مجله مهندسی مکانیک مدرس، دی 1396، دوره 17، شماره 10، ص‌ص 312-320

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

ارائه طرحی جدید و تحلیل حرارتی- مکانیکی برای تکیه‌گاه‌های داخلی مخازن ذخیره مایعات برودتی

وحید نوروزی فرد[1]، ابراهیم علیزاده[2*]، سید میثم حسینی[3]، محمد رضایی فیروزجایی[4]، سید حسین مسروری سعادت[4]

1-استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول، دزفول
2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، فریدونکنار
3- فارغ‌التحصیل کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
4- فارغ‌التحصیل کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، فریدونکنار
* فریدونکنار، صندوق پستی 47515373، fccenter@mut.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 16 تیر 1396
پذیرش: 18 شهریور 1396
ارائه در سایت: 05 آبان 1396

کلید واژگان:
مخزن مایعات برودتی
مقاومت حرارت تماسی
تحلیل مکانیکی-حرارتی
تکیه‌گاه داخلی
آنالیزالمان محدود

چکیده

اختلاف زیاد بین دمای محیط و مایعات برودتی در مخازن ذخیره این مایعات موجب می‌شود تا انتقال حرارت از طریق تکیه‌گاه‌های بین مخزن داخلی و خارجی از اهمیت بالایی برخوردار باشد. در کنار انتقال حرارت پایین، استحکام بالا نیز از جمله پارامترهای مهم در طراحی تکیه‌گاه‌های مخازن برودتی محسوب می‌شود. مواد پلیمری از لحاظ پایین بودن ضریب رسانایی شرایط مطلوبی دارند اما از نظر خواص مکانیکی دارای استحکام پایین‌تری نسبت به فولادها هستند. هدف این تحقیق ارائه یک تکیه‌گاه جدید مرکب جهت استفاده در مخازن برودتی است که از نظر انتقال حرارت و استحکام بیشترین بازده را داشته باشد. در این طرح، تکیه‌گاه از دو قسمت پلیمری و فولادی چند لایه ساخته شده است. مقاومت حرارتی بین لایه‌ها در قسمت فولادی، انتقال حرارت این بخش از تکیه‌گاه را محدود می‌کند. برای محاسبه میزان دقیق مقاومت حرارت تماسی بین لایه‌ها در فشارها و دماهای مختلف، یک مدل تحلیلی توسعه یافته است. مدل المان محدود مکانیکی-حرارتی برای مطالعه انتقال حرارت تکیه‌گاه پیشنهادی توسعه یافته و به‌کمک کد المان محدود انسیس حل شده است. نتایج المان محدود شامل توزیع دما و شار حرارتی عبوری برای تکیه‌گاه پیشنهادی و یک تکیه‌گاه پلیمری مقایسه شده‌اند. نتایج شار حرارتی عبوری کاهش میزان شار حرارتی عبوری از تکیه‌گاه مرکب پیشنهادی در بارگذاری استاتیک مخزن رادر مقایسه با تکیه‌گاه ساخته شده از بلوک پلیمری نشان می‌دهد.

A new design and thermo-mechanical coupled analysis for internal supports of the cryogenic fluids tanks

Vahid Norouzifard[1], Ebrahim Alizadeh[2*], Seyed Meysam Hosseini[3], Mohammad Rezaei Firouzjaee[4], Seyed Hossein Masrori Saadat[2]

1- Department of Mechanical Engineering, Jundi-shapur University of Technology, Dezful, Iran
2- Department of Mechanical Engineering,Malek Ashtar University of Technology, Fereydounkenar, Iran
3- Department of Mechanical Engineering, Khaje Nasir Toosi University of Technology, Tehran, Iran
* P.O.B. 47515373, Fereydounkenar, Iran, fccenter@mut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 07 July 2017
Accepted 09 September 2017
Available Online 27 October 2017

Keywords:
Cryogenic tanks
Thermal contact resistance
Thermo-mechanical analysis
Internal support
Finite element analysis

ABSTRACT

Heat transfer through the internal supports of the cryogenic fluid tanks is an important issue in the tank design and manufacture. On the other hand, the internal supports strength should be enough to stand safely against the forces applied to the internal tank. From the heat insulation point of view, most of the polymers are suitable materials to use in the internal supports. But the low mechanical strength of the most of the polymers limits the life of the supports made from polymers. In this paper, a new composite support made from steel and polymer is presented for the internal supports. Multilayered design of the steel part of the presented supports controls the heat transfer through this part by adding more thermal contact resistance (TCR) to the heat flow path. An analytical model is developed to calculate TCR between layers of the steel part at various pressure and temperature conditions. A thermo-mechanical coupled finite element (FE) model is developed for the proposed support and solved by ANSYS FE code. Temperature distribution and heat fluxof the presented support are investigated by FE analysis results. Heat flow through the new support design is compared with the heat flow of the supports constructed with polymer blocks. Comparison of the heat flow results shows that the amount of heat transferred to the cryogenic tank through the internal supports in the static loading condition decreases when usingproposed composite design instead of polymer blocks.

Please cite this article using: **برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:**

V. Norouzifard, E. Alizadeh, S. M. Hosseini, M. Rezaei Firouzjaee, S. H. Masrori Saadat, A new design and thermo-mechanical coupled analysis for internal supports of the cryogenic fluids tanks, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 10, pp. 207-216, 2017 (in Persian)

1- مقدمه

مایعات برودتی[1]، مایعات حاصل از میعان گازهایی هستند که دمای جوش آن‌ها پایین‌تر از 150- °C است. از جمله مشکلات ذخیره مایعات برودتی دمای بحرانی بسیار پایین آن‌ها نسبت به دمای محیط است که مقابله با مسئله نشت حرارتی به محل نگهداری آن را ضروری می‌سازد. متداول‌ترین نوع مخازن ذخیره و یا حمل مایعات برودتی در حجم بالا، شامل دو جدار داخلی و خارجی هستند که بین جداره‌ها خلا بوده و از پودر مواد عایق مانند پرلیت[2]، سیلیکا ایروژل[3]، گوی‌های فنلیک[4] و ... پر شده است. مخزن بیرونی به‌عنوان پشتیبان و نگهدارنده برای مخزن داخلی عمل می‌کند. برای اتصال مخزن داخلی و خارجی نیاز به یک سیستم تکیه‌گاهی است. مخزن داخلی بوسیله تکیه‌گاه‌های داخلی به‌شکل میله، کابل، زنجیر و یا بلوک ساخته شده از فولاد، پلیمر و یا مواد مرکب به مخزن خارجی متصل می‌شود. تکیه‌گاه داخلی باید استحکام کافی برای تحمل نیروی وزن مخزن پر و بارگذاری اتفاقی و شتاب‌های عمودی و جانبی را داشته باشد که در این پژوهش برابر نیروی حاصل از شتاب 3g در تمام جهات در نظر گرفته شده است. تکیه‌گاه‌ها به‌عنوان یک پل حرارتی بین دو مخزن می‌توانند باعث انتقال حرارت از مخزن خارجی به مخزن داخلی گردند. بنابراین اتصال دهنده‌های بین مخازن علاوه بر استحکام مکانیکی مناسب باید از نظر انتقال حرارت دارای بیشترین مقاومت حرارتی ممکن باشند.

توسعه مخازن ذخیره مایعات برودتی با بهره‌وری بالا از سال 1952 در آزمایشگاه‌های مهندسی برودتی[5] در کلرادوی آمریکا آغاز گردید. تحقیق و توسعه انجام یافته در آن زمان بر روی ذخیره و حمل و نقل مقادیر بالای هیدروژن مایع تمرکز داشت. همزمان با آزمایشگاه‌های مهندسی برودتی، صنعت نفت در امریکا و خصوصا اروپا به میعان گاز طبیعی و ذخیره و حمل و نقل آن علاقه نشان داد. اولین انتقال گاز مایع از طریق اقیانوس اطلس در سال 1959 اتفاق افتاد که 5000 متر مکعب گاز مایع از آمریکا به بریتانیا انتقال یافت. همزمان در دهه 50 و 60 میلادی مخازن موردنیاز برای حمل 2000 تن اکسیژن و هیدروژن مایع جهت قرار دادن شاتل فضایی در مدار ساخته شدند [1].

