد. لازم به ذکر است که این پارامتر نخستین بار در این تحقیق ارائه شده است و تاکنون در تحقیق دیگری مشاهده نشده است. برطبق تعریف، میانگین مصرف انرژی مخصوص برابر

شرایط استاندارد، وزن مولکولی هوا و وزن مولکولی گاز طبیعی هستند. کار آدیاباتیک کمپرسور سه مرحله ای نشان داده شده در شکل (۱) نیز از رابطه زیر تعیین می شود.

$$W_{adi} = \frac{k_1}{k_1 - 1} (Z_{su1} T_{su1} R) \left[\left(\frac{P_{dis1}}{P_{su1}} \right)^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1 \right] + \frac{k_2}{k_2 - 1} (Z_{su2} T_{su2} R) \left[\left(\frac{P_{dis2}}{P_{su2}} \right)^{\frac{k_2-1}{k_2}} - 1 \right] + \frac{k_3}{k_3 - 1} (Z_{su3} T_{su3} R) \left[\left(\frac{P_{dis3}}{P_{su3}} \right)^{\frac{k_3-1}{k_3}} - 1 \right] \quad (15)$$

نهایتاً برای محاسبه کار واقعی کمپرسور از رابطه زیر استفاده می شود:

$$W_a = \frac{W_{adi}}{\eta_c \times \eta_m} \quad (16)$$

که در آن η_m و η_c به ترتیب راندمان تراکم و راندمان مکانیکی هستند که معمولاً توسط شرکت های سازنده کمپرسور ارائه می شوند. مشخصات کمپرسور مدل سازی شده در این تحقیق در مرجع [9] آمده است. برای تعیین خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی در مراحل مختلف مدل سازی از استاندارد AGA8 استفاده شده است. با استفاده از این روش می توان ضریب تراکم پذیری و چگالی گاز طبیعی را محاسبه کرد. معادله مربوط به ضریب تراکم پذیری Z در این روش به صورت زیر ارائه شده است [14]:

$$Z = 1 + B\rho_m - \rho_r \sum_{n=13}^{18} C_n^* + \sum_{n=13}^{58} C_n^* D_n^* \quad (17)$$

در معادله فوق، Z ضریب تراکم پذیری، B ضریب دوم ویرال، ρ_r دانسیته کاهیده، C_n^* و D_n^* ضرایبی تابع

فرایند حل (شامل شبیه‌سازی فرایند پرشدن سریع، کمپرسور و پنل اولویت‌بندی) برای الگوریتم‌های مختلف تابلو اولویت‌بندی، اجرا شده و نهایتاً الگوریتمی که کمترین میانگین مصرف انرژی مخصوص را داراست، به‌عنوان الگوریتم بهینه انتخاب شده است. به این ترتیب بهترین الگوریتم برای پرشدن مخازن ذخیره جایگاه تعیین شده است. مشخصات مربوط به جایگاه سوخت‌رسانی گاز طبیعی فشرده و مخزن خودرو برای بهینه‌سازی در جدول (۱) ارائه شده است. لازم به ذکر است که این مشخصات بر مبنای یک جایگاه واقعی (جایگاه شماره ۱۰۴۳ واقع در مشهد) است. همچنین مشخصات کمپرسور جایگاه در مرجع [9] تشریح شده است.

جدول ۱ مشخصات مربوط به جایگاه سوخت‌رسانی و مخزن خودرو گاز طبیعی برای بهینه‌سازی

حجم مخزن خودرو	۱۰۱ لیتر
حجم مخازن ذخیره فشار پایین	۲۸۸۰ لیتر
حجم مخازن ذخیره فشار متوسط	۱۹۲۰ لیتر
حجم مخازن ذخیره فشار بالا	۹۶۰ لیتر
تعداد خط‌های فشار	۳
طول لوله‌های ارتباطی	۵۰ متر
قطر داخلی لوله‌های ارتباطی	۰/۰۰۹ متر
فشار اولیه مخزن خودرو	۱ بار
فشار اولیه مخزن ذخیره جایگاه	۲۳۵ بار
دمای اولیه مخازن جایگاه و خودرو	۳۰۰ کلوین
تعداد توزیع‌کننده	۸ عدد
ظرفیت کمپرسور در شرایط نرمال	۱۹۰۰ متر مکعب بر ساعت

نتایج

اعتبارسنجی مدل‌سازی فرایند پرشدن سریع. پس از انجام مدل‌سازی و به‌منظور اعتبارسنجی نتایج آن،

است با نسبت مقدار انرژی مصرفی برای پرشدن یک خودرو به جرم کل گاز ذخیره‌شده در مخزن همان خودرو.

پس برای انتخاب بهترین الگوریتم پرشدن مخازن جایگاه، ۳ تابع هدف زیر در نظر گرفته شده است:

$$\text{Min} \begin{cases} ASEC(P_{HPR,i}, P_{MPR,i}, P_{LPR,i}, P_{C,i}, V_c, PPA) \\ FT(P_{HPR,i}, P_{MPR,i}, P_{LPR,i}, P_{C,i}, V_c, PPA) \\ -FM(P_{HPR,i}, P_{MPR,i}, P_{LPR,i}, P_{C,i}, V_c, PPA) \end{cases}$$

که در آن متغیرهای توابع هدف شامل $P_{MPR,i}$ ، $P_{HPR,i}$ ، $P_{LPR,i}$ ، $P_{C,i}$ ، V_c به‌ترتیب فشار اولیه مخازن فشار بالای جایگاه، فشار اولیه مخازن فشار متوسط جایگاه، فشار اولیه مخازن فشار پایین جایگاه، فشار اولیه مخزن خودرو و حجم مخزن خودرو هستند. همچنین PPA همان الگوریتم تابلو اولویت‌بندی، FT زمان سوخت‌گیری و FM مقدار جرم سوخت‌گیری شده است. باتوجه به این که مسئله بهینه‌سازی یک مسئله با چند تابع هدف است، می‌توان ۲ تابع هدف را به ۲ قید تبدیل و این مسئله را با ۳ تابع هدف به مسئله بهینه‌سازی با یک تابع هدف (کمینه‌کردن) و ۲ قید بدل کرد:

$$\begin{cases} ASEC(P_{HPR,i}, P_{MPR,i}, P_{LPR,i}, P_{C,i}, V_c, PPA) \\ (m)_j \geq 0.02 \quad \text{برای } j=1, \dots \end{cases} \quad (19)$$

