مجله مهندسی مکانیک مدرس، فوق‌العاده اسفند 1393، دوره 14، شماره 15، ص‌ص 155-169

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

پیش‌بینی عددی ارتعاش در دسته سیلندر استوانه‌ای منعطف تحت جریان دوفازی عرضی با مدل تعادلی همگن

عمید خسروداد[1]، بهزاد قدیری دهکردی[2*]، محمد رضا انصاری[3]، حامد حوری جعفری[4]

1- دانشجوی دکترای مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران
2- استادیار مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران
3- دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران
4- استادیار، موسسه مطالعات بین‌المللی انرژی وزارت نفت، تهران
* تهران، صندوق پستی 14115-111، ghadirib@modares.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 14 اردیبهشت 1393
پذیرش: 18 تیر 1393
ارائه در سایت: 30 مهر 1393

کلید واژگان:
دسته سیلندر
جریان دوفازی
مدل همگن
ارتعاشات ناشی از جریان

چکیده

ناپایداری الاستیک – سیال از جمله مکانیزم‌های مهم تحریک در دسته سیلندر مبدل‌های حرارتی در معرض جریان عرضی است که منجر به ارتعاش با دامنه بالای سیلندرها ونهایتاً ویرانی سازه می‌شود. جریان در طول مبدل‌های حرارتی بیشتر به صورت جریان دوفازی است. مطالعه عددی جریان‌های دوفازی به‌دلیل وجود پارامترهای نظیر کسر حجمی و نوع ارتباط دو فاز در سطح مشترک از پیچیدگی زیادی برخوردار است. مطالعات آزمایشگاهی بر روی جریانهای دوفازی بسیار پرهزینه و مشکل است، لذا استفاده از مدل‌های ریاضی مناسب برای بررسی عدی جریان دوفازی از اهمیت بالایی برخوردار است. در مقاله حاضر مرز ارتعاش یک سیلندر منعطف با حل جریان دو بعدی، ناپایا، لزج و آشفته در اطراف دسته سیلندرهای استوانه‌ای در چیدمان مثلثی نرمال (30 درجه) به طور عددی شبیه‌سازی شده است. بر هم‌کنش بین سازه و سیال به صورت کوپل صورت پذیرفته است. برای تحلیل جریان دوفازی از مدل ریاضی همگن استفاده شده است. در مدل همگن فرض می‌شود که اختلاف سرعتی بین فاز مایع و فاز گاز موجود نیست. برای بررسی رفتار جریان دوفازی با مدل همگن، سرعت بحرانی کاهش یافته حول یک سیلندر منعطف احاطه شده توسط دسته سیلندر صلب و منعطف مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش کسر حجمی برای جریان، دامنه ارتعاش کاهش یافته و سرعت بحرانی افزایش می‌یابد.

Numerical prediction of vibration in flexible tube bundles under two phase cross flow with HEM

Amid Khosrowdad[1], Behzad Ghadiri Dehkordi*[1], Mohammad Reza Ansari[1], Hamed Houri-Jafari[2]

1- Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran.
2-Institute for International Energy Studies, Ministry of Petroleum
* P.O.B. 14115-111 Tehran, Iran, ghadirib@modares.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 04 May 2014
Accepted 09 July 2014
Available Online 22 October 2014

Keywords:
Tube Bundle
Two Phase Flow
HEM
FIV

ABSTRACT

Fluid-Elastic Instability is the most important mechanism among the vibration excitations in heat exchanger tube bundles subjected to cross flow. Flows through the heat exchanger are mostly two phase flow like air-water, vapor-water or Freon. Two phase numerical methods are quite complicated because of some parameters like VOF and interaction between two phases. Experimental studies are another problem and costly. Therefore, numerical methods are very important for studying two phase flow. In this article, threshold of vibration has been numerically predicted by simulation of incompressible, viscose, and unsteady cross flow through a tube bundle in normal triangular arrangement. Interactions between the fluid and the structure have been counted in a fully coupled manner. HEM was used for analyzing two phase flow. In HEM method there is no difference in velocity between gas and fluid. In this study, two phase flow with HEM was solved around a single flexible cylinder surrounded by rigid and flexible tubes of bundle. Eventually, the flow through tube bundle was simulated and analyzed by monitoring critical reduced velocity. Result shows that with increasing VOF, amplitude decreased and the critical velocity increased.

1- مقدمه

ارتعاش ناشی ازجریان، زمینهٔ نسبتاً جدید مطالعاتی است که مسائل مربوط به ساختارهای الاستیکی که درمعرض جریان ارتعاش می‌کنند را مورد بررسی قرارمی دهد. نمونه‌های نوعی این مسائل، ارتعاشات خطوط انتقال برق، لرزش بال‌های هواپیما وبدنهٔ پل‌ها و ارتعاشات دسته لولهٔ مبدل‌های حرارتی هستند.

اگر جریان عبوری از میان دسته تیوب یک مبدل حرارتی در نظر گرفته شود که تیوب‌های آن انعطاف‌پذیر هستند، آنگاه میدان جریان در اطراف این

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:
A. Khosrowdad, B. Ghadiri Dehkordi, M. Ansari, H. Houri-Jafari, Numerical prediction of vibration in flexible tube bundles under two phase cross flow with HEM, *Modares Mechanical Engineering,* Vol. 14, No. 15, pp. 155-169, 2015 (In Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.47.4]

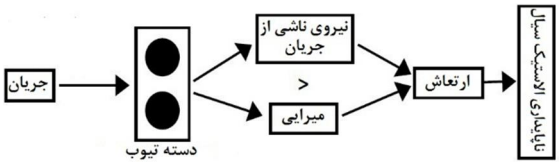
دسته تیوب انعطاف‌پذیر باعث جابجایی تیوب‌ها از محل اولیه‌اش می‌شود. این جابجایی باعث تغییر در میدان جریان و در نهایت نیروهای وارد بر تیوب‌ها می‌شود. در چنین شرایطی نیروی میرایی تیوب، سعی در بازگرداندن آن به حالت پایدار قبل از تغیرات ایجاد شده تحت تأثیر نیروی جریان را دارد. هنگامی که انرژی داده شده توسط سیال بیشتر از انرژی مصرف شده میرایی باشد، دامنه ارتعاشات افزایش خواهد یافت تا ناپایداری با دامنه بزرگ بوجود آید [1]. در مبدل‌های لوله-پوسته‌ای این محدوده به عنوان ناپایداری الاستیک- سیال شناخته می‌شود که باعث ایجاد آسیب اساسی در آن می‌شود. مکانیزم ناپایداری الاستیک-سیالدر شکل 1 نشان داده شده است. لازم به توضیح است که آستانه شروع ناپایداری وابستگی بسیار زیادی به مشخصه‌های جریان، هندسه دسته تیوب و مشخصات دینامیکی تیوب‌ها دارد.