با توسعه روز افزون مواد جدید، استفاده از این مواد در ساخت تکیه‌گاه‌های مخازن ذخیره مایعات برودتی برای ایجاد طرح‌های بهینه‌تر در دستور کار قرار گرفته است. مواد پلیمری از جمله موادی هستند که در سال‌های اخیر پیشرفت‌های چشمگیری در زمینه توسعه و بهبود خواص آن‌ها روی داده است. از این رو مواد پلیمری مورد توجه طراحان و سازندگان مخازن برودتی قرار گرفت تا از مزیت رسانایی حرارتی پایین آن‌ها در ساخت تکیه‌گاه‌های با اتلاف حرارتی کمتر بهره‌مند گردند. لیزوسکی و همکارانش[2] امکان ساخت تکیه‌گاه داخلی مخازن ذخیره مایعات برودتی با استفاده از بلوک‌هایی از جنس پلیمر مانند پلی‌کربنات و پلی‌آمید و چند پلیمر دیگر را مورد بررسی قرار دادند. لیزوسکی و همکارانش [2] برای مقایسه پلیمرها از یک مدل المان محدود حرارتی استفاده کردند. آن‌ها با مقایسه نتایج توزیع دما و شار حرارتی انتقالی از بلوک پلیمری نتیجه گرفتند که پلی‌کربنات بالاترین مقاومت حرارتی را داشته و مناسب‌ترین گزینه از نظر انتقال حرارت بین مواد بررسی شده برای ساخت تکیه‌گاه است. لیزوسکی و همکارانش [3] در تحقیقی دیگر استفاده از ماده پلی‌آمید را برای ساخت تکیه‌گاه داخلی مخزن ذخیره مایعات برودتی امکان‌سنجی کردند. در این تحقیق، با استفاده از نتایج توزیع دما و شار حرارتی حاصل از آنالیز المان محدود و نتایج تجربی، بلوک‌های پلی‌آمید را برای ساخت تکیه‌گاه مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها پلی‌آمید را به دلیل استحکام مکانیکی خوب، رسانایی پایین، آسان بودن ساخت و هزینه پایین برای ساخت تکیه‌گاه داخلی مخزن مایعات برودتی پیشنهاد دادند.

از جمله روش‌هایی که در سال‌های اخیر برای کاهش انتقال حرارت در تکیه‌گاه‌های داخلی مخازن برودتی مورد توجه قرار گرفته است، ایجاد مقاومت حرارتی در مسیر جریان حرارت در تکیه‌گاه است [4]. سیزیکای [5] یک نوع تکیه‌گاه داخلی جدید مرکب از لایه‌های پلیمر و فولاد ضد زنگ را برای مخازن برودتی پیشنهاد کرده و به کمک روش المان محدود انتقال حرارت را در این نوع تکیه‌گاه مورد بررسی قرار داده است. "شکل 1" طرح پیشنهادی توسط سیزیکای [5] را نشان می‌دهد. با توجه به این‌که پلیمر در مقایسه با فولاد ماده بسیار نرمی است، بنابراین در فشارهایی که تکیه‌گاه کار می‌کند نسبت سطح تماس واقعی به سطح تماس ظاهری فولاد-پلیمر عددی نزدیک به یک بوده و مقاومت حرارتی بالایی بین سطوح ایجاد نمی‌کند. در نتیجه، این روش چینش لایه‌ها تاثیر قابل توجهی در کاهش انتقال حرارت تکیه‌گاه نخواهد داشت. برای تکمیل نواقص طرح‌های قبلی و ایجاد حداکثر مقاومت حرارتی، در تحقیق حاضر طرحی جدید برای تکیه‌گاه داخلی مخزن برودتی مرکب از لایه‌های فولاد ضد زنگ 304 و یک قسمت پلیمری یک تکه پیشنهاد شده است. در مخازن متحرک حمل مایعات برودتی دو نوع نیرو به مخزن وارد می‌شود. اولی نیروی ثابت وزن مخزن که بصورت دائمی به تکیه‌گاه وارد می‌شود. بارگذاری دیگر، نیروهای دینامیکی حاصل از شوک و ارتعاش هستند که دامنه آن‌ها 3 الی 4 برابر وزن مخزن است که در مدت زمان بسیار کوتاه در حد چندین هزارم ثانیه عمل می‌کنند. در تکیه‌گاه پیشنهادی تحمل نیروهای استاتیکی وزن بر عهده قسمت پلیمری است که رسانش حرارت پایینی دارد. در هنگام اعمال نیروهای بارگذاری دینامیکی که دامنه بیشتر از نیروی وزن دارند قسمت فولادی درگیر می‌شود.

محققین پیشین برای مطالعه عملکرد طرح‌های پیشنهادی تکیه‌گاه داخلی از تحلیل المان محدود حرارتی [2], [6] و یا حرارتی و مکانیکی به‌صورت جدا از هم[6] [5] استفاده کرده‌اند. در طرح تکیه‌گاه پیشنهادی حاضر مقاومت حرارت تماسی بین لایه‌های قسمت فولادی نقش کلیدی در کاهش انتقال حرارت این قسمت از تکیه‌گاه را ایفا می‌کند. مقاومت حرارت تماسی تابع دما و فشار بین لایه‌ها است بنابراین برای مدل‌سازی این تکیه‌گاه لازم است اولا تحلیل حرارتی– مکانیکی همزمان[7] صورت گیرد و ثانیا مقدار دقیق

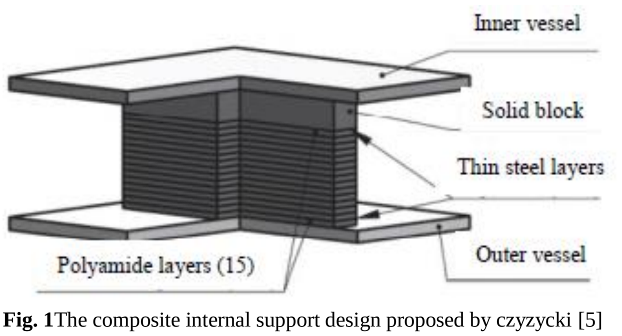

Fig. 1 The composite internal support design proposed by czyzycki [5]

شکل 1 طرح تکیه‌گاه مرکب داخلی پیشنهاد شده توسط سیزیکایی [5]

[1] Cryogenic
[2] Perlite
[3] Silica aerogel
[4] Phenolic spheres
[5] Cryogenic Engineering laboratories

[6] Uncoupled temperature and displacement
[7] coupled temperature and displacement

ضریب انتقال حرارت تماسی در فشار و دمای مختلف تعیین گردد.

روش‌های تعیین ضریب انتقال حرارت تماسی بین دو سطح شامل روش تجربی و تعیین تحلیلی مقدار این ضریب هستند. روش تجربی معمولا بر اندازه‌گیری توزیع دما در جسم و در نزدیکی سطح تماس و شار عبوری از دو سطح استوار است. روش‌های تحلیلی تعیین ضریب هدایت حرارتی نیز در سال‌های اخیر توسعه قابل ملاحظه‌ای یافته‌اند. نیشینو و همکارانش [7]، سینگال و همکارانش [8]، سریدهار و یووانویچ [9]، سادوسکی و استاپکویز [10]، همیساید و همکارانش [11] و بهرامی و همکارانش [12] با مدل‌سازی تغییر شکل بلندی‌های میکروسکوپی زبری سطح و انجام تحلیل آماری بر روی ارتفاع زبری سطوح، مساحت واقعی تماس و ضریب انتقال حرارت تماسی بین دو فلز را محاسبه کرده‌اند. در تحقیق حاضر، پس از مطالعه و بررسی دقیق مدل‌های تحلیلی بالا، یک مدل تحلیلی مناسب برای محاسبه ضریب انتقال حرارت تماسی توسعه یافته است. نتایج این مدل به‌عنوان داده‌های ورودی در تحلیل حرارتی- مکانیکی تکیه‌گاه مورد استفاده قرار گرفته است. از کد المان محدود انسیس[1] برای حل مدل المان محدود استفاده شده است. نتایج المان محدود شامل توزیع دما و شار حرارتی عبوری از تکیه‌گاه برای طرح پیشنهادی و یک تکیه‌گاه تمام پلیمری مقایسه شده‌اند.