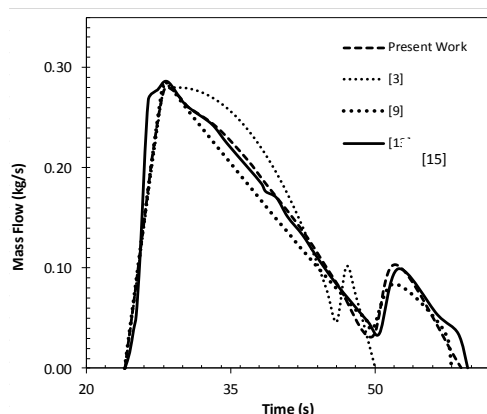
$$(P_{HPR})_j \geq 200 \text{ bar} \quad \text{برای } j=1, \dots$$

واضح است که برخی از متغیرهای رابطه (۱۸) را می‌توان معلوم و ثابت در نظر گرفت، زیرا مشخصات جایگاه و خودرو هستند. با معلوم‌بودن متغیرها، مسئله بهینه‌سازی به شکل زیر تبدیل خواهد شد:

$$\{ ASEC(PPA) \} \quad \text{کمینه کردن}$$

$$(m)_j \geq 0.02 \quad \text{برای } j=1, \dots \quad (20)$$

$$(P_{HPR})_j \geq 200 \text{ bar} \quad \text{برای } j=1, \dots$$



شکل ۳ مقایسه نتایج مدل سازی و اندازه گیری شده برای دبی جرمی

برای هر یک از ۳ مخزن فشار بالا، متوسط و پایین رخ دهند. بنابراین همین امر سبب بروز پیچیدگی های زیادی در انجام شبیه سازی می شود. نتایج مربوط به شبیه سازی عملکرد یک جایگاه سوخت رسانی گاز طبیعی فشرده در طی چندین فرایند سوخت گیری متوالی در شکل (۴) ارائه شده است. در شبیه سازی صورت گرفته گاز طبیعی با ترکیبات منطقه خانگیان در نظر گرفته شده است. مشخصات جایگاه در جدول (۱) ارائه شده است. فرض شده است که توزیع کننده هم زمان در حال سوخت گیری و توزیع کننده دیگر در حال تعویض خودرو، مقدمات شروع سوخت گیری یا در حال پرداخت صورت حساب به اپراتور هستند. به بیان ساده تر، توزیع کننده در حال انتقال گاز و توزیع کننده دیگر هیچ گازی را منتقل نمی کنند. الگوریتم خالی شدن مخازن براساس الگوریتم عنوان شده در زیر است:

- برداشتن نازل از روی توزیع کننده؛
- متصل کردن نازل به مخزن خودرو؛
- باز شدن شیر مخزن فشار پایین و آغاز فرایند سوخت گیری؛
- بسته شدن شیر فشار پایین و باز شدن شیر فشار متوسط زمانی که دبی جرمی به مقدار ۰/۰۲ می رسد؛

مقایسه ای با نتایج تجربی تحقیق [15] صورت گرفته است. شرایط و مشخصات اندازه گیری تجربی در مرجع [15] آورده شده است. همچنین برای نشان دادن بهبود نتایج این تحقیق نسبت به تحقیقات پیشین [3,9]، مقایسه نتایج صورت گرفته است. نتایج مربوط به تغییرات دبی جرمی جریان در طی زمان پر شدن در شکل (۳) نشان داده شده است. فرایند پر شدن سریع بعد از ۲۴ ثانیه آغاز و در زمان حدود ۶۰ ثانیه متوقف می شود. بیشینه دبی جرمی مقدار $kg/s/0.29$ و کمینه آن $kg/s/0.10$ است. زمانی که دبی جرمی برای اولین بار به مقدار $kg/s/0.04$ رسید، با توجه به الگوریتمی که در توزیع کننده وجود دارد، مخزن خودرو به مخزن با فشار بالاتر متصل شده است. در حقیقت بین ثانیه ۲۴ تا ۵۰ مخزن شماره ۱ جایگاه مخزن خودرو را هدف قرار داده و سپس مخزن شماره ۲ جایگاه مخزن خودرو را پر می کند. مقایسه نتایج اندازه گیری دبی جرمی نشان می دهد که نتایج این تحقیق دقت بهتری نسبت به نتایج تحقیقات قبل [3,9] دارد. علت این امر را می توان در مدل سازی لوله های ارتباطی، در نظر گرفتن تغییرات شرایط مخازن جایگاه و استفاده از مدل گاز واقعی دانست. نتایج مرجع [3] انحراف زیادی مخصوصا در ثانیه ۵۰ دارد که دلیل آن مدل سازی بسیار ساده در تحقیق [3] است که حتی نمی توان عمل سوئیچ شدن به مخزن فشار بالا را در نتایج آن مشاهده کرد. مشکل این مدل سازی ساده، استفاده از مدل گاز ایدئال است که با رفتار گاز واقعی بسیار انحراف دارد.

نتایج مربوط به شبیه سازی یک جایگاه با شرایط واقعی.

یکی از اهداف اصلی این تحقیق، شبیه سازی عملکرد یک جایگاه سوخت رسانی گاز طبیعی فشرده در چندین فرایند سوخت گیری متوالی است. بدین منظور ۳ شرایط مختلف مدل سازی شامل فقط مخازن جایگاه خالی شوند، فقط مخازن جایگاه توسط کمپرسور پر شوند و نهایتا مخازن جایگاه هم زمان پر و خالی شوند، در نظر گرفته شده است. هر کدام از این شرایط ممکن است