2- پدیده ارتعاش ناشی از جریان در دسته تیوب

مکانیزم‌های تحریک متعددی در مبدل‌های حرارتی با جریان‌های عرضی می‌تواند وجود داشته باشد که از میان آنها مکانیزم ناپایداری الاستیک- سیال مهم‌ترین و در عین حال پیچیده‌ترین مکانیزم تحریک است [2-4]. مطالعات آزمایشگاهی متعددی در خصوص تجزیه و تحلیل ناپایداری الاستیک - سیال و مرز شروع آن در مبدل‌های حرارتی صورت گرفته به گونه‌ای که پایگاه اطلاعاتی وسیعی را در این زمینه به وجود آورده است. محققانی همچون پایدوسیس [4] پتیگرو و تایلور [6,5]، اسکرودر و گلبه [7] و خشنود و همکاران [8] نتایج آزمایش‌های مذکور را برای جریان‌های عرضی سیال هوا، آب و جریان دوفازی جمع‌بندی و در قالب خطوط راهنما برای طراحی مبدل‌های حرارتی ارائه نموده‌اند. این در حالی است که بررسی و پیش‌بینی ناپایداری الاستیک- سیال به دلیل پیچیدگی میدان جریان و همچنین برهم‌کنش بین سازه و سیال، با استفاده از روش‌های تحلیلی بسیار مشکل است.

چن [9] بررسی خلاصه‌ای بر انواع مدل‌های ناپایداری داشته و نقشه‌های پایداری را بر اساس روش‌های نیمه‌تحلیلی و نیمه آزمایشگاهی ارائه داده است. همچنین پریک [10] انواع مدل‌های تحلیلی ناپایداری الاستیک- سیال را جمع‌آوری و مورد بررسی قرار داده است.. کاسراو استرومیر [11]، دامنه نواسانات را بر اساس سرعت‌های کاهش یافته مختلف به روش حجم محدود، شبکه کارتزین و با استفاده از مدل‌های مختلف آشفتگی را در شش نوع دسته لوله کاملاً متحرک محاسبه نموده‌اند. به تازگی حوری جعفری و قدیری دهکردی [12] با استفاده از روش حجم محدود و شبکه کارتزین، میدان جریان را در دو دسته سیلندر استوانه‌ای ساکن با چیدمان‌های مربعی نرمال و جابه‌جاشده حل نموده و مورد تجزیه و تحلیل قرار داده‌اند. همچنین در مقاله نگارندگان [13] ناپایداری الاستیک سیال تحت جریان دوبعدی، ناپایا، لزج و آشفته در اطراف دسته سیلندرهای استوانه‌ای در چیدمان مثلثی نرمال (30 درجه) به طور عددی پیش‌بینی شده است که این تحقیق از جدیدترین و جامع‌ترین مقالات انجام گرفته در این زمینه برای جریان تک‌فاز بوده است.

مطالعات صورت گرفته بر روی ارتعاش القا شده توسط جریان دوفازی در دسته تیوب ها بسیار محدود است. علت اصلی ضعف مطالعات دوفازی ارتعاش ناشی از جریان هزینه فراوان انجام آزمایش‌های دوفازی و همچنین وجود پیچیدگی‌های پارامترهای جریان دو فازی مانند کسر خالی است، کسر خالی پارامتر مهمی در بحث جریان دوفاز است که برابر با نسبت فضای اشغال شده توسط گاز به مخلوط گاز و مایع است. معمولاً محققان برای بررسی پدیده ناپایداری الاستیک- سیال در جریان دوفازی، از مدل تعادلی همگن برای بدست آوردن خواص جریان دوفازی مثل: کسر خالی، چگالی و سرعت استفاده می‌کنند. در مدل تعادلی همگن هر دوفاز مایع و گاز به عنوان یک سیال همگن و بدون هیچ اختلاف سرعتی بین فاز گاز و مایع در نظر گرفته می‌شوند. این مدل به‌دلیل سادگی کاربرد فراوان دارد. از دیگر مسائل پیچیده در جریان دو فازی ارتباط میرایی با کسر خالی است. این نوع جریان در بسیاری از مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله ازقبیل کندانسورها، اواپوراتورها، بویلرها و ژنراتورهای بخار هسته‌ای وجود دارد. هیکر و وینسنت [14] آزمایش‌های جریان عرضی را انجام دادند که پاسخ دسته تیوب به جریان تک فازی آب و جریان دوفازی هوا- آب را مقایسه می‌کرد. آنها پی بردند که جهت جریان، تأثیر قابل توجهی روی حساسیت ارتعاش چیدمان داشته و جهت گیری مثلثی موازی بحرانی‌ترین بود. اکسیزا و همکارانش [15] اولین افرادی بودند که نتایج ناپایداری الاستیک سیال را در هر دو جریان عمودی بخار-آب وهوا- آب نشان دادند. پتگریو و همکارانش [16] نیز مجموعه مطالعات گسترده‌ای را در زمینه بررسی ارتعاش چیدمان‌های مختلف در معرض جریان‌های عرضی دوفازی هوا- آب انجام داده‌اند. پتیگرو [17] همچنین اثرکسر خالی، فرکانس لوله وکشش سطحی را روی میرایی لوله بررسی کردند. نتایج نشان دادند که میرایی به صورت خطی با کسر فضای خالی افزایش یافت. دلن [18] داده‌های کسب شده از آزمایشات ارتعاشات ناشی از جریان را در مورد یک دسته لولهٔ همراستا درمعرض جریان عمودی دوفازی آب-فرئون ارائه کرد. خشنود [8] مجموعه مدل‌های ارائه شده و تمامی مطالعات آزمایشگاهی صورت گرفته در زمینه ارتعاش ناشی از جریان دوفازی عمودی در مجموعه‌ای از تیوب (با کاربرد در مبدل‌های حرارتی، تولیدکننده‌های هسته‌ای بخار، کندانسورها و بویلرها) را مورد بررسی و جمع‌آوری قرار داده است. پتیگرو [19] با مطالعات آزمایشگاهی و اندازه‌گیری‌های نیروی برآ، پسا و دیگر پارامترهای لازم برای سیلندر با چیدمان مثلثی چرخیده شده و ساساکاوا [20] با بررسی ارتعاشات الاستیک-سیال در معرض جریان عرضی دو فازی از جدیدترین و مهمترین آزمایش‌های صورت گرفته بر روی مجموعه دسته تیوب در معرض جریان دوفازی است. همان‌گونه که از مطالعات ذکر شده مشخص است، مطالعات عددی در دسته تیوب‌ها در جریان تکفاز انجام شده است. پیچیدگی فیزیکی جریان‌های دوفازی و پیچیدگی مطالعات ارتعاشات القا شده در سیال، موجب شده است که مطالعات قابل ذکری در مورد تحلیل عددی جریان دو فازی در دسته تیوب‌ها موجود نباشد. با توجه به این واقعیات می‌بایست روش‌های عددی خاصی را برای مدل‌سازی ناپایداری الاستیک- سیال مورد استفاده قرار داد.