2- مدل المان محدود حرارتی-مکانیکی

2-1- مشخصات طرح پیشنهادی برای تکیه‌گاه

مدل پیشنهادی در این تحقیق، یک پایه مرکب شامل یک قسمت پلیمری و یک قسمت ساخته شده از فولاد ضد زنگ 304 است که قسمت فولادی برای کاهش انتقال حرارت به‌صورت لایه‌ای ساخته شده است. "شکل 2" نمای برش خورده طرح پیشنهادی را نشان می‌دهد. در مدل پیشنهادی نشان داده شده در "شکل 2" یک استوانه از جنس پلی‌آمید Torlan 4203به قطر 50 mm در مرکز و در اطراف آن 240 ورقه فولاد ضدزنگ 304 با قطر خارجی و داخلی به ترتیب 90 mm و 50 mm و ضخامت 0.5 mm استفاده شده‌اند. همان‌طور که در جزئیات "شکل 2"نشان داده شده است، ارتفاع استوانه پلیمری با اندازه 0.4 mm از ورقه‌های فولادی بلندتر است. بیشتر بودن ارتفاع بلوک پلیمری به تکیه‌گاه این امکان را می‌دهد که نیروهای استاتیک حاصل از وزن مخزن فقط از طریق استوانه پلیمری تحمل شوند و در مواقع بارگذاری استاتیک بلوک فولادی که انتقال حرارت بیشتری دارد با مخزن تماس نداشته باشد. بنابراین تنش در بلوک پلیمری هیچگاه از 15 MPa بیشتر نخواهد شد و در صورت افزایش بار حاصل از بارگذاری دینامیک، ورقه‌های فولادی اضافه بار اعمالی را تحمل خواهند کرد. یک تکیه‌گاه تمام پلیمری به قطر 90 mm برای مقایسه عملکرد تکیه‌گاه مرکب پیشنهادی نیز در مدل‌سازی المان محدود در نظر گرفته شده است.

جدول 1ضریب انتقال حرارت رسانایی و استحکام مکانیکی جند نوع پلیمر متداول مورد استفاده در صنایع برودتی را نشان می‌دهد. علاوه بر مشخصات فوق در جدول 1 برای پلیمرها نسبت استحکام به ضریب انتقال حرارت رسانایی داده شده است. هر چه مقدار نسبت استحکام به رسانایی بیشتر باشد ماده مذکور برای استفاده در تکیه‌گاه داخلی مخزن برودتی مناسب‌تر است زیرا امکان ساخت تکیه‌گاه با سطح مقطع کوچکتر و انتقال حرارت کمتر را مهیا می‌سازد. جنس بلوک پلیمری از پلی‌آمید تورلان[2] 4203 انتخاب شده است که از جمله پلیمرهای مورد استفاده در صنایع برودتی است. این پلیمر ضمن ضریب رسانایی پایین، استحکام مکانیکی مناسبی نیز دارد. جنس ورقه‌های فولادی تکیه‌گاه پیشنهادی از فولاد ضدزنگ AISI 304 در نظر گرفته شده است. ضریب رسانش در دمای مختلف و استحکام کششی پلی‌آمید و فولاد ضد زنگ در جدول 2 آمده است. علت استفاده از ماده پلیمری در هسته و ورقه‌های فولادی در اطراف برای تکیه‌گاه مرکب حاضر سهولت ساخت و مونتاژ این نوع ترکیب می‌باشد.

2-2- مدل المان محدود

"شکل 3" مدل تکیه‌گاه مرکب داخلی را نشان می‌دهد که با المان‌های سه بعدی در کد المان محدود انسیس المان‌بندی شده است. این المآن‌ها قابلیت تحلیل همزمان مکانیکی و حرارتی را دارند. قابلیت تحلیل حرارتی-مکانیکی همزمان این امکان را برای مدل المان محدود توسعه یافته بوجود می‌آورد که با محاسبه فشار بین سطوح و دمای تماس، مقدار دقیق ضریب انتقال حرارت تماسی را حین حل اعمال نماید. همان‌طور که در "شکل 3" نیز مشاهده می‌شود، به دلیل تقارن شکل تکیه‌گاه داخلی و قسمت‌های مدل‌سازی شده از مخازن داخلی و خارجی، نیمی از تکیه‌گاه داخلی مدل‌سازی شده است. بنابراین برای صفحه تقارن قیدهای تقارن هم برای تحلیل مکانیکی و هم تحلیل حرارتی در نظر گرفته شده است. شرایط مرزی مکانیکی نیز بصورت قیدهای جابجایی در تمام درجات آزادی و فشار به ترتیب در سطح خارجی مخزن خارجی و سطح داخلی مخزن داخلی اعمال شده‌اند. بین سطوح در حال تماس، تماس مکانیکی- حرارتی با ضریب انتقال حرارت تماسی تابع فشار و دما اعمال شده است.

جدول 1 مقایسه نسبت استحکام به ضریب رسانایی برخی مواد پلیمری متداول

Table 1 Comparison of the mechanical strength to thermal conductivity ratio for some common polymers

ماده	ضریب رسانایی W/mK	نسبت استحکام کششی به رسانایی	استحکام کششی MPa	مرجع
Torlan 4203 - polyamide-imide	0.26	538	140	[13], [14]
Tecamax SRP*	0.492	420	207	[15]
PMMA	0.19	368	70	[14]
Polycarbonate	0.2	310	62	[14]
polystyrene	0.14	328	46	[14]

جدول 2 استحکام کششی و ضریب رسانایی فولاد ضد زنگ 304[2] و پلی‌آمید Torlan 4203[16] در گستره دمایی 50 K تا 300 K

Table 2 Ultimate strength and Thermal conductivity of AISI 304 stainless steel and Torlan 4203 polyamide at 50-300 K

دما(K)	AISI 304	Torlan 4203
	هدایت حرارتی($W/m^2{}^\circ C$)	
50	11.8	0.06
100	12.2	0.11
150	12.5	0.17
180	12.8	0.19
200	13	0.21
225	13.4	0.22
250	13.9	0.23
275	14.4	0.24
300	15	0.244
	تنش نهایی (MPa)	
300	505	140
	مدول الاستیک (GPa)	
300	200	4.48

[1] ANSYS
[2] Torlan

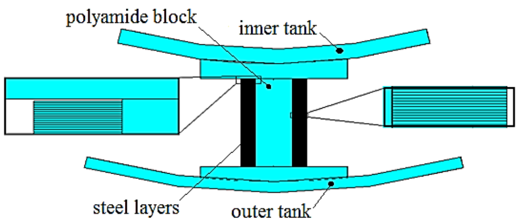

Fig. 2 The proposed internal support section

شکل 2 نمای برش خورده از طرح تکیه گاه داخلی مرکب

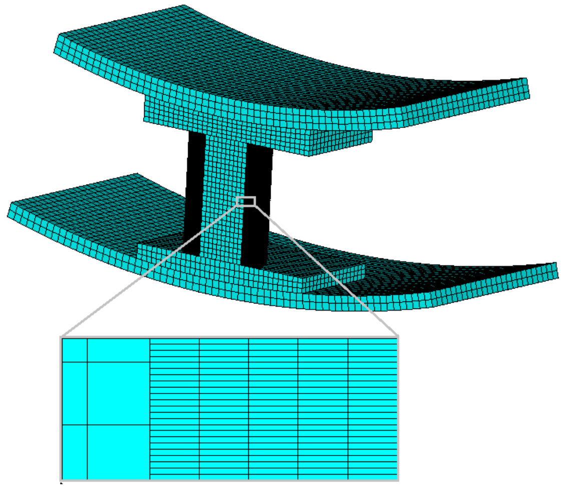

Fig. 3 The meshed finite element model of internal support

شکل 3 مدل المان محدود مش‌بندی شده تکیه‌گاه داخلی

شرایط مرزی تحلیل حرارتی نیز برای سطوحی که با هوا (سطح بیرونی مخزن بیرونی) و اکسیژن مایع (سطح داخلی مخزن داخلی) در تماس هستند عبارتند از [5]:

- در سطوح تماس اکسیژن مایع با مخزن داخلی انتقال حرارت همرفتی با ضریب همرفتی $337\ \mathrm{W/m^2K}$ با دمای ثابت مایع برابر $-183\ ^{\circ}\mathrm{C}$ (90 K) و
- در سطوح بیرونی مخزن خارجی که با هوای محیط در ارتباط هستند انتقال حرارت همرفتی با ضریب همرفتی $8.98\ \mathrm{W/m^2K}$ با دمای ثابت محیط برابر $23\ ^{\circ}\mathrm{C}$ (300 K) در نظر گرفته شده‌اند.

به دلیل این‌که قسمت بین دو مخزن خلا خواهد بود برای سایر سطوح شرط مرزی آدیاباتیک در نظر گرفته شده است.