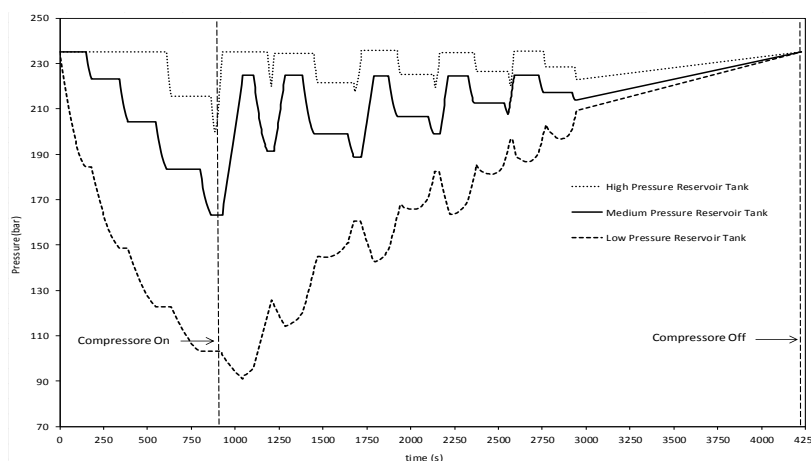
برطبق نتایج شبیه‌سازی، فشار مخزن فشار بالا در ثانیه ۸۸۴ به زیر ۲۰۰ بار می‌رسد، بنابراین کمپرسور در این زمان روشن می‌شود. سپس کمپرسور بر طبق الگوریتم تشریح‌شده (پنل اولویت‌بندی) مخزن را پر می‌کند. در ثانیه ۲۹۴۶ فشار مخزن فشار پایین تا ۲۱۰ بار افزایش می‌یابد. در این زمان کمپرسور هر ۳ مخزن را تا فشار ۲۳۵ بار پر می‌کند. در ثانیه ۴۲۲۶ فشار هر ۳ مخزن به ۲۳۵ بار می‌رسد و کمپرسور خاموش می‌شود. باتوجه‌به این‌که برای مدل‌سازی این حالت از یک روش ترمودینامیکی جایگزین استفاده شده است، نتایج مربوط به تغییرات فشار با زمان در شکل (۴)، از ثانیه ۲۹۴۶ تا پایان فرایند، فیزیکی نیستند، اما باتوجه‌به روند مدل‌سازی، نتایج از لحاظ زمان و همچنین مقدار انرژی مصرفی کمپرسور مناسب هستند. در شکل (۴) زمان‌هایی وجود دارد که مقدار فشار مخزن ثابت می‌ماند و مربوط به زمانی است که نه از مخزن برداشت می‌شود و نه کمپرسور آن را پر می‌کند.

مشابه نتایج ارائه‌شده در این بخش تاکنون در تحقیقی مشاهده نشده است. از آنجایی که در بهینه‌سازی پنل اولویت‌بندی، نتایج این شبیه‌سازی نقشی مهم ایفا می‌کند، اهمیت استخراج این نتایج بیشتر شده است.

➤ بسته‌شدن شیر فشار متوسط و بازشدن شیر فشار بالا زمانی که دبی جرمی به مقدار ۰/۰۲ می‌رسد؛
➤ بسته‌شدن شیر فشار بالا زمانی که دبی جرمی به مقدار ۰/۰۲ می‌رسد و پایان فرایند سوخت‌گیری. این الگوریتم همان الگوریتمی است که امروزه در همه جایگاه‌ها استفاده می‌شود.

الگوریتم پرشدن مخازن ذخیره جایگاه در پنل اولویت‌بندی به این ترتیب است:

کمپرسور تا زمانی که فشار مخزن فشار بالا بیشتر از ۲۰۰ بار است، خاموش می‌ماند. به محض این‌که فشار مخزن فشار بالا به زیر ۲۰۰ بار رسید، کمپرسور روشن و فشار مخزن فشار بالا را به ۲۳۵ بار می‌رساند. سپس کمپرسور، مخزن فشار متوسط را در هر فشاری که باشد به فشار ۲۳۵ بار می‌رساند. بعد از آن به مخزن فشار پایین متصل و تا زمانی که مخزن فشار بالا به ۲۲۰ بار برسد، آن مخزن را پر می‌کند. با رسیدن فشار مخزن فشار بالا به ۲۲۰ بار، کمپرسور هر مخزنی را که درحال پرکردن است، رها می‌کند و به سراغ مخزن فشار بالا می‌رود. این روند تا زمانی که فشار مخزن فشار پایین به ۲۱۰ بار برسد ادامه و بعد از آن کمپرسور هر ۳ مخزن را تا رسیدن فشار هر سه به ۲۳۵ بار پر می‌کند. زمانی که فشار هر ۳ مخزن به ۲۳۵ بار رسید، کمپرسور خاموش می‌شود.



شکل ۴ تغییرات فشار مخازن ذخیره برای چندین سوخت‌گیری متوالی

نتایج مربوط به تعیین بهترین الگوریتم پنل اولویت بندی. همان طور که در اشاره شد، وظیفه پنل اولویت بندی کنترل ترتیب پرشدن مجموعه مخازن جایگاه با کمپرسور است. تعیین بهترین الگوریتم پنل اولویت بندی به عنوان مهم ترین هدف و نوآوری این تحقیق در نظر گرفته شده است که روابط مربوط به آن در بخش بهینه سازی تشریح و در بخش حاضر نتایج مربوط به آن ارائه شده است. در بخش اعتبارسنجی نتایج مدل سازی فرایند پرشدن سریع، دقت و ارتقای مدل ارائه شده در این تحقیق نسبت به مدل های پیشین بررسی شد. با استفاده از این مدل و طراحی یک مسئله بهینه سازی، بهترین الگوریتم پنل اولویت بندی برای جایگاه سوخت رسانی گاز طبیعی با مخازن آبشاری تعیین شده است. روند حصول نتایج به این ترتیب است که برای الگوریتم های مختلف پنل اولویت بندی، شبیه سازی جایگاه صورت گرفته است و نهایتاً الگوریتمی که کمترین میانگین صرف انرژی مخصوص را دارد، به عنوان الگوریتم بهینه انتخاب شده است. با توجه به وجود محدودیت های ایمنی و سایر موارد [16]، ۶ الگوریتم متفاوت در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که شرایط گاز طبیعی، جایگاه، مخازن و شرایط شروع و پایان عملکرد جایگاه در یک سیکل روشن و خاموش شدن کمپرسور کاملاً یکسان در نظر گرفته شده است.