شکل 1 مکانیزم ناپایداری الاستیک سیال در یک دسته تیوب[1]

3- مدل‌سازی جریان دوفازی

جریان‌های دوفازی گاز – مایع شامل تقابل فازها نسبت به زمان و مکان است. عمدتاً مشکلات مدل‌سازی جریان‌های دوفاز از طبیعت اصلی ساختارهای درونی جریان دوفاز یعنی رژیم‌های جریان ناشی می‌شود. مهم‌ترین مشخصه سیستم‌های جریان دوفازی، وجود فصل مشترک‌هایی است که فازها را از هم جدا می‌کنند و مشکل اصلی در تشریح ریاضی و سپس پیش‌بینی رفتار

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.47.4]

جریان دوفازی، ناشی از حضور فصل مشترک است. بسته به هندسه فصل مشترک، جریان مخلوط دوفاز به رژیم‌های متعدد جریان دسته‌بندی شده است. معادلات حاکم که سیستم‌های جریان دوفازی را تشریح می‌کنند باید یک ابزار برای بررسی و پیش‌بینی رفتار متوسط جریان بدست دهند. ایجاد مدل فیزیکی مهم‌ترین بخش سیستم مدل‌سازی است زیرا اگر مدل فیزیکی بر اساس یک فیزیک نامناسب بنا شود غیردقیق بوده و منجر به جواب‌هایی می‌شود که بطور محسوسی با فیزیک سیستم تفاوت دارد.

بطور کلی دو فرمولاسیون اساساً متفاوت معادلات میدان برای سیستم-های جریان دوفازی وجود دارد که عبارتند از مدل مخلوط[1] و مدل دوسیالی. مدل مخلوط با در نظر گرفتن حرکت یک مخلوط دوفازی بصورت یک مجموعه کلی برحسب مومنتم مخلوط فرموله می‌شود. فرض بسیار مهم مدل مخلوط اینست که جفت شدگی قوی بین حرکت دوفاز وجود دارد. بسته به شکل معادله پایه برای سرعت نسبی و بسته به رفتار عدم تعادل حرارتی بین فازها چند مدل مخلوط متفاوت پیشنهاد شده است. با وجود تعدد مدل‌های ریاضی که در مورد جریان‌های دوفازی ارائه شده است، می‌توان آنها را در دیدگاه اویلری به سه دسته زیر تقسیم کرد:

- مدل همگن پایدار[2]
- مدل شار رانشی[3]
- مدل دوسیالی

مدل همگن پایدار به‌دلیل ساده بودن آن کاربرد وسیعی در تحلیل کلی جریان‌های دوفازی دارد و مورد نظر این تحقیق نیز است، ساده‌ترین فرمولاسیون برای جریان دوفازی همگن است. در این مدل یک فرض اساسی این است که سرعت، دما و فشارهای هر فاز با هم برابر هستند. این فرض بر این حقیقت استوار است که انتقال جرم، مومنتم و انرژی (و پتانسیل شیمیایی اگر واکنش شیمیایی موجود باشد) بین فازها آن‌قدر سریع صورت می‌گیرد که می‌توان سیستم را در حال تعادل ترمودینامیکی در نظر گرفت. این مدل در مورد جریان‌هایی کاربرد دارد که دوفاز به شدت با هم کوپل هستند و سرعت نسبی بین دوفاز بسیار ناچیز است. برای مثال، یک فاز در فاز دیگر پخش شده است، مثل جریان حبابی هوا در آب یا بخار آب در آب در فشار بالا. معادلات حاکم برای مدل همگن شبیه معادلات حاکم بر جریان تک فاز با خواص مخلوط است. همچنین آنها شبیه به معادلات تک فاز اویلری با ترم های چشمه، هستند [21]. برای بستن مدل و بدست آوردن خواص مخلوط، یک مسأله قابل توجه، بدست آوردن خواص انتقال مانند لزجت، ضریب هدایت حرارتی است، چون معلوم نیست که برای بدست آوردن آنها باید از متوسط گیری جرمی[4]، یا متوسط‌گیری مکانی[5] و یا متوسط‌گیری حجمی[6] استفاده کرد. در بسیاری از حالت‌ها، مثل محاسبه افت فشار، خواص انتقالی مخلوط بطور دلخواه با استفاده از متوسط‌گیری جرمی یا حجمی بدست می‌آید. اما این متوسط‌گیری‌ها دقیق نیستند و معمولاً با ضرایب تجربی تصحیح می‌شوند. در مواردی هم از دوفازی بودن جریان صرف‌نظر می‌کنند و از مقادیر خواص گاز یا مایع برای لزجت و ضریب هدایت حرارتی استفاده می‌شود. برای مثال، وقتی مقدار مایع در لوله زیاد باشد می‌توان لزجت مخلوط را برابر لزجت مایع گرفت. در این مدل برای هر فاز یک معادله پیوستگی و یک معادله مومنتم برای کل سیستم در نظر گرفته می‌شود [22].