3- توسعه مدل تحلیلی ضریب انتقال حرارت تماسی

3-1- ضریب انتقال حرارت تماسی

سطوح مهندسی به هر میزان که صافی سطح خوبی داشته باشند وجود پستی و بلندی‌های میکروسکوپی در آن‌ها اجتناب‌ناپذیر است. در هنگام تماس دو سطح با همدیگر قله‌های این پستی و بلندی‌ها که دارای ارتفاع بیشتری نسبت به نقاط اطراف‌شان هستند با قله‌های سطح دیگر تماس پیدا می‌کنند و قسمت‌های پست‌تر از دو سطح با هم تماس فیزیکی نخواهند داشت. بنابراین، بسته به فشار تماس بین دو سطح تنها کسری از مساحت ظاهری با هم تماس پیدا می‌کنند که این مساحت را مساحت واقعی تماس می‌نامند. با افزایش فشار بین دو سطح این پستی و بلندی‌ها دچار تغییر شکل پلاستیک شده و تعداد نقاط تماس واقعی و در نتیجه سطح تماس واقعی افزایش می‌یابد. در حین تماس دو سطح، بلندی‌های پروفیل دو سطح به هم متصل می‌شوند و درصد بالایی از شار حرارتی در حال انتقال بین دو جسم باید از نقاط تماس واقعی عبور کند که کسری از کل سطح مقطع ظاهری در حال تماس را می‌سازد. بنابراین سطحی که شار حرارتی از آن عبور می‌کند به‌طور ناگهانی کاهش می‌یابد و این کاهش ناگهانی سطح عبور گرما باعث ایجاد مقاومت گرمایی می‌شود. "شکل 4" شارهای حرارتی و توزیع دما در نزدیکی دو سطح ناصاف در حال تماس را نشان می‌دهد. در نقاطی از سطوح که با هم تماس پیدا نکرده‌اند در صورت وجود گپ گازی انتقال حرارت از طریق گاز نیز صورت می‌گیرد. با توجه به خلا بودن محیط اطراف تکیه‌گاه داخلی و دمای بسیار پایین از حرارت منتقل شده توسط گپ‌گازی و تشعشع می‌توان صرف‌نظر کرد.

ضریب انتقال حرارت تماسی به‌صورت معکوس مقاومت حرارتی موجود بین دو سطح تعریف می‌شود. معادله زیر رابطه بین شار حرارتی عبوری از واحد سطح q، دمای دو سطح T و ضریب انتقال حرارت تماسی h_c را نشان می‌دهد:

$$q = h_c(T_A - T_B) \tag{1}$$

کوپر و همکارانش [17] برای دو سطح در حال تماس در خلأ معادله زیر را برای محاسبه ضریب انتقال حرارت تماسی پیشنهاد کردند:

$$h_c = \sqrt{\frac{1}{8\pi}}k_s\left(\frac{m}{\sigma}\right)\frac{\exp(\lambda^2)}{\left[1-\sqrt{\frac{1}{2}}\mathrm{erfc}(\lambda)\right]^{1.5}} \tag{2}$$

که در آن m، σ، k_s و λ به ترتیب شیب زبری سطوح، زبری سطح، متوسط ضریب رسانایی دو سطح در حال تماس و عدد بی‌بعد نشان‌دهنده جدایش دو سطح هستند. متوسط ضریب رسانایی و جدایش دو سطح بصورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$k_s = \frac{2k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} \tag{3}$$

$$\lambda = \mathrm{erfc}^{-1}\left(\frac{2P}{H_{\mathrm{mic}}}\right) \tag{4}$$

که در آن k_1، k_2، P و H_{mic} به ترتیب ضریب رسانایی سطوح در حال تماس، فشار بین دوسطح و میکروسختی ویکرز سطح نرمتر هستند. یوانویچ (به نقل از بهرامی [18]) براساس مدل کوپر و همکارانش [17] معادله زیر را برای محاسبه ضریب انتقال حرارت تماسی بین دو سطح زبر بدون اعوجاج پیشنهاد داد:

$$h_c = 1.25k_s\left(\frac{m}{\sigma}\right)\left(\frac{P}{H_{\mathrm{mic}}}\right)^{0.95} \tag{5}$$

که نسبت به معادله (2) از پیچیدگی کمتری برخوردار است و در این تحقیق نیز برای محاسبه ضریب انتقال حرارت تماسی بین لایه‌های فولاد ضد زنگ و سطح تماس بین پلیمر و فولاد انتخاب شده است.

3-2- آنالیز زبری سطوح در حال تماس

هنگامی‌که پستی و بلندی‌های همسانگرد[1] در یک سطح به‌صورت اتفاقی توزیع شده باشند، سطح مذکور یک سطح گاوسی نامیده می‌شود [19]. ویلیامسون[2] و همکارانش [20] نشان دادند که اغلب فرایندهای ساخت و تولید بر روی قطعات سطوح گاوسی تولید می‌کنند. هدف نهایی حل مسائل مکانیک تماس تعیین هندسه روی هم افتادن و تماس بین دو سطح در حال تماس به‌صورت تابعی از فشار عمودی بین آن‌ها یا موقعیت نسبی‌شان است. "شکل 5" سطح مقطع پستی و بلندی‌های میکروسکوپی دو سطح در حال

[1]Isotropic
[2]Williamson

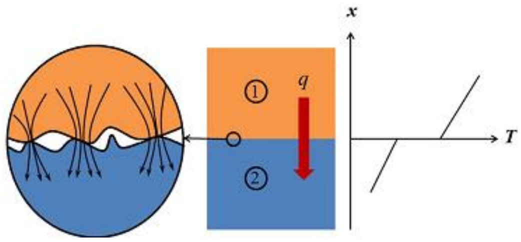

Fig. 4 Thermal flux transfer through the contact area between two body

شکل 4 شار عبوری از سطح تماس دو جسم در حال تماس

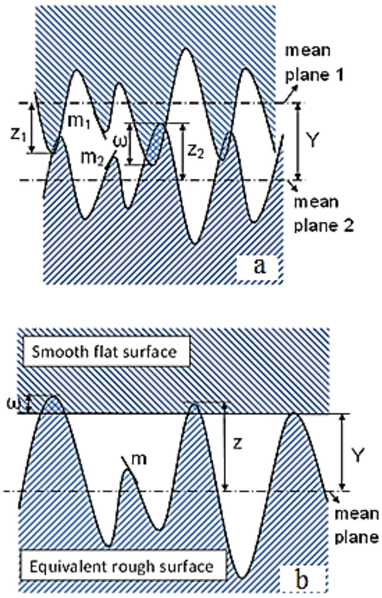

Fig. 5 Schematics of microscopic contact between a) two rough surfaces and b) rough and smooth flat surfaces[21]

شکل 5 تصویری شماتیک از تماس میکروسکوپی بین a) دو سطح زبر و b) سطح زبر معادل با سطح فرضی هموار و صاف [21]

تماس و برخی احتمالات روی هم افتادگی و تماس بین آن‌ها را نشان می‌دهد.

همان‌طورکه در این شکل مشاهده می‌شود، بی‌نهایت موقعیت تماس تصادفی را بین پستی و بلندی‌های دو سطح می‌توان تصور نمود که باعث افزایش سختی و پیچیدگی تحلیل مسئله تماس بین دو سطح می‌شود. بنابراین گرین وود و ویلیامسون [22] پیشنهاد کردند که مسئله تماس بین دو سطح گاوسی به مسئله تماس بین یک سطح گاوسی معادل و یک سطح هموار صاف ساده‌سازی گردد. مشخصات سطح معادل از معادله‌های زیر محاسبه می‌شود.

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (6)$$

$$m = \sqrt{m_1^2 + m_2^2} \quad (7)$$

که در آن σ، σ_1 و σ_2 زبری ریشه متوسط مربعات سطح[1] به ترتیب برای سطح معادل، سطح اول و دوم در حال تماس و همچنین m، m_1 و m_2 متوسط شیب پستی و بلندی‌ها در سطح معادل و سطوح اول و دوم در حال تماس هستند. برای سطوح گاوسی رابطه $\sigma = 1.25R_a$ بین σ و زبری متوسط سطح R_a برقرار است.

با توجه به داده‌های مربوط به اندازه‌گیری زبری سطوح مختلف، برخی محققین رابطه‌هایی برای بستگی بین شیب و زبری سطح پیشنهاد دادند.