کمپرسور، به دلیل برداشت از مخزن فشار بالا، فشار این مخزن افت می کند. پرکردن مخزن فشار پایین تا زمانی که فشار مخزن فشار بالا به کمتر از ۲۲۰ بار برسد، ادامه دارد. به محض این که فشار مخزن فشار بالا به کمتر از ۲۲۰ بار رسید، کمپرسور مخزن فشار پایین را رها و مجدداً مخزن فشار بالا را تا رسیدن فشار آن به ۲۳۵ بار پر می کند. این فرایند ادامه می یابد تا زمانی که در ثانیه ۵۲۳ فشار مخزن کم فشار به ۲۱۰ بار می رسد. از این زمان به بعد کمپرسور هر ۳ مخزن را تا فشار ۲۳۵ بار پر می کند. در ثانیه ۱۳۲۵ فشار هر ۳ مخزن به ۲۳۵ بار می رسد و کمپرسور خاموش می شود. نتایج نشان می دهد که از زمان شروع سوخت گیری تا زمانی که مجدداً فشار هر ۳ مخزن به ۲۳۵ بار رسیده است، مقدار ۴۰۸/۹۴ کیلوگرم گاز طبیعی از طریق توزیع کننده ها به مخازن خودرو ارسال شده است. مقدار انرژی مصرفی کمپرسور در زمان عملکرد برابر با ۹۲/۰۹ kWh محاسبه شده است که با توجه به این نتایج می توان مقدار میانگین مصرف انرژی مخصوص را تعیین کرد. براساس توضیحات مطرح شده در بخش بهینه سازی، این مقدار به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده است. پس مقدار میانگین مصرف انرژی مخصوص برای الگوریتم PPH220 برابر 0.2251 kWh/kg تعیین می شود. لازم به ذکر است که در همه مراحل شبیه سازی هموار $\dot{m}_j \geq 2$ قید و 0.02 و $(P_{HPR})_j \geq 200 \text{ bar}$ در نظر گرفته شده اند.

الگوریتم PPH220. فشار هر ۳ مخزن ذخیره ۲۳۵ بار است. فرایند سوخت گیری آغاز می شود و تا ثانیه ۱۷۶ کمپرسور خاموش است. در ثانیه ۱۷۶ فشار مخزن فشار بالا به زیر ۲۰۰ بار می رسد و فرمان روشن شدن کمپرسور صادر می شود. به محض روشن شدن کمپرسور، مخزن فشار بالا تا رسیدن به مقدار ۲۳۵ بار پر می شود. سپس طبق الگوریتم مطرح شده، تابلو اولویت بندی مخزن فشار متوسط را انتخاب و آن را تا رسیدن به فشار ۲۲۰ بار پر می کند. سپس نوبت به مخزن فشار پایین می رسد و کمپرسور شروع به پرکردن این مخزن نیز می کند. در حین پرشدن مخازن فشار متوسط و فشار پایین با

الگوریتم PPH225. در این الگوریتم زمانی که فشار مخزن فشار بالا به مقدار ۲۲۵ بار برسد، کمپرسور به سراغ مخزن فشار متوسط می رود. همچنین زمانی که فشار مخزن فشار متوسط به ۲۱۰ بار برسد، کمپرسور این مخزن را رها می کند و به سراغ مخزن فشار پایین می رود. نتایج نشان می دهد که از زمان شروع سوخت گیری تا زمانی که مجدداً فشار هر ۳ مخزن به ۲۳۵ بار می رسد، مقدار ۴۲۱/۸ kg گاز طبیعی از طریق توزیع کننده ها وارد مخازن خودرو می شود. مقدار انرژی مصرفی کمپرسور در زمان عملکرد برابر با ۹۶/۳۴ kWh محاسبه شده که

سوخت‌گیری، مقدار $396/77 \text{ kg}$ گاز طبیعی از طریق توزیع‌کننده‌ها وارد مخازن خودرو شده است. مقدار انرژی مصرفی کمپرسور در این زمان برابر با $86/29 \text{ kWh}$ محاسبه شده است. همچنین مقدار میانگین مصرف انرژی مخصوص برای این الگوریتم برابر $0/2174 \text{ kWh/kg}$ تعیین شده است.

الگوریتم PPM210II: در این الگوریتم اجازه داده می‌شود فشار مخزن فشار بالا تا 220 بار کاهش یابد و سپس کمپرسور آن را پر کند. همچنین بیشینه فشار مخزن فشار متوسط مشابه الگوریتم PPM210I مقدار 210 بار است. نتایج نشان می‌دهد که در زمان سوخت‌گیری، مقدار $423/80 \text{ kg}$ گاز طبیعی از طریق توزیع‌کننده‌ها وارد مخازن خودرو شده است. مقدار انرژی مصرفی کمپرسور در زمان عملکرد برابر با $95/53 \text{ kWh}$ به دست آمده است. همچنین مقدار میانگین مصرف انرژی مخصوص برای الگوریتم PPM210II برابر $0/2254 \text{ kWh/kg}$ است.

جمع‌بندی نتایج مربوط به تعیین الگوریتم بهینه برای پرشدن مخازن ذخیره جایگاه در شکل (۵) ارائه شده است. همان‌طور که در جمع‌بندی نتایج مشاهده می‌شود، کمترین مقدار میانگین مصرف انرژی مخصوص مربوط به الگوریتم PPM225 و برابر $0/2174 \text{ kWh/kg}$ است. برای مشاهده اثر استفاده از الگوریتم بهینه در جایگاه‌های کشور، روند زیر پیگیری شده است:

مقدار مصرف گاز طبیعی فشرده کشور در جایگاه‌ها حدود $15,000,000$ کیلوگرم در روز برای سال 1395 است [17]. تفاوت مقدار انرژی مصرفی بین حالت بهینه با حالت میانگین الگوریتم‌های فوق مقدار $0/008 \text{ kWh/kg}$ است.

باتوجه به این نتایج، مقدار میانگین مصرف انرژی مخصوص برای الگوریتم PPH225 برابر $0/2284 \text{ kWh/kg}$ به دست می‌آید.

الگوریتم PPHML: شاید ساده‌ترین الگوریتمی که از ابتدا برای پرشدن مخازن ذخیره جایگاه به ذهن برسد، الگوریتم PPHML باشد. الگوریتمی که در آن از ابتدا کمپرسور هر 3 مخزن را هم‌زمان پر کند. به عبارت دیگر مشابه آنچه که در پایان الگوریتم‌های قبلی و بعدی رخ می‌دهد، از همان ابتدا هر 3 مخزن پر می‌شوند. نتایج نشان می‌دهد که از زمان شروع سوخت‌گیری، مقدار $440/82 \text{ kg}$ گاز طبیعی از طریق توزیع‌کننده‌ها وارد مخازن خودرو می‌شود. مقدار انرژی مصرفی کمپرسور در زمان عملکرد برابر $101/87 \text{ kWh}$ محاسبه شده که باتوجه به این نتایج، مقدار میانگین مصرف انرژی مخصوص برای الگوریتم PPHML برابر $0/2310 \text{ kWh/kg}$ تعیین شده است.