1- Mixture models
2- HEM (Homogeneous Equilibrium Model)
3- Drift-Flux
4- Mass Average
5- Area Average
6- Volume Average

4- معادلات حاکم و فرمولاسیون عددی

در این بخش معادلات حاکم برای جریان سیال، جسم جامد و سیستم کوپل جامد- سیال ارائه شده است:

4-1- معادلات حاکم بر جریان

معادلات حاکم بر یک جریان دوبعدی، دوفازی بر اساس مدل همگن پایدار، جریان لزج، غیر دائم و آشفته بر اساس معادلات متوسط/زمانی گرفته شده ناویر استوکس و با استفاده از تقریب بوزینسک برای تنش‌های رینولدزی بصورت روابط (4-1) است:

$$\frac{\partial(\alpha\rho_g)}{\partial t} + \mathrm{div}(\alpha\rho_g\,\vec{u}_M) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial((1-\alpha)\rho_l)}{\partial t} + \mathrm{div}((1-\alpha)\rho_l\,\vec{u}_M) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_M u_M) + \mathrm{div}(\rho_M u_M\,\vec{u}_M) = \mathrm{div}\left(\mu_{eff} \times \mathrm{grad}u_M\right) - \frac{\partial P}{\partial x} + \beta_x \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_M v_M) + \mathrm{div}(\rho_M v_M\,\vec{u}_M) = \mathrm{div}(\mu_{\mathrm{eff}} \times \mathrm{grad}v_M) - \frac{\partial P}{\partial y} + \beta_y \quad (4)$$

در معادلات فوق $\alpha = A_g/A_g + A_l$ کسر حجمی، چگالی مخلوط $\rho_M = \alpha_g\rho_g + \alpha_l\rho_l$ ، μ_{eff} ویسکوزینه موثر مخلوط، $\vec{u}_M$ بردار سرعت مخلوط، P فشار، u_M و v_M مقادیر سرعت در راستای x و yمیباشد است. β_y و β_x نیروهای خارجی بر واحد حجم هستند. در مطالعات انجام گرفته در این مقاله، سیال (مایع و گاز) بصورت غیرقابل تراکم در نظر گرفته شده است. همچنین در فضای محاسباتی هیچ سطح آزادی وجود نداشته و در نتیجه از نیروهای حجمی چشم‌پوشی شده است. با توجه به این فرضیات و این فرض اساسی که سرعت مایع و گاز در مدل همگن یکسان است و با جمع کردن معادلات (1) و (2) می‌توان روابط (5،6) را نتیجه گرفت [22]:

$$\frac{\partial(\alpha)}{\partial t} + \mathrm{div}(\alpha\,\vec{u}_M) = 0 \quad (5)$$

$$\mathrm{div}(\vec{u}_M) = 0 \quad (6)$$

به منظور مدل‌سازی اشفتگی جریان از مدل دو معادله‌ای $k-\varepsilon$ استاندارد استفاده شده است. این مدل معروفترین مدل دو معادله‌ای بوده که دارای فهم آسان و کاربرد وسیع است. در مدل استاندارد میدان آشفته بر حسب دو متغیر انرژی جنبشی آشفتگی و نرخ اتلاف انرژی جنبشی آشفتگی ε با معادلات دیفرانسیل (7-10)، بیان می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_M k) + \mathrm{div}(\rho_M k\,\vec{u}_M) = \mathrm{div}(\Gamma_K \times \mathrm{grad}\varepsilon) + G - \rho\epsilon \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_M \varepsilon) + \mathrm{div}(\rho_M \varepsilon\,\vec{u}_M) = div(\Gamma_\varepsilon \times \mathrm{grad}\varepsilon) + C_1\frac{\varepsilon}{k} - C_2\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \quad (8)$$

$$\mu_{\mathrm{eff}} = \mu_M + \mu_T \quad (9)$$

$$\mu_{\mathrm{eff}} = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (10)$$

در روابط فوق $\Gamma_K = \mu_T/\sigma_k$ و $\Gamma_\varepsilon = \mu_T/\varepsilon$ ضرایب پخش بوده، G نرخ تولید انرژی توسط تنش‌های برشی آشفتگی، μ چگالی مولکولی و μ_t چگالی آشفتگی هستند. عبارات C_1، C_2، σ_k (عدد پرانتل آشفتگی) و σ_ε (عدد اشمیت آشفتگی) ثوابت تجربی مدل می باشند. برای مدل $k-\varepsilon$ استاندارد مورد استفاده در کار حاضر به ترتیب برابر هستند با 1/44، 1/92، 1/0 و 1/3 [5].

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.47.4]

4-2- معادلات حرکت سیلندر متحرک و کوپلینگ سازه و سیال

همان‌طوری که در شکل 2 دیده می‌شود، حرکت سیلندر مرتعش با استفاده از مدل جرم، فنر و دمپر در هر دو جهت جریان x و عمود بر جهت جریان y شبیه‌سازی شده است. بر این اساس معادلات حرکت سیلندر به صورت (12،11) خواهند بود:

$$m\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F_D \quad (11)$$

$$m\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F_L \quad (12)$$

که در آن m جرم سیلندر در واحد طول، C ضریب میرایی، K ضریب سختی فنر، F_D و F_L به ترتیب نیروی پسا و برآ وارده بر سیلندر هستند. ضریب میرایی و سفتی فنر با استفاده از رابطه $C = 4\pi m\xi f_n$ و $K = 4\pi^2 m f_n^2$ به فاکتور میرایی (ξ) و فرکانس طبیعی ارتعاش سیلندر (f_n) مرتبط می باشند [2]. برای حل معادلات حرکت سازه در هر گام زمانی و محاسبه سرعت و محل سیلندر ابتدا با استفاده از روابط حاکم (معادلات 11 و 12) شتاب سیلندر در گام زمانی جدید $(n+1)$ بدست آمده و سپس سرعت آنبه روش ضمنی اولر[1] و محل آن را به روش لکس وندروف[2] بصورت گام به گام محاسبه شده است:

$$\ddot{x}^{n+1} = \frac{F - Kx^n}{m} - 2\delta f\dot{x}^n \quad (13)$$

$$\dot{x}^{n+1} = \dot{x}^n + \ddot{x}^{n+1}\Delta t \quad (14)$$

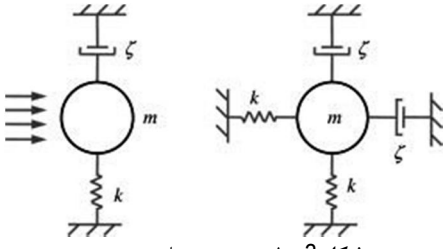
$$x^{n+1} = x^n + (\dot{x}^n + \dot{x}^{n+1})\frac{\Delta t}{2} + \ddot{x}^{n+1}\frac{\Delta t^2}{2} \quad (15)$$

که در آن n بیانگر محاسبه مقادیر در گام زمانی پیشین است. همچنین روابط فوق بطور کاملاً مشابه برای حرکت سیلندر در جهت y تکرار می‌شود. بر اساس موقعیت جدید سیلندر و سرعت آن می‌توان شرط مرزی عدم لغزش را بر روی سیلندر مرتعش اعمال کرد و پس از حل میدان جریان مجدداً نیروهای جدید را بدست آورد [13،26].