[1] RMS surface roughness

بهرامی [18] سه معادله پیشنهادی را با گستره وسیعی از داده‌های اندازه‌گیری شده مقایسه کرده است. با توجه به این مقایسه معادله ارایه شده توسط لامبرت[2] و فلچر[3] (به نقل از بهرامی [18]) گستره بیشتری از داده‌های تجربی از 1 تا 10 میکرومتر زبری را پوشش می‌دهد و در این تحقیق برای تعیین شیب استفاده شده است. از آن‌جایی‌که داده‌های تجربی نسبت به معادله پراکندگی دارند، بهرامی [18] توصیه کرده است در صورت امکان مقدار شیب از طریق اندازه‌گیری مستقیم به‌دست آید و از معادله فقط برای تخمین و در مواقعی که امکان اندازه‌گیری مقدور نیست استفاده گردد. لامبرت و فلچر (به نقل از بهرامی [18]) رابطه بین شیب و زبری سطح را به‌صورت زیر پیشنهاد کرده‌اند:

$$m = 0.076\sigma^{0.52} \quad (8)$$

3-3- میکروسختی ویکرز

میکروسختی ویکرز سطح نرمتر یکی دیگر از پارامترهای معادله (5) است. "شکل 5b" نشان می‌دهد که می‌توان زبری سطح سخت‌تر را به‌عنوان فرورونده‌هایی در نظر گرفت که در سطح نرمتر فرو می‌روند و نقاط تماس واقعی را ایجاد می‌کنند. بنابراین لازم است رابطه‌ایی بین مقادیر حاصل از آزمایش سختی ویکرز با میزان نفوذ سطح سخت‌تر در ماده نرمتر در مسئله تماس مکانیکی ایجاد گردد. در مقادیر نفوذ فرورونده کم (کوچکتر از 40 µm) عدد سختی ویکرز وابسته به مقدار نفوذ فرورونده است و با کاهش آن به‌صورت توانی افزایش پیدا می‌کند. بنابراین سختی‌سنجی‌هایی که با نیروهای فشاری کم (بین 1 تا 100 گرم نیرو) و با عمق نفوذ کمتر از 10 µm انجام می‌شود با عنوان سختی میکرو-ویکرز معرفی می‌کنند و مقادیر بزرگتر با عدد سختی ویکرز شناخته می‌شود. حقاضی[4] (به نقل از بهرامی [18]) با انجام آزمایش‌های تجربی بر روی 4 ماده مختلف نشان داد که مقدار سختی با افزایش عمق نفوذ فرورونده کاهش می‌یابد تا به سختی حجمی برسد. "شکل 6" نمودار تغییرات میکروسختی ویکرز برحسب عمق اثر فرورونده حاصل از تحقیقات حقاضی (به نقل از بهرامی [18]) را نشان می‌دهد. حقاضی چنین استنتاج کرد که این افزایش در میکروسختی و تنش تسلیم ماده در نزدیکی سطح به‌دلیل کار سختی موضعی و یا مکانیزم‌های سختی سطح است. او معادله تجربی زیر را با توجه به نتایج آزمایش‌های تجربی پیشنهاد داد:

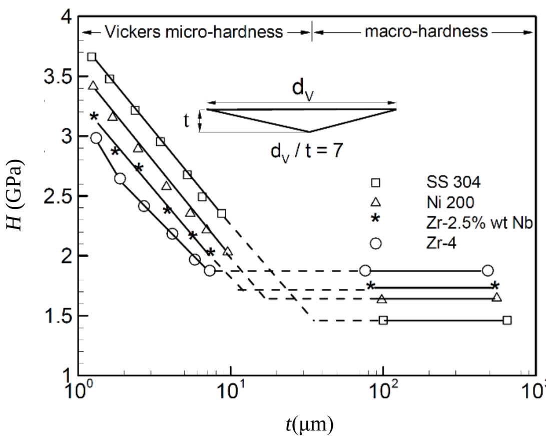

Fig. 6 Variation of Vickers hardness versus indentation depth

شکل 6 رابطه بین میکروسختی ویکرز و عمق نفوذ فرورونده (به نقل از بهرامی [18])

[2] Lambert
[3] Fletcher
[4] Hegazy

$$H = c_1(d')^{c_2} \tag{9}$$

که در آن $d' = d_v/d_0$ و $d_0 = 1\mu m$، d_v قطر اثر حاصل از فرورونده ویکرز برحسب μm و c_1, c_2 ثابت‌های ماده هستند که از اندازه‌گیری میکروسختی به‌دست می‌آیند. ضرایب c_1, c_2 برای فولاد ضد زنگ 304 به ترتیب برابر 6.271 GPa و 0.229- هستند. معادله (9) وابستگی میکروسختی به هندسه فرورونده و عمق فرورفتگی را نشان می‌دهد که در مورد تماس دو سطح، فرورونده‌ها زبری سطوح هستند. بنابراین سانگ[1] و یوانویچ (به نقل از بهرامی [18]) معادله زیر را برای محاسبه نسبت فشار بر میکروسختی در زبری سطوح در حال تماس پیشنهاد کردند:

$$\frac{P}{H_{\text{mic}}} = \left[\frac{P}{c_1\left(1.62\frac{\sigma'}{m}\right)^{c_2}}\right]^{\frac{1}{(1+0.071c_2)}} \tag{10}$$

که در آن $\sigma' = \sigma/\sigma_0$ و $\sigma_0 = 1\ \mu m$ هستند.

4-3- تاثیر دما بر ضریب انتقال حرارت تماسی

در معادله (5) دو پارامتر متاثر از دما وجود دارند که باعث تغییرات در ضریب انتقال حرارت تماسی در دماهای مختلف می‌شوند که عبارتند از ضریب رسانایی متوسط k_s و میکروسختی H_{mic}. تاثیر دما بر ضریب رسانایی متوسط با توجه به معادله (3) با تغییرات ضریب رسانایی دو ماده در حال تماس k_1 و k_2 با دما اعمال می‌شود. سختی مقاومت ماده در برابر تغییر شکل پلاستیک موضعی در ماده است. بنابراین، تغییرات استحکام تسلیم ماده باعث تغییر در میکروسختی خواهد شد. تابور [23] براساس نتایج تجربی معادله زیر را برای محاسبه سختی ماده تحت کنگره‌گذاری پلاستیک[2] پیشنهاد کرده است:

$$H = C\sigma_r \tag{11}$$

که در آن C ثابتی است که به هندسه فرورونده[3] بستگی دارد و σ_r تنش سیلان پلاستیک ماده تحت کرنش پلاستیک ε_rاست که نماینده میدان تغییرشکل پلاستیک ماده زیر قطعه فرورونده است. معادله(11)نیز ارتباط میان استحکام تسلیم ماده و سختی را نشان می‌دهد. پس برای تعیین سختی در دماهای مختلف می‌توان معادله (11) را به‌صورت زیر بازنویسی نمود:

$$H_T = \frac{(\sigma_r)_T}{\sigma_r} H_0 \tag{12}$$

که در آن $(\sigma_r)_T$، H_0 و H_T به ترتیب تنش سیلان ماده زیر فرورونده در دمای T، سختی ماده در دمای محیط و سختی ماده در دمای T هستند. برای محاسبه میکروسختی در دماهای مختلف در معادلات (9) و (10) نیز می‌توانیم ضریب $(\sigma_r)_T/\sigma_r$را به میکروسختی ماده در دمای محیط ضرب کنیم. بنابراین معادله (10) را می‌توان به‌صورت زیر بازنویسی کرد:

جدول 3 تنش سیلان فولاد ضد زنگ 304 در کرنش پلاستیک 0.1 [24] و نسبت $(\sigma_r)_T/\sigma_r$ در گستره دمایی 5 K تا 300 K

Table 3 Flow stress of AISI 304 stainless steel at plastic strain of 0.1 and $(\sigma_r)_T/\sigma_r$at 5-300 K

نسبت تنش سیلان پلاستیک ماده در دمای موردنظر	تنش سیلان پلاستیک ماده (MPa)	دما(K)
1.800	1055	5
1.483	869	77.6
1.26	738	122
1.188	696	197
1	586	300

$$\frac{P}{H_{\text{mic}}} = \left[\frac{P}{c_1\left(\frac{(\sigma_r)_T}{\sigma_r}\right)\left(1.62\frac{\sigma'}{m}\right)^{c_2}}\right]^{\frac{1}{(1+0.071c_2)}} \tag{13}$$

محققین مقادیر 0.112-0.08 را برای کرنش پلاستیک ε_r پیشنهاد کرده‌اند [21]. در این تحقیق از مقدار کرنش 0.1 استفاده شده است که نزدیک به متوسط گستره پیشنهادی است. با توجه به نمودار تنش-کرنش واقعی فولاد ضدزنگ 304 [24] در دمای محیط و برخی دماهای زیر صفر، مقادیر تنش سیلان در کرنش پلاستیک 0.1 و نسبت $(\sigma_r)_T/\sigma_r$در جدول 3 آمده است.