الگوریتم PPM210I: در این الگوریتم اجازه داده می‌شود فشار مخزن فشار بالا تا 215 بار پایین بیاید و سپس کمپرسور آن را پر کند. همچنین بیشینه فشار مخزن فشار متوسط مقدار 210 بار است. نتایج نشان می‌دهد که در زمان سوخت‌گیری، مقدار $430/50 \text{ kg}$ گاز طبیعی از طریق توزیع‌کننده‌ها وارد مخازن خودرو شده است. مقدار انرژی مصرفی کمپرسور در زمان عملکرد برابر با $96/909 \text{ kWh}$ محاسبه شده است. همچنین مقدار میانگین مصرف انرژی مخصوص برای الگوریتم PPM210I برابر $0/2251 \text{ kWh/kg}$ تعیین شده است.

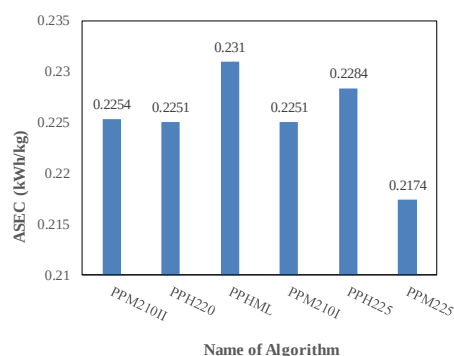
الگوریتم PPM225: بر طبق این الگوریتم کمترین فشار مجاز برای مخزن فشار بالا برابر 220 بار تعیین شده است. همچنین بیشینه فشار مخزن فشار متوسط برابر 225 بار است. نتایج نشان می‌دهد که در زمان

استفاده از مدل گاز واقعی دانست. یکی از اهداف اصلی این تحقیق، شبیه سازی عملکرد یک جایگاه سوخت رسانی گاز طبیعی فشرده در چندین فرایند سوخت گیری متوالی است. از آنجایی که در بهینه سازی پنل اولویت بندی، نتایج شبیه سازی نقشی مهم ایفا می کنند، اهمیت استخراج نتایج شبیه سازی بیشتر شده است. وظیفه پنل اولویت بندی کنترل ترتیب پرشدن مجموعه مخازن جایگاه با کمپرسور است. روند تعیین الگوریتم های بهینه برای پنل اولویت بندی به این ترتیب است که برای الگوریتم های مختلف، شبیه سازی جایگاه صورت گرفته است و نهایتاً الگوریتمی که کمترین میانگین صرف انرژی مخصوص را دارد، به عنوان الگوریتم بهینه انتخاب شده است. باتوجه به وجود محدودیت های ایمنی و سایر موارد، ۱۶ الگوریتم متفاوت در نظر گرفته شده است. جمع بندی نتایج نشان می دهد که کمترین مقدار میانگین مصرف انرژی مخصوص مربوط به الگوریتم PPM225 و برابر 0.2174 kWh/kg است. برای مشاهده اثر استفاده از الگوریتم بهینه در جایگاه های کشور، محاسباتی صورت گرفته است.

در این تحقیق، محاسبات نشان می دهد که در صورت استفاده از الگوریتم بهینه مشخص شده، مقدار $120,000 \text{ kWh}$ در یک روز انرژی صرفه جویی می شود. این مقدار معادل سالانه $65,700$ میلیون ریال صرفه جویی مالی است (۳/۵ درصد کل هزینه ها در یک سال). درحالی که هزینه اولیه مورد نیاز برای اعمال این الگوریتم بهینه در جایگاه ها بسیار ناچیز است.

واژه نامه

Average Specific Energy Consumption	میانگین مصرف انرژی مخصوص
Fast filling	پر شدن سریع
CNG	گاز طبیعی فشرده
Priority panel	پنل اولویت بندی
Governing equations	معادلات حاکم



شکل ۵ نتایج مربوط به تعیین الگوریتم بهینه برای پنل اولویت بندی

بنابراین در صورت استفاده از الگوریتم بهینه مقدار $120,000 \text{ kWh}$ در یک روز، معادل $63,800,000 \text{ kWh}$ در یک سال صرفه جویی می شود. اگر به طور متوسط قیمت هر کیلووات ساعت انرژی را 1500 ریال در نظر بگیریم، سالانه $65,700$ میلیون ریال صرفه جویی مالی می شود (۳/۵ درصد کل هزینه ها در یک سال). درحالی که هزینه اولیه ای مورد نیاز برای اعمال این الگوریتم بهینه در جایگاه ها بسیار ناچیز است.

نتیجه گیری

استفاده از گاز طبیعی به عنوان سوخت خودرو دارای مزیت هایی از جمله ارزان بودن، میزان آلاینده گی کمتر و دسترس پذیری بیشتر نسبت به سوخت بنزین است. در این تحقیق برای نخستین بار پنل های اولویت بندی مدل سازی و بهترین الگوریتم پنل اولویت بندی جایگاه سوخت رسانی گاز طبیعی فشرده با هدف به حداقل رساندن مصرف انرژی تعیین شده است. پس از انجام مدل سازی و به منظور اعتبارسنجی نتایج آن، مقایسه ای با نتایج تجربی صورت گرفته است. همچنین برای نشان دادن بهبود نتایج این تحقیق نسبت به تحقیقات پیشین، مقایسه نتایج صورت گرفته است. مقایسه نتایج اندازه گیری دبی جرمی نشان می دهد که نتایج این تحقیق دقت بهتری نسبت به نتایج تحقیقات قبل دارد. علت این امر را می توان در مدل سازی لوله های ارتباطی، در نظر گرفتن تغییرات شرایط مخازن جایگاه و