4-3- شبکه محاسباتی و گسسته سازی عددی معادلات حاکم

شرایط مرزی مهم شامل، شرط مرزی در ورودی و خروجی حوزه محاسباتی و شرط مرزی سطوح جانبی داخلی و نقاط مرزی اجسام جامد جاسازی شده در میدان هستند. در ورودی میدان از شرط مرزی دریکله[3] $u=U$، $v=0$، $K=0.03U^2$ و $\varepsilon = K^2/0.005l$ که در آن U سرعت جریان آزاد و l طول میدان محاسباتی جریان هستند و در خروجی از شرط مرزی نیومان[4] $(\partial u/\partial x = 0$، $\partial v/\partial x = 0$، $\partial P/\partial x = 0$، $\partial K/\partial x = 0$ و $\partial\varepsilon/\partial x = 0)$ استفاده شده است.

برای سطح‌های جانبی نیز از یک شرط مرزی متقارن $(v = 0$، $\partial u/\partial y = 0)$ استفاده شده است. برای اعمال شرط عدم لغزش بر روی مرز سیلندرهای ساکن، مقادیر مؤلفه‌های سرعت برای نقاطی از شبکه که بر روی مرز یا در داخل آن واقع هستند، برابر صفر $(u = 0$ و $v = 0)$ و برای سیلندر مرتعش برابر با سرعت حرکت آن $(u = \dot{x}$ و $v = \dot{y})$ قرار داده شده است اما روش اعمال شرط عدم لغزش بر روی مرز واقعی سیلندرها که از مشکلات روش حاضر است، در ادامه توضیح داده خواهد شد که به‌دلیل استفاده از شبکه کارتزین، مرز انحنادار سیلندر بطور کامل بر نقاط شبکه منطبق نیست و همین امر الزام استفاده از تکنیک سلول شبح بوجود آمده است [13].



شکل 2 مدل دو بعدی سیلندر مرتعش

در کار حاضر، از شبکه کارتزین- جابجا شده[5] غیر یکنواخت استفاده شده و شبکه در ناحیه‌ای که اجسام جامد قرار گرفته‌اند، ریزتر شده است. مهمترین نتیجه استفاده از شبکه جابجا شده، محاسبه نرخ جریان جرم از وجوه حجم کنترل بدون هیچ گونه میان‌یابی برای مؤلفه‌های سرعت، هستند. در گسسته-سازی معادلات از روش حجم محدود استفاده شده و انتگرال‌گیری معادلات حاکم بر روی شبکه کارتزین اشاره شده در بخش قبل، انجام شده است. گسسته‌سازی معادلات از نظر مکانی بر طبق روش ترکیبی (پیوندی) و از نظر زمانی بصورت کاملاً ضمنی است. معادلات گسسته شده شامل معادلات مومنتم، معادلات اصلاح فشار، اصلاح سرعت بوده که با جزئیات کامل درمرجع [23] توضیح داده شده است و در اینجا از ذکر دوباره آنها خودداری می‌شود.

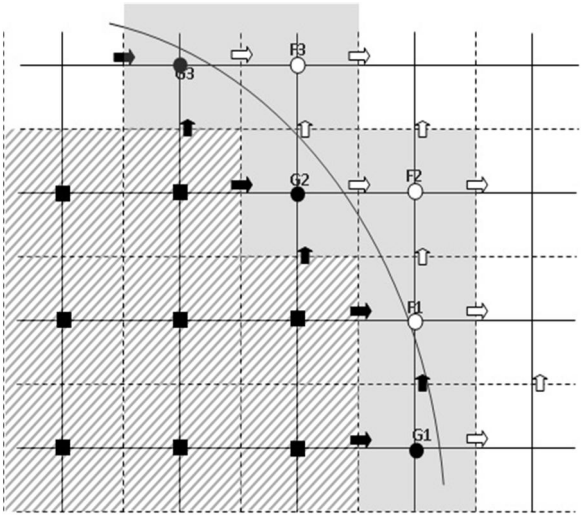
راه حل مشکل اعمال شرط عدم لغزش بر مرز منحنی شکل سیلندرها که بر نقاط شبکه کارتزین منطبق نیستند، استفاده از تکنیک سلول شبح است. در این تکنیک، سلولِ شبح به سلولی گفته می‌شود که توسط مرز فیزیکی قطع شده باشد و نقاط محاسبه مقادیر جریان در آن، در داخل مرز واقع شود. در این روش پس از شناسایی سلول‌های شبح، با استفاده از میان‌یابی از روی نقاطی که خارج مرز در میدان جریان واقع شده‌اند، مقادیر جریان به‌گونه‌ای برای نقاط سلول شبح محاسبه می‌شوند که شرط عدم لغزش بر روی مرز اصلی جسم ارضاء شود [24]. در کار حاضر نیز از این روش برای اعمال شرایط مرزی روی سیلندرهای جاسازی شده در میدان استفاده شده است. البته این روش برای مطالعه برروی دسته تیوب‌ها در مراجع [13،25-29] نیز بیان و مورد استفاده قرار گرفته است. قبل از انجام میانیابی می‌بایستی که سلول‌های شبح انتخاب شوند. با توجه به اینکه کار حاضر از شبکه جابجا شده استفاده می‌شود، برای هر سلول، محل محاسبه فشار و مؤلفه‌های سرعت متفاوت است که این نکته باید بطور جدی مد نظر قرار گیرد. همان‌طور که در شکل 2 نشان داده شده است برای انتخاب سلول‌های قطع شده ابتدا فاصله چهار گوشه تمام سلول‌های شبکه تا مرکز قرارگیری هر سیلندر محاسبه شده است [13]. اگر فاصله تمام این چهار گوشه بزرگتر از شعاع سیلندر باشد، سلول خارجی، اگر تمام چهار فاصله کوچکتر از شعاع باشند، سلول داخلی، و اگر برخی بزرگتر و برخی کوچکتر از شعاع سیلندر باشند، آنگاه سلول از نوع قطع شده است. در شکل 6 سلولهای قطع شده برای شبکه اصلی به رنگ خاکستری و سلولهای قطع نشده داخلی، بصورت هاشور خورده مشخص شده‌اند [13].