4- نتایج

4-1- ضریب انتقال حرارت تماسیدرفشارها و دماهای مختلف کاری

مقادیر ضریب انتقال حرارت تماسی در دماها و فشارهای مختلف برای دو سطح در حال تماس از جنس فولاد ضد زنگ SS 304 و با زبری سطح 1μm، 2μm و 3μm با استفاده از معادلات (5) و (12) محاسبه شدند. "شکل 7" نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت تماسی دو سطح با زبری 1μm برحسب فشار در دماهای مختلف را نشان می‌دهد. مطابق "شکل 7" با کاهش دما به دلیل افزایش استحکام تسلیم فولاد ضریب انتقال حرارت تماسی کاهش قابل ملاحظه‌ای یافته است. برای نمایش تاثیر زبری سطح بر ضریب انتقال حرارت تماسی، در "شکل 8" نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت تماسی برحسب فشار دو دمای 300 K و 77.6 K برای ورق‌های فولادی در حال تماس با زبری سطح 1μm، 2μm و 3μm نشان داده شده است. با توجه به شکل 8" افزایش زبری سطح از 1μm به 3μm ضریب انتقال حرارت تماسی را در حدود 30 درصد کاهش می‌دهد

برای سطوح تماس بین فولاد و پلیمر، با توجه به این‌که سختی پلیمر در مقایسه با فولاد بسیار کم است پلیمر ماده نرمتر محسوب می‌شود. بنابراین در معادله (5) از سختی پلیمر استفاده می‌شود. سختی پلی‌آمید توسط ماتیوو همکارانش [25] برابر 20MPa گزارش شده است. "شکل 9" تغییرات ضریب انتقال حرارت تماسی برحسب فشار بین دو سطح فولاد و پلی‌آمید را در دماهای مختلف نشان می‌دهد. با مقایسه "شکل 7 و 9" مشاهده می‌شود که در دمای 300 K و فشار 40MPa ضریب انتقال حرارت تماسی در تماس پلیمر-فولاد بیش از سه برابر مقدار این ضریب در سطح تماس فولاد- فولاد

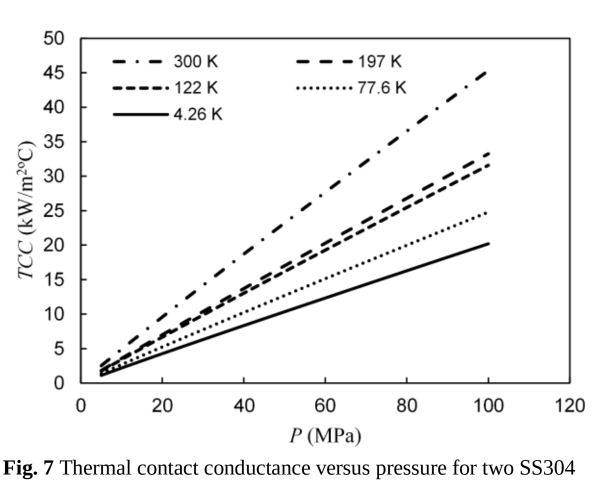

Fig. 7 Thermal contact conductance versus pressure for two SS304 contacting surface with 1μm roughness

شکل 7 ضریب انتقال حرارتی برحسب فشار برای تماس یک جفت ورق فولاد SS304 با زبری سطح 1μm

[1] Song
[2] Plastic indentation
[3] Indenter

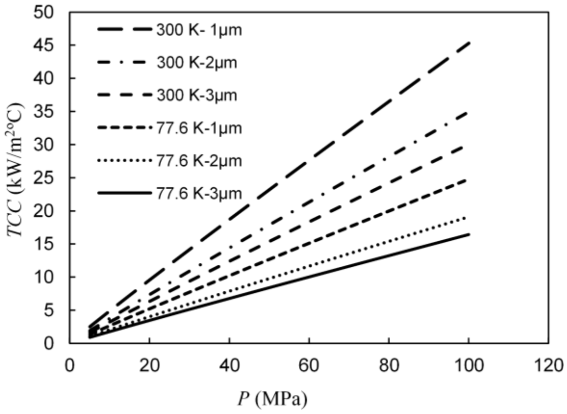

Fig. 8 Thermal contact conductance versus pressure for two SS304 contacting surface with 1µm, 2µm and 3µm roughness

شکل 8 ضریب انتقال حرارت تماسی برحسب فشار برای تماس یک جفت ورق فولاد SS304 با زبری سطح 1µm، 2µm و 3µm

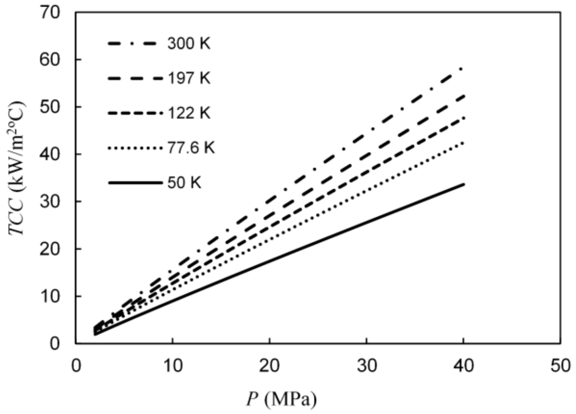

Fig. 9 Thermal contact conductance versus pressure for SS304 and poly amide contacting surfaces

شکل 9 ضریب انتقال حرارت تماسی برحسب فشار برای تماس فولاد SS304 با پلیمر پلی‌آمید

است.

یکی از راه‌های افزایش مقاومت حرارت تماسی بین سطوح فلزی پوشاندن سطوح این فلزات با غبار موادی است که ضریب رسانش حرارت پایینی دارند. دی اکسید منگنز ماده‌ای است که در تحقیقات قبلی برای این منظور استفاده شده است [4]. با توجه به این‌که ضریب رسانش حرارتی بیشتر اکسیدهای فلزی در حدود 1 W/m°C الی 3 W/m°C است در این پژوهش برای بررسی اثر استفاده از غبار بر افزایش ضریب انتقال حرارت تماسی یک ماده با ضریب رسانش 3 W/m°C بین ورق‌ها فرض شده است. در "شکل 10" مقادیر ضریب انتقال حرارت تماسی برای سطوح تمیز و غبار آلود برای سطوح در حال تماس با زبری 1 µm در دمای 300 K و77.6 K مقایسه شده‌اند. "شکل 10" نشان می‌دهد که افزودن غبار فلز ضریب انتقال حرارت تماسی را به ترتیب 2.5 تا 3 برابر در دمای 300 K و 77.6 K کاهش می‌دهد.

4-2- اعتبارسنجی نتایج مدل المان محدود

برای این‌که از صحت نتایج مدل المان محدود حاضر اطمینان حاصل شود، در این تحقیق ابتدا داده‌های مدل المان محدود با نتایج تجربی منتشر شده در

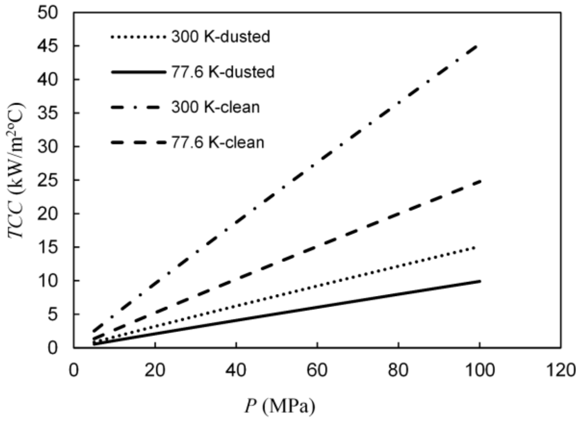

Fig. 10 Thermal contact conductance versus pressure for two SS304 contacting surface with 1µm roughness in two condition; clean and dusted

شکل 10 ضریب انتقال حرارتی برحسب فشار برای تماس یک جفت ورق فولاد SS304 با زبری سطح 1µm در دو حالت: پوشیده با غبار فلز و تمیز

مراجع علمی معتبر راستی آزمایی شده است. برای این منظور یک مدل المان محدود مطابق "شکل 11" ساخته شده است که متشکل از دو صفحه برنجی در ابتدا و انتها و 49 ورقه فولادی گرد بقطر 25 mm از جنس فولاد ضدزنگ 304 است. دمای صفحات فولادی به ترتیب در دمای 76 و 296 K ثابت نگه داشته شده‌اند. اصراف ورقه‌های فولادی عایق‌بندی شده است به‌طوری که امکان انتقال حرارت در جهت شعاعی وجود ندارد. صفحات برنجی با فشار قابل تنظیم بهم فشرده شده‌اند. میزان شار حرارتی این ورقه‌ها توسط مایکسل و اسکات[4] اندازه‌گیری شده است. "شکل 12" نمودار تغییرات شار حرارتی عبوری برحسب فشار را برای این مدل نشان می‌دهد. در "شکل 12" نتایج المان محدود بدست آمده از تحلیل مدل حاضر مطابقت قابل قبولی را با داده‌های تجربی [4] نشان می‌دهند. مقایسه داده‌های تجربی با نتایج المان محدود همچنین حداکثر خطای 6% را برای فشارهای بین 5 تا 10 MPa را نشان می‌دهد که فشار مورد انتظار بین ورقه‌های فولادی در مدل تکیه‌گاه مرکب پیشنهادی در تحقیق حاضر است.