T	دما (K)	Dispenser	توزیع کننده
T	زمان (s)	Filling time	زمان سوخت گیری
U	انرژی داخلی (kJ/kg)	Filling mass	جرم سوخت گیری
V	حجم (m^3)	فهرست علائم	
V	سرعت (m/s)		
W	کار واقعی (kJ/kg)	A	مساحت (m^2)
W	نرخ کار واقعی (kW)	B	ضریب دوم ویریا
z	ارتفاع (m)	C_n^*	ضریب وابسته به دما و درصد ترکیبات گاز
Z	ضریب تراکم	c_p	ظرفیت حرارتی در فشار ثابت (kJ/kg K)
علایم یونانی		c_v	ظرفیت حرارتی در حجم ثابت (kJ/kg K)
		D	قطر (m)
ρ	چگالی (kg/m^3)	D_n^*	ضریب وابسته به دما و درصد ترکیبات گاز
زیرنویس ها		F	ضریب اصطکاک
		F_i	پارامتر مشخصه عضو i ام
a	واقعی	G	شتاب جاذبه (m/s^2)
avg	میانگین	H	آنتالپی (kJ/kg)
c	مخزن ذخیره خودرو	K	ضریب انبساط آیزنتروپیک
co	کمپرسور	kWh	کیلووات ساعت
cv	حجم کنترل	L	لیتر
dis	تخلیه	L	طول (m)
HPR	مخزن فشار بالا	m	دبی جرمی (kg/s)
LPR	مخزن فشار پایین	M	وزن مولکولی (kg/kmol)
MPR	مخزن فشار متوسط	P	فشار (bar)
r	مخازن ذخیره جایگاه	$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت (kW)
su	مکش	R	ثابت گاز (J/mol K)
std	استاندارد		

مراجع

1. Kountz, K., " Modeling The Fast Fill Process in Natural Gas Vehicle Storage Cylinders", American Chemical Society Paper at 207th National ACS Meeting, March, (1994).
2. Farzaneh-Gord, M., Hashemi, S., Farzaneh-Kord, S., "Thermodynamics Analysis of Cascade Reservoirs Filling Process of Natural Gas Vehicle Cylinders", *World Applied Sciences Journal*, Vol. 5, No. 2, pp. 143-149, (2008).
3. Farzaneh-Gord, M., Deymi-Dashtebayaz, M., Rahbari, H. R., "Studying effects of storage types on performance of CNG filling stations", *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 3, No. 1,

- pp. 334-340, (2011).
4. Farzaneh-Gord, M., Deymi-Dashtebayaz, M., Rahbari, H. R., "Optimising Compressed Natural Gas filling stations reservoir pressure based on thermodynamic analysis", *International Journal of Exergy*, Vol. 10, No. 3, pp. 299-320, (2012).
 5. Mahdizadeh Rokhi, M. D. D. M., Farzaneh Gord, M., Abbasi, M., "An investigation in the effect of natural gas composition on the filling processes of an automobile CNG cylinder in order to define the optimized conditions of the fuel transmission station", *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 13, No. 9, pp. 103-110, (2013).
 6. Khamforoush, M., Moosavi, R., Hatami, T., "Compressed natural gas behavior in a natural gas vehicle fuel tank during fast filling process: Mathematical modeling, thermodynamic analysis, and optimization", *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 20, No. 0, pp. 121-131, (2014).
 7. Deymi-Dashtebayaz, M., Farzaneh Gord, M., Rahbari, H. R., "Studying transmission of fuel storage bank to NGV cylinder in CNG fast filling station", *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 34, pp. 429-435, (2012).
 8. Khadem, J., Saadat-Targhi, M., Farzaneh-Gord, M., "Mathematical modeling of fast filling process at CNG refueling stations considering connecting pipes", *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 26, pp. 176-184, (2015).
 9. Saadat-Targhi, M., Khadem, J., Farzaneh-Gord, M., "Thermodynamic analysis of a CNG refueling station considering the reciprocating compressor", *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 29, pp. 453-461, (2016).
 10. Kagiri, C., Xiaohua Xia, L., "Optimization of a compressed natural gas station operation to minimize energy cost", *Energy Procedia*, Vol. 142, pp. 2003-2008, (2017).
 11. Kagiri, C., M.Wan jiru, E., Zhang, L., Xia, X., "Optimized response to electricity time-of-use tariff of a compressed natural gas fuelling station ", *Applied Energy*, Vol. 222, pp. 244-256, (2018).
 12. Farzaneh-Gord, M., Saadat-Targhi, M., Khadem, J., "Selecting optimal volume ratio of reservoir tanks in CNG refueling station with multi-line storage system", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 41, No. 40, pp. 25453-25473, (2017).
 13. Menon, E. S., "Transmission Pipeline Calculations and Simulations Manual" *Elsevier Science*, pp.710-745, (2014).
 14. Starling, K. E., "A. G. A. O. S. T. M. Committee, Compressibility and Super compressibility for Natural Gas and Other Hydrocarbon Gases" Operating Section, American Gas Association, (1986).
 15. George, D., "CNG Sampling, in Natural gas" sampling technology conference, New Orleans, Louisiana, pp. 72-80, (2014).
 16. Imran Khan, M., Yasmin, T., Shakoor, A., "Technical overview of compressed natural gas (CNG) as a transportation fuel", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 51, No. 0, pp. 785-797, (2015).
 17. www.ilna.ir/367451, 5/2/(2016)

Determining the Optimal Algorithm of Priority Panel in CNG Refueling Station to Minimize Energy Cost

Morteza Saadat-Targhi¹ Javad Khadem²
Mahmood Farzaneh-Gord³

1. Introduction

Natural gas as a car fuel has advantages such as being cheaper, less polluting, and more accessible than gasoline fuel. The use of various gases (hydrogen and natural gas) as alternative fuels for cars has been considered by many researchers for years. It is necessary to use these clean and cheap fuels, design and build refueling stations. The fast filling process is the main process that occurs in the CNG refueling station. The basis of the fast-filling process is that the CNG is first stored in the storage tanks up to a pressure of 235 bar. It is then transferred to the vehicle tank by communication pipes and other station equipment (such as the priority panel and dispenser). In the analysis of the performance of a CNG refueling station, two goals are presented: reducing the compressor consumption and reducing the filling time. Performance analysis requires accurate simulations that can be validated with experimental results. A review of previous research shows that there is no research that expresses a complete simulation that is consistent with the actual conditions of the site. Also, no study on the modeling of priority panels in CNG stations has been reported so far. Due to the lack of modeling, the results of optimization related to priority panels have not been reported so far. One of the objectives of this study is to simulate the performance of a CNG refueling station during several consecutive refueling processes. For this purpose, three different modeling conditions are considered, including: Only gas tanks should be emptied, only tanks should be filled by the compressor, and finally the tank tanks should be filled and emptied at the same time. These conditions may occur for each of the three high, medium, and low pressure tanks. Moreover, in this study, for the first time, modeling priority panels and the best algorithm of priority panel of CNG refueling station were determined with the aim of minimizing energy consumption.