اگر محل محاسبه مقادیر جریان (مثل فشار برای شبکه اصلی) داخل مرز سیلندر واقع شوند (نقاط G1، G2 و G3) به سلولِ قطع شده، سلول شبح گفته شده و مقادیر جریان به کمک میانیابی در این نقاط به عنوان شرط مرزی تعیین می‌شود و اگر خارج مرز سیلندر واقع شوند (نقاط F1، F2 و F3) هیچ میان‌یابی یا تأثیری روی مقادیر آنها صورت نمی‌پذیرد و مقادیر آنها در میدان

1- Euler Implicit Method
2- Lax–Wendroff Method
3- Dirichlet
4- Neumann

5- Staggered Grid

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.47.4]



شکل 3 سلولهای قطع شده توسط مرز سیلندر و نمایش محل مؤلفه‌های سرعت در شبکه‌های جابه‌جا شده[24]

حل محاسبه خواهد شد. رویه اشاره شده در بالا برای شبکه‌های جابجا شده u و v نیز صادق بوده و عیناً تکرار می‌شود. نهایتاً در شکل 3 محل‌هایی از شبکه‌های جابجا شده که در آنها مقادیر سرعت u و v به عنوان شرط مرزی (به‌کمک میانیابی) تعیین می‌شود با فلش‌های توپر مشکی و محل‌هایی که مقادیر این سرعت‌ها توسط خود میدان بدست خواهد آمد، با فلش‌های توخالی نمایش داده شده است.

حل میدان جریانی که اجسام جامد جاسازی شده (یا موانع) در آن وجود دارد، با غیر فعال کردن حجم‌های کنترلی که بر روی این موانع قرار می‌گیرند و فعال نگه داشتن آنهایی که در میدان جریان واقع می‌شوند، صورت می‌پذیرد. این عملیات با قراردادن مقادیر مناسب برای متغیر وابسته $\emptyset$ در نواحی غیرفعال انجام می‌شود که در مقاله حاضر با استفاده از تکنیک مقدار بزرگ برای جمله چشمه، صورت گرفته است. در این روش هر مقدار دلخواه $\emptyset$ (مثل مقادیر میان‌یابی شده برای u و v بر روی نقاط مرزی سیلندر) می‌تواند به عنوان حل میدان جریان قرار گیرد که این کار با تنظیم S_c و S_p در جمله چشمه خطی شده، به صورت روابط (18،17) امکان‌پذیراست:

$$S_c = 10^{30}\phi_{P,\text{desired}} \quad (17)$$

$$S_P = -10^{30} \quad (18)$$

که در آن 10^{30} بیانگر مقدار بزرگی است که دیگر ترم‌های معادله گسسته شده مومنتم در مقابل آن قابل صرف‌نظر کردن هستند. بنابراین رابطه (19) را می‌توان نوشت:

$$S_c + S_P\phi_P \approx 0.0 \rightarrow \phi_P = -\frac{S_c}{S_P} = -\frac{10^{30}\phi_{P,\text{desired}}}{-10^{30}} = \phi_{P,\text{desired}} \quad (19)$$

4-4- الگوریتم حل عددی

برای حل میدان جریان از الگوریتم سیمپل مبتنی بر بقای جرم[1] استفاده شده است [30،31]. این الگوریتم مدلی بسط داده شده از الگوریتم سیمپل [23] است که برای جریان‌های دوفازی مورد استفاده قرار می‌گیرد. روش کلی در این الگوریتم بصورت زیر است:

- حل کردن معادلات مومنتم با سرعت‌های حدس زده شده
- حل کردن معادلات اصلاح شده فشار بر اساس معادلات پیوستگی
- اصلاح فشار و سرعت
- حل کردن معادله کسر حجمی
- حل بقیه مقادیر عددی نظیر انرژی، اتلاف و غیره
- برگشت به مرحله اول و تکرار تا مرحله همگرایی

رویه مدل‌سازی برهم‌کنش سازه و سیال به منظور محاسبه ارتعاشات ناشی از جریان، با حل همزمان معادلات حرکت سیال و سازه در هرگام زمانی به صورت کوپل صورت گرفته است [13،26]. روش کلی بدین شکل است که در ابتدا میدان جریان حل شده و نیروهای وارده از طرف سیال به سازه محاسبه و سپس با حل معادلات حرکت سازه، می‌توان موقعیت و سرعت جدید آن را برای اعمال شرط مرزی جسم به دست آورد. مراحل بالا در هر گام زمانی تا زمان مورد نظر برای اجرای برنامه تکرار خواهند شد. لازم به یادآوری است که با توجه به استفاده از شبکه کارتزین و نوع روش مورد استفاده دیگر احتیاجی به تولید مجدد شبکه با توجه به محل جدید سیلندر نبوده و فقط احتمال تغییر سلول‌های شبح با توجه به محل جدید سیلندر وجود دارد. از این رو هزینه محاسبات در این روش نسبت به روش‌های مبتنی بر شبکه‌های منطبق بر مرز جسم، بسیار پایین‌تر است.