4-3- نتایج حل المان محدود تکیه‌گاه و توزیع دما و شار حرارتی

نتایج ضریب انتقال حرارت تماسی به‌دست آمده از مدل توسعه یافته در این

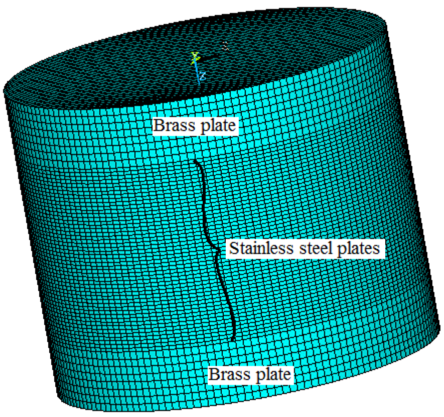

Fig. 11 Meshed finite element model based on Mikesell and Scott's [4] Experimental set up

شکل 11 مدل المان محدود مش‌بندی شده مطابق مدل آزمایشگاهی مایکسل و اسکات [4]

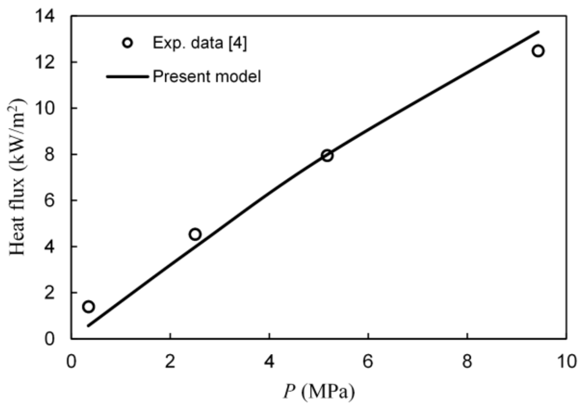

Fig. 12 Variation of the heat flux versus pressure obtained from present finite element analysis compared with experimental data [4]

شکل 12 تغییرات شار حرارتی عبوری برحسب فشار حاصل از تحلیل مدل المان محدود حاضر و مقایسه با داده‌های تجربی [4]

مقاله به‌عنوان پارامتر ورودی مدل المان محدود تکیه‌گاه داخلی (قسمت 2 مقاله) اعمال شده‌اند. برای این‌که اثر شرایط سطوح ورقه‌های فولادی و نیروی وارد بر تکیه‌گاه پیشنهادی در این مقاله بر میزان اتلاف حرارتی آن بررسی گردد چندین تکیه‌گاه با شرایط بارگذاری مختلف در نظر گرفته شده‌اند که مشخصات آن‌ها در جدول 4 آمده است. تکیه‌گاه‌های 7 تا 9 از جدول 4 کاملا از پلیمر پلی‌آمید ساخته شده‌اند که برای مقایسه عملکرد تکیه‌گاه پیشنهادی حاضر با تکیه‌گاه پلیمری مدل‌سازی شده است.

بعد از تکمیل مدل المان محدود تکیه‌گاه‌های جدول 4 حل این مدل‌ها توسط کد المان محدود انسیس انجام شد. "شکل 13a"توزیع دما در تکیه‌گاه مرکب ساخته شده از پلیمر و ورقه‌های فولادی تمیز با زبری سطح 1μm (تکیه‌گاه 1 از جدول 4) تحت بار وارده 80000 N را نشان می‌دهد. توزیع دما در تکیه‌گاه ساخته شده از پلیمر تحت بار 80000 N (تکیه‌گاه 8 از جدول 4) نیز در "شکل 13b" نشان داده شده است.

جدول 5 متوسط شار حرارتی عبوری از قسمت‌های فولادی و پلیمری تکیه‌گاه داخلی مرکب و نیز کل گرمای عبوری از تکیه‌گاه برای شرایط تکیه‌گاه و بارگذاری مندرج در جدول 4 را نشان می‌دهد. ردیف‌های 1 و 7 از جدول 5 گرمای عبوری از تکیه‌گاه مرکب و پلی‌آمید را در شرایط بارگذاری استاتیک مخزن و تحت بار 20000 N نشان می‌دهد. از آن‌جایی‌که قسمت فولادی تکیه‌گاه مرکب در بارگذاری استاتیک درگیر نمی‌شود کل گرما از قسمت پلیمری آن عبور می‌کند.

"شکل 14" گرمای انتقال یافته از تکیه‌گاه داخلی مرکب ساخته شده از ورقه‌های فولادی با زبری سطح 3μm, 2μm, 1μm و 1μm پوشیده با غبار اکسید فلز و تکیه‌گاه پلیمری تحت بار 80000 N را نشان می‌دهد.

جدول 4 مشخصات مدل‌های المان محدود تکیه‌گاه داخلی و شرایط بارگذاری آن‌ها

Table 4 Characteristics and loading conditions of finite element models of the internal supports

ردیف	نوع تکیه‌گاه	زبری سطح صفحات استیل	بار تکیه‌گاه (N)
1	Composite	1μm	20000
2	Composite	1μm	80000
3	Composite	1μm	120000
4	Composite	2μm	80000
5	Composite	3μm	80000
6	Composite	1μm-dusted	80000
7	Poly amide	-	20000
8	Poly amide	-	80000
9	Poly amide	-	120000

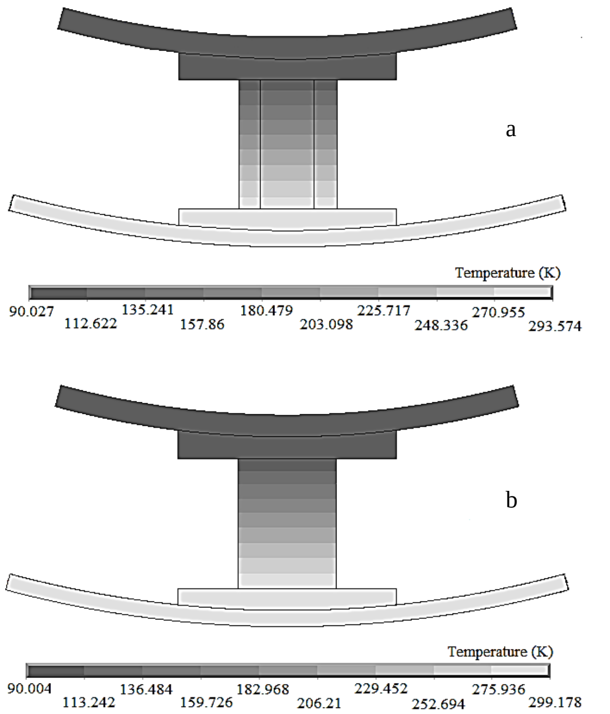

Fig. 13 Temperature distribution at internal support a) made from polymer and SS304 clean layers by 1μm surface roughness and b) made from poly amide, under 80000 N loading

شکل 13 توزیع دما در تکیه‌گاه a) مرکب باورق‌های فولادی بدون غبار و زبری سطح 1μm و b) تمام پلیمری ساخته از پلی‌آمید، تحت نیروی وارده 80000 N

همان‌طورکه در "شکل 14" مشاهده می‌شود استفاده از غبار اکسید فلز بین ورقه‌های فولادی انتقال حرارت از تکیه‌گاه مرکب را بیش از دو برابر کاهش می‌دهد. همچنین انتقال گرما از تکیه‌گاه تمام پلیمری در بار 80000 N از تکیه‌گاه مرکب پیشنهادی با ورقه‌های دارای اکسید فلز در حدود 3.4 برابر کمتر است.