2. Modeling

A CNG refueling station consists of a compressor (usually three-stage), a priority panel, cascade storage tanks, communication pipes, a dispenser, and a vehicle tank. The fast filling process consists of the last four items. Figure 1 shows a view of a CNG refueling station with a cascade storage system.

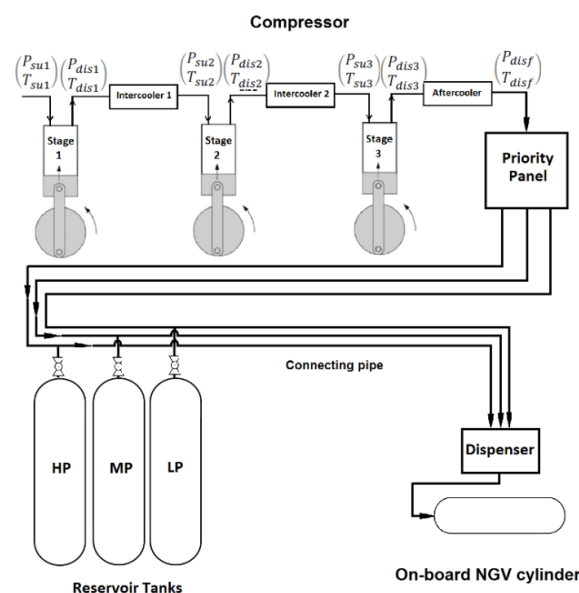


Figure 1. A Schematic diagram of a CNG refueling station with a cascade storage system

A view of the priority panel for a compressed natural gas refueling station is shown in Figure 2.

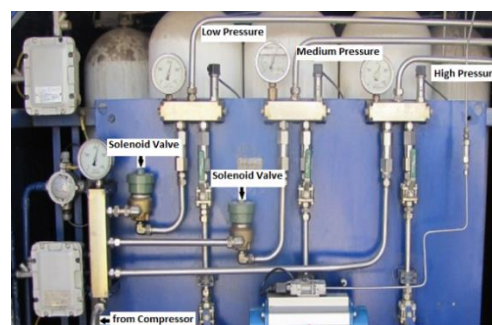


Figure 2. A Schematic diagram of a priority panel for a CNG refueling station

There is another algorithm in the dispenser whose task is to manage the evacuation of the station tanks and the filling of the vehicle tank.

¹. Corresponding Author, Assistant Professor, Esfarayen University of Technology, Esfarayen, North Khorasan, Iran.
Email: MSaadat@esfarayen.ac.ir

². Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran

³. Professor, Mechanical Engineering Department, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran.

According to the algorithm, when the mass flow rate to the vehicle tank reaches a certain value (usually 0.02 kg/s), the vehicle tank is connected from the lower pressure tank to the higher pressure tank until the refueling process is completed. The AGA8 standard was used to determine the thermodynamic properties of natural gas in different stages of modeling. Using this method, the compressibility coefficient and density of natural gas can be calculated.

Achieving more accurate modeling and modeling the process of several consecutive refueling are the most important results of the present study. The optimal algorithm of priority panel is obtained for PPM225 algorithm. An economic analysis was performed to see the results more clearly. The results of the economic analysis show that 65,700,000,000 Rials (43,800,000 kWh) can be saved in one year.

3. Results

One of the main objectives of this study is to simulate the performance of a CNG refueling station during several consecutive refueling processes. Determining the best priority panel algorithm is considered the most important goal and innovation of the present study. A summary of the results related to determining the optimal algorithm for filling storage tanks is presented in Figure 3. As can be seen in the summary of results, the lowest average value of specific energy consumption is related to the PPM225 algorithm and is equal to 0.2174 kWh/kg. According to this algorithm, the minimum allowable pressure for a high pressure tank is set to 220 bar. Moreover, the maximum pressure of the medium pressure tank is 225 bar.

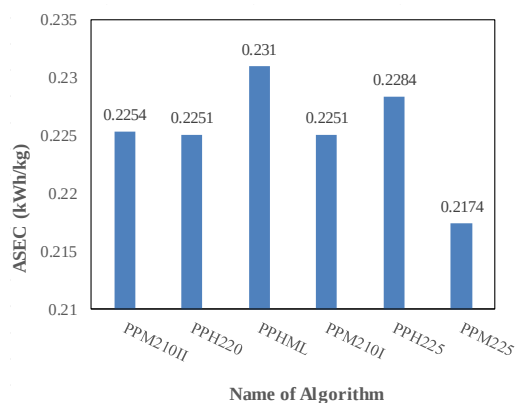


Figure 3. Results for determining the optimal algorithm for the priority panel

4. Conclusion

There are many researches concentrated on the thermodynamic modeling of CNG refueling station, but they have not addressed the optimal algorithm of priority panel. Filling time minimizing, filling mass maximizing, and average specific energy consumption minimizing were employed as the objective function for the optimization problem. Finally, the optimal algorithm of priority panel was determined as the main goal of the present study. The conclusive results of the optimization problem are presented.