5- بررسی استقلال حل از شبکه و گام زمانی

در این بخش میدان جریان در اطراف تک سیلندر استوانه‌ای برای بررسی استقلال از شبکه محاسبات حل شده است. بدین منظور، از یک حوزه محاسباتی مستطیلی برای حل میدان جریان در اطراف تک سیلندر استوانه‌ای استفاده شده است (شکل 4). طول و عرض حوزه محاسباتی به ترتیب $40D$ و $20D$ است که در آن D قطر سیلندر استوانه‌ای است (شکل 4). این ابعاد به اندازه کافی بزرگ هستند که تأثیر مرزها به مقدار حداقل خود برسد. سیلندر استوانه‌ای به گونه‌ای در حوزه محاسباتی واقع گشته است که مرکز آن در مختصات $x=10D$ و $y=10D$ قرار می‌گیرد. جهت جریان از سمت چپ به سمت راست است و سرعت جریان آزاد در ورودی میدان، U اختیار شده است. همچنین در تمامی شبیه‌سازی‌های صورت گرفته، قطر سیلندر برابر با 0/04 متر است. برای بررسی استقلال جواب‌ها از ابعاد شبکه، چهار شبکه با ابعاد متفاوت در رینولدز 10000 مورد مطالعه قرار گرفته است. گام زمانی مورد استفاده 0/001 است. لازم به یادآوری است که گام زمانی انتخاب شده در اکثر مطالعات عددی مشابه جهت حل میدان جریان در اطراف تک سیلندر استوانه‌ای [32،7] و مراجع بسیار دیگر مورد استفاده قرار گرفته است. در این بخش استقلال نتایج از ابعاد شبکه به اثبات رسیده و نشان داده شده است که با تغییر ابعاد شبکه، تغییر قابل ملاحظه‌ای در نتایج حاصل نمی‌شود. در جدول 1 ضریب پسا و عدد استروهال برای جریان در اطراف تک سیلندر استوانه ای ساکن در رینولدز 10000 برای چهار شبکه با ابعاد مختلف در مقایسه با دیگر مطالعات عددی و آزمایشگاهی ارائه شده است. چهار نوع شبکه مذکور شامل شبکه خیلی درشت، شبکه درشت، شبکه استاندارد و شبکه ریز است. بدین ترتیب برای شبکه ریز تعداد 20 سلول در امتداد قطر و برای شبکه خیلی درشت تعداد 10 سلول در امتداد قطر سیلندر قرار می گیرند. همان‌طور که از جدول 1 مشاهده می‌شود، نتایج بطور کامل از ابعاد شبکه مستقل است. ضریب پسا کل در شبیه‌سازی با شبکه نوع خیلی درشت برابر 1/37 و در شبیه‌سازی با شبکه نوع ریز برابر 1/02 بدست آمده و دیگر تغییر قابل توجهی در نتایج مشاهده نخواهد شد.با اینکه گام زمانی مورد استفاده در مراجع مختلف مورد استفاده قرار گرفته، برای تعیین و استفاده از گام زمانی مناسب نیز می‌بایست استقلال از گام زمانی مورد بررسی قرار گیرد،

1- MCBA-SIMPLE

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.47.4]

برای این منظور در این بخش میدان جریان در اطراف سیلندر استوانه‌ای ساکن در رینولدز 10^4 و در گام‌های زمانی متفاوت و با شبکه نوع ریز شبیه‌سازی شده‌است.

بر این اساس ضریب پسا متوسط بر حسب گام‌های زمانی مختلف در جدول 2 نشان داده شده است. همان‌طور که از جدول 2 ملاحظه می‌شود، استفاده از گام زمانی 0/001 از دقت قابل قبولی برخوردار است و برای گام زمانی کمتر از آن تغییر چندانی در ضریب پسا مشاهده نمی‌شود.

لازم به یادآوری است که ضریب پسا نشان داده شده در این شکل، ضریب پسا متوسط بوده و هر چه اندازه گام زمانی از مقدار تنظیم شده بزرگتر باشد بی‌دقتی در محاسبه ضریب پسا متوسط، به خوبی نمایان می‌شود.

6- بررسی صحت عملکرد کد محاسباتی

در ادامه برای بررسی صحت عملکرد کد محاسباتی و روش حل معتبرسازی روش برای سیلندر استوانه‌ای مرتعش در رینولدز 10000 تا 15000 ارائه شده است. برای دست‌یابی به اعداد رینولدز 10000 تا 15000، سرعت جریان آزاد به ترتیب برابر با 0/2505 و 0/37575 متر بر ثانیه انتخاب شده‌اند، کسر حجمی 0/001 انتخاب شده است تا شرایط سیال به شرایط تک‌فاز نزدیک شود، مشخصات دینامیکی سیلندر متحرک بر اساس آزمایش‌های صورت گرفته توسط خالاک و ویلیامسون [29] انتخاب شده است. بدین ترتیب نسبت جرم سیلندر 1/88، فاکتور میرایی 0/00542 و سرعت کاهش یافته بین 10 تا 15 در نظر گرفته شده که متناسب با تغییر عدد رینولدز از 10000 تا 15000 است. بر این اساس با توجه به قطر سیلندر و سرعت جریان آزاد در رینولدز 10000 برابر با 0/2505 متر بر ثانیه و مقدار فرکانس طبیعی سیلندر باید برابر با 0/62625 هرتز در نظر گرفته شود. به همین ترتیب مقدار فرکانس طبیعی برای دیگر رینولدزها نیز تنظیم شده است. در این بخش ارتعاش سیلندر تنها در جهت عمود بر جریان (جهت y) در نظر گرفته شده است. در شکل 5 حداکثر دامنه بدون بعد ارتعاش در جهت عمود بر جریان بر حسب سرعت کاهش یافته در مقایسه با دیگر کارهای و عددی[32،33] و آزمایشگاهی [34] نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، نتایج عددی به دست آمده در تحقیق حاضر سازگاری بسیار مناسبی با نتایج دیگر محققان داشته و در رینولدزهای بالاتر از 10000 نیز به نتایج آزمایشگاهی بسیار نزدیک است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، مدل تحلیلی هارمونیک توانایی زیادی در محاسبه دامنه نوسان ندارد زیرا در این مدل پارامترهای مربوط به جریان که در محاسبه نیروی برا دخالت دارند به طور ثابت قرار می‌گیرند و سپس جابه‌جایی سیلندر در طول زمان محاسبه می‌شود و این به معنی عدم در نظر گرفتن برهم‌کنش بین سیال و سازه است. این در حالی است که در مدل‌های عددی مثل مدل ارائه شده در کار حاضر، معادلات حرکت سازه در هر گام زمانی با میدان جریان حل می‌شوند و تأثیر این حرکت بر نیروهای هیدرودینامیکی در گام بعدی دیده می‌شود.

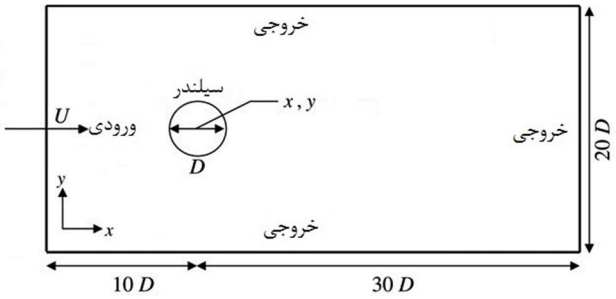
جدول 1 ضریب پسا کلی و استروهال برای جریان اطراف سیلندر در رینولدز 10000 برای شبکه های مختلف

نوع شبکه	تعداد گره	تعداد سلول	ضریب پسا	عدد استروهال
خیلی ریز	30	280×300	1/02	0/195
ریز	20	180×200	1/02	0/195
استاندارد	16	140×160	1/08	0/192
درشت	12	100×120	1/26	0/185
خیلی درشت	10	80×100	1/37	0/176

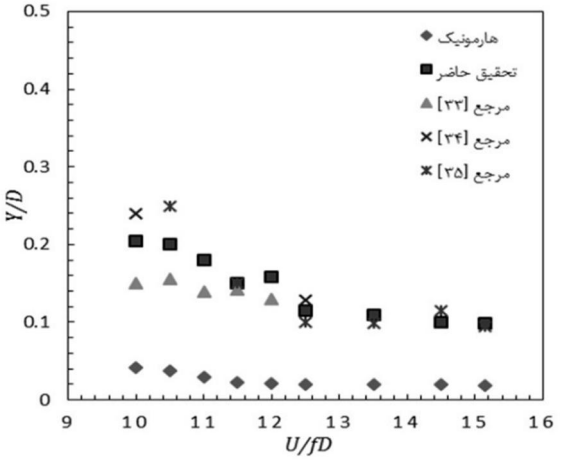
در تحقیق عددی انجام گرفته توسط یوچی‌یاما [35] به بررسی ارتعاش سیلندر تحت یک جریان دوفازی در داخل یک پوسته دایره‌ای پرداخته است. اگرچه شرایط تست این گزارش با محیط محاسباتی کار حاضر متفاوت است ولی روند کلی تغییرات دامنه ارتعاش با افزایش کسر حجمی را می‌توان برای مقایسه با نتایج حاضر استفاده کرد. در گزارش این محقق آورده شده است که همان‌طور که در شکل 6 دیده می‌شود، با افزایش کسر حجمی، میزان دامنه ارتعاش کاهش می‌یابد. در شکل 7 نتایج کار حاضر برای یک سیلندر مرتعش در رینولدزهای مختلف نشان می‌دهد، به خوبی دیده می‌شود که با افزایش مقدار کسر حجمی تا 20%، دامنه ارتعاش کاهش یافته است. با توجه به معتبرسازی صورت گرفته در این بخش در خصوص میدان جریان در اطراف تک سیلندر استوانه‌ای انعطاف‌پذیر، مدل‌سازی عددی صورت گرفته در این تحقیق از کارایی مناسب برخوردار بوده و نتایج حاصل از آن در مقایسه با نتایج گزارش شده در سایر مطالعات عددی دارای دقت کافی است.

جدول 2 ضریب پسا کلیبرای جریان اطراف سیلندر در رینولدز 10000 برای گام‌های زمانی مختلف

گام زمانی	ضریب پسا
0/5	0/9
0/1	0/95
0/05	0/98
0/01	1
0/005	1/01
0/001	1/02
0/0005	1/02

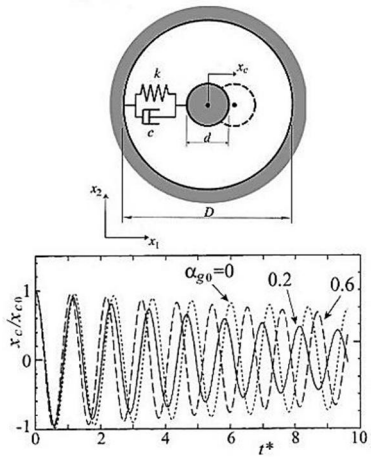


شکل 4 فضای محاسباتی



شکل 5 دامنه بدون بعد ارتعاش در جهت عمود بر جریان بر حسب سرعت کاهش یافته (سیلندر استوانه‌ای متحرک)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.47.4]

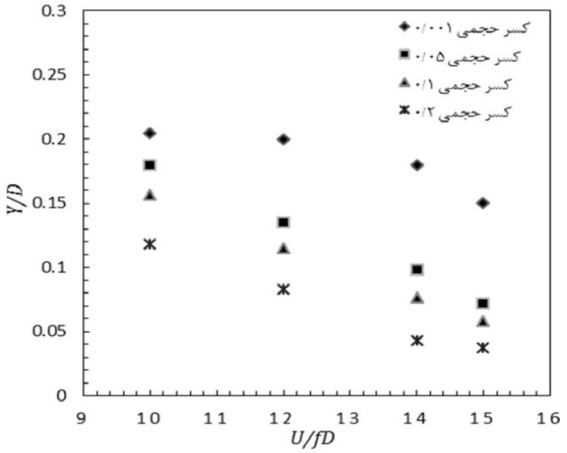


شکل 6 شرایط حل مسأله و نتایج برای کسر حجمی 0 و 0/2 و 0/6 [35]

7- ارتعاش در دسته سیلندر استوانه‌ای

در این بخش میدان جریان در دسته سیلندرهای استوانه‌ای در هفت حالت که در آنها به ترتیب از یک تا هفت سیلندر متحرک وجود دارد، حل گشته و مرز شروع ناپایداری الاستیک- سیال محاسبه شده است. شکل 8 شماتیک دسته لوله مورد مطالعه در چیدمان مثلثی نرمال (30 درجه) را به همراه پارامترهای مربوطه نشان می‌دهد. در شکل 9 نیز حالت‌های مورد مطالعه از نظر تعداد سیلندرهای متحرک و صلب نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، نوع هندسه با نسبت گام به قطر، مشخص می‌شود. نسبت گام به قطر برای مبدل‌های حرارتی بین 1/3 و 2 است.

لازم به توضیح است که دسته لوله با صفحات جانبی نیز محدود شده و این حالت به شرایط واقعی مبدل‌های حرارتی بسیار نزدیک است. تعداد سیلندرهای داخل دسته لوله 13 لوله کامل