مقایسه تکیه‌گاه مرکب پیشنهادی در این تحقیق با تکیه‌گاه ساخته شده از پلی‌آمید نشان می‌دهد که در بارگذاری استاتیک مخزن استفاده از تکیه‌گاه مرکب انتقال حرارت را در حدود 5.3 برابر نسبت به تکیه‌گاه تمام پلیمری کاهش می‌دهد. در بارهای بیشتر که مربوط به بارگذاری دینامیک حاصل از شوک و لرزش است انتقال حرارت از تکیه‌گاه پیشنهادی در کمترین حالت 3.4 برابر بیشتر از تکیه‌گاه پلیمری است. اما کوتاه بودن مدت زمان این بارگذاری (در حدود چندین میلی‌ثانیه) در مقایسه با کل زمان درگیری

جدول 5 شار حرارتی متوسط و کل گرمای عبوری محاسبه شده برای تکیه‌گاه‌ها و شرایط بارگذاری جدول 4

Table 5 Calculated average heat flux and heat flow through the internal supports and loading condition detailed in table 3

ردیف	فلاکس حرارتی از طریق صفحات استیل (W/m^2)	فلاکس حرارتی از طریق پلیمر (W/m^2)	کل شار حرارتی تکیه‌گاه (W)
1	0	177	0.3474
2	3030	268	13.85
3	4500	258	20.31
4	2475	272	11.42
5	2185	274	10.15
6	1300	281	6.271
7	-	287	1.826
8	-	288	1.832
9	-	289	1.839

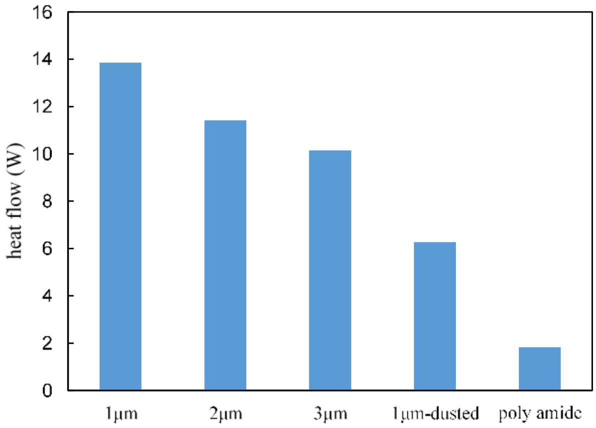

Fig. 14 Heat flow through composite internal supports with SS304 layers by 1μm, 2μm, 3μm roughness and 1μm-dusted and poly amide under 80000 N loading

شکل 14 گرمای انتقال یافته از تکیه‌گاه داخلی مرکب ساخته شده از ورقه‌های فولادی با زبری سطح 3μm, 2μm, 1μm و 1μm پوشیده با غبار اکسید فلز و تکیه‌گاه پلیمری تحت بار 80000 N

تکیه‌گاه و تحمل بهتر تنش‌های حاصل، استفاده از تکیه‌گاه مرکب حاضر را نسبت به تکیه‌گاه پلیمری توجیه می‌کند.

5- نتیجه‌گیری

در این مقاله یک تکیه‌گاه جدید مرکب جهت استفاده در مخازن برودتی پیشنهاد گردید. در این طرح، تکیه‌گاه از دو قسمت پلیمری و فولادی چند لایه ساخته شده است. برای محاسبه میزان دقیق مقاومت حرارت تماسی بین لایه‌ها در فشار و دمای مختلف، یک مدل تحلیلی ارایه گردید. برای مطالعه توزیع تنش و شار حرارتی در تکیه‌گاه پیشنهادی یک مدل المان محدود مکانیکی-حرارتی ایجاد گردید و حل آن به‌کمک کد المان محدود انسیس انجام شد. نتایج المان محدود شامل توزیع دما، شار حرارتی عبوری و توزیع تنش برای تکیه‌گاه پیشنهادی و یک تکیه‌گاه پلیمری مقایسه شده‌اند. نتایج کاهش میزان شار حرارتی از تکیه‌گاه مرکب پیشنهادی را با افزودن اکسید فلز بین ورقه‌های فولادی را نشان داد. همچنین، در بارگذاری استاتیک و دینامیک مخزن گرمای انتقالی از تکیه‌گاه مرکب به ترتیب بسیار کمتر و بیشتر از تکیه‌گاه پلیمری است. اما با در نظر گرفتن این‌که مدت زمان بارگذاری دینامیک در مقایسه با زمان کل بسیار کوتاه است کل گرمای انتقالی از تکیه‌گاه مرکب در یک دوره زمانی مشخص از کارکرد مخزن کمتر از تکیه‌گاه ساخته شده از پلیمر خواهد بود.

6- مراجع

[1] E. Timmerhaus, D. Klaus, R. Reed, Cryogenic Engineering: Fifty Years of Progress, pp. 3-15, *Springer Science & Business Media*, 2007.

[2] E. Lisowski, "Simulation and experimental research of internal supports in mobile cryogenic tanks", Czasopismo Techniczne. *Mechanika Czasopismo Techniczne. Mechanikal Transactions Mechanics*, 2010.

[3] K. Ł. E. Lisowski, W. Czyżycki, Using of polyamide in construction of supporting blocks of cryogenic tanks on example of LNG container, *Archives of Foundry Engineering*, Vol. 10, No. 3, pp. 81–86, 2010.

[4] R. P. Miksell, R. B. Scott, Heat conduction through insulating supports in very low temperature equipment, *Journal of Research of the National Bureau of Standards*, Vol. 57, No. 6, pp. 371–378, 1956.

[5] W. Czy, modeling of heat flow through multilayer internal supports of cryogenic vessels, *Czasopismo Techniczne Mechanika*, Vol. 7, No. 2, pp. 27–34, 2015.

[6] E. Lisowski, W. C. Ī, Transport and storage of lng in container tanks, *Journal of KONES*, Vol. 18, No. 3, pp. 193–201, 2011.

[7] K. Nishino, Thermal contact conductance under low applied load in a vacuum environment, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 10, No. 2, pp. 258–271, 1995.

[8] V. Singhal, P. Litke, A. Black, S. Garimella, An experimentally validated thermo-mechanical model for the prediction of thermal contact conductance,*International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, No. 25–26, pp. 5446–5459, Dec. 2005.

[9] M. Sridhar, M. Yovanovich, Thermal contact conductance of tool steel and comparison with model, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 4, pp. 831–839, 1996.

[10] P. Sadowski, S. Stupkiewicz, A model of thermal contact conductance at high real contact area fractions, *Wear*, Vol. 268, No. 1–2, pp. 77–85, 2010.

[11] A. Hamasaiid, G. Dour, T. Loulou, M. Dargusch, A predictive model for the evolution of the thermal conductance at the casting-die interfaces in high pressure die casting, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 49, No. 2, pp. 365–372, 2010.

[12] M. Bahrami, M. Yovanovich, J. Culham, Thermal contact resistance at low contact pressure: Effect of elastic deformation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, No. 16, pp. 3284–3293, Jul. 2005.

[13] *Technical data sheet: Torlon 4203L– Polyamide-imide*, Accessed on 15 oct 2017; http://www.solvay.com/en/search/global-search. html

[14] *Technical data sheet : polystyrene* , Accessed on 15 oct 2017; https://www.makeitfrom.com/material-properties/Polystyrene-PS.

[15] *Product information: Tecamax SRP*, Accessed on 15 oct 2017; http://sdplastics.master.com/texis/master/search/?q=Tecamax+SRP.

[16] A. L. Woodcraft, V. Martelli, G. Ventura, Thermal conductivity of Tecamax SRP from millikelvin temperatures to room temperature, *Cryogenics (Guildf)*, Vol. 50, No. 2, pp. 66–70, 2010.

[17] M. Cooper, B. Mikic, M. Yovanovich, Thermal contact conductance, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 12, pp. 279–300, 1969.

[18] M. Bahrami, *Modeling of Thermal Joint Resistance for Sphere-Flat Contacts in a Vacuum*, PhD thesis, University of Waterloo, Waterloo, 2004.

[19] M. Bahrami, J. R. Culham, M. M. Yovanovich, G. E. Schneider, Thermal contact resistance of nonconforming rough surfaces, part 1: contact mechanics model,*Journal of Thermophysics and Heat Transfer* , Vol. 18, No. 2, pp. 209–217, Apr. 2004.

[20] *Williamson, J. B., Pullen, J., Hunt, R. T., and Leonard, D., "The Shape of Solid Surfaces," Surface Mechanics, ASME, New York,* 1969, pp. 24—35.

[21] V. Norouzifard, *Experimental Study of Thermal Contact in Tool-Chip Interface and Presenting an Approach to Determine Thermal Contact Conductance*, PhD thesis, university of Tehran, Tehran, 2014. (in Persian فارسی)

[22] J. A. Greenwood, J. B. P. Williamson, Contact of Nominally Flat Surfaces, *Proceedings of the Royal Society of London, A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, Vol. 295, No. 1442, pp. 300–319, Dec. 1966.

[23] D. Tabor, *Hardness of Metals*, pp. 25–56, Oxford: Oxford University Press, 1951.

[24] T. S. DeSisto, F. L. Carr, Low temperature mechanical properties of 300 series stainless steels and titanium, *Advances in Cryogenic Engineering* , Vol 6, pp 577-586, Dec. 1961.

[25] M. Mathew, K. Shenoy, K. S. Ravishankar, Vickers hardness and specific wear rate of poly propylene reinforced PMMA, *International Journal of Scientific Study*, Vol. 2, No. 3, pp. 71–75, 2014.