CONTENTS

Parametric Study and Numerical Analysis of the Regenerative Compressor with Symmetric Aerodynamic Blades for Improving Performance	Jafar Nejadali	1
Numerical Prediction of Near-Field Noise and Return Acoustics from Sonic Jets in Different Operating Conditions	Ramin Khoshnevisan - Sobhan Emami	19
Feed Effect on Strain and Stress in Dome Forming (Spinning) of a Tube in an Aluminum CNG Vessel Manufacturing	Mohamad Sedighi - Kamaledin Naserinejad	43
Optimization of Hybrid Solar/ Wind/ Battery System with Different Prime Movers (Diesel Engine, Gas Engine, Gas Turbine)	Azadeh Ahmadi - Hassan Hajabdollahi Mohammad Shafiey Dehaj	61
Simulation of Fluid Flow in a Heat Exchanger with Elastic Intermediate Separator at Different Working Conditions	Seyed Esmail Razavi - Tohid Adibi	77
Frequency Analysis of Cracked Porous Functionally Graded Beams on Elastic Foundation using Reddy Third Order Shear Deformation Theory	Mohammad Amin Forghani - Yousef Bazargan-lari Parham Zahedinejad - Mohammad Javad Kazemzadeh	93
Exploring the Effects of Ball Burnishing Process and Initial Surface Roughness on the Core Roughness Characteristics of Copper Cylindrical Parts	Ali Javadi - Masoud Farahnakian Sadegh Elhami	113
Effect of Vanes Angles on the Flow around Fuel Rods and the Induced Vibrations by Analyzing Solid-Fluid Interaction	Mansour Talebi - Siamak Nabati	133
Stability Analysis of Nano-Wire Made Tweezers in Magnetic Flux	Ali Koochi - Masoud Goharimanesh Mohammad Reza Gharib	149
Resizing a Turbocharger Radial Turbine for a Lean Combustion Engine	Mahyar Mafakhery - Asra Amani Ali Madadi	165
Investigating Suction Jet Parameters in Flow Control of Dynamic Stall	Siroos Kasmaiee - Mehran Tadjfar Saman Kasmaiee	181
Determining the Optimal Algorithm of Priority Panel in CNG Refueling Station to Minimize Energy Cost	Morteza Saadat-Targhi - Javad Khadem Mahmood Farzaneh-Gord	201



JOURNAL OF APPLIED AND COMPUTATIONAL SCIENCES IN MECHANICS

Ferdowsi University of Mashhad

ISSN: 2008-918X

Editor-in-Chief: Dr. Mehran Kadkhodayan

General Director: Dr. Hamid Niazmand

Concessionaire: Ferdowsi University of Mashhad

Editorial Board:

Dr. Akbar Afaghi Khatibi	Associate Professor	RMIT University, Australia
Dr. Kazem Abhary	Associate Professor	University of South Australia, Australia
Dr. Aliakbar Akbarzadeh	Professor	RMIT University, Australia
Dr. Hamed Haddad Khodaparast	Associate Professor	Swansea University, UK
Dr. Masoud Boroomand	Professor	Amirkabir University of Technology
Dr. S.Mohammad Reza Khalili	Professor	K.N. Toosi University of Technology
Dr. Ehsan Roohi	Professor	Ferdowsi University of Mashhad
Dr. Mahmoud Shariati	Professor	Ferdowsi University of Mashhad
Dr. Ebrahim Shirani	Professor	Isfahan University of Technology
Dr. Masoud Tahani	Professor	Ferdowsi University of Mashhad
Dr. Mohammad Reza Kazempour Mofrad	Professor	University of California, United States
Dr. Mehran Kadkhodayan	Professor	Ferdowsi University of Mashhad
Dr. Hamid Moeenfard	Associate Professor	Ferdowsi University of Mashhad
Dr. Behdad Moghtaderi	Professor	University of Newcastle, Australia
Dr. Mohammad Reza Mahpeykar	Professor	Ferdowsi University of Mashhad
Dr. Simin Nasser	Professor	Kennesaw, United States
Dr. Hamid Niazmand	Professor	Ferdowsi University of Mashhad

Text Editor: Dr. Y. Bina

Executive Director: T. Hooshmand

Typesetting: A. Noie

Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics
Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad
P. O. Box: 91775-1111, Mashhad, I.R. IRAN

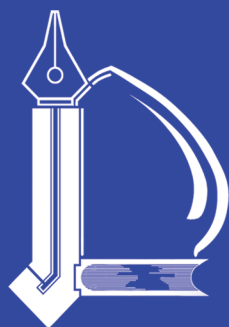
Tel: +98 51 38806024

Fax: +98 51 38763301

Email: ejour@um.ac.ir

Web site: <http://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir>

Indexed in: ISC, SID, Magiran, EBSCO



Ferdowsi University
of Mashhad

Journal of
Applied and
Computational Sciences
in Mechanics

Serial No. 24

ISSN 2008 - 918X

Parametric Study and Numerical Analysis of the Regenerative Compressor with Symmetric Aerodynamic Blades for Improving Performance	1
Jafar Nejadali	
Numerical Prediction of Near-Field Noise and Return Acoustics from Sonic Jets in Different Operating Conditions	19
Ramin Khoshnevisan - Sobhan Emami	
Feed Effect on Strain and Stress in Dome Forming (Spinning) of a Tube in an Aluminum CNG Vessel Manufacturing	43
Mohamad Sedighi - Kamaledin Naserinejad	
Optimization of Hybrid Solar/ Wind/ Battery System with Different Prime Movers (Diesel Engine, Gas Engine, Gas Turbine)	61
Azadeh Ahmadi - Hassan Hajabdollahi Mohammad Shafiey Dehaj	
Simulation of Fluid Flow in a Heat Exchanger with Elastic Intermediate Separator at Different Working Conditions	77
Seyed Esmail Razavi - Tohid Adibi	
Frequency Analysis of Cracked Porous Functionally Graded Beams on Elastic Foundation using Reddy Third Order Shear Deformation Theory	93
Mohammad Amin Forghani - Yousef Bazargan-lari Parham Zahedinejhad - Mohammad Javad Kazemzadeh	
Exploring the Effects of Ball Burnishing Process and Initial Surface Roughness on the Core Roughness Characteristics of Copper Cylindrical Parts	113
Ali Javadi - Masoud Farahnakian - Sadegh Elhami	
Effect of Vanes Angles on the Flow around Fuel Rods and the Induced Vibrations by Analyzing Solid-Fluid Interaction	133
Mansour Talebi - Siamak Nabati	
Stability Analysis of Nano-Wire Made Tweezers in Magnetic Flux	149
Ali Koochi - Masoud Goharimanesh Mohammad Reza Gharib	
Resizing a Turbocharger Radial Turbine for a Lean Combustion Engine	165
Mahyar Mafakhery - Asra Amani Ali Madadi	
Investigating Suction Jet Parameters in Flow Control of Dynamic Stall	181
Siroos Kasmaiee - Mehran Tadjfar Saman Kasmaiee	
Determining the Optimal Algorithm of Priority Panel in CNG Refueling Station to Minimize Energy Cost	201
Morteza Saadat-Targhi - Javad Khadem Mahmood Farzaneh-Gord	

Vol. 32, No.2,
Spring & Summer, 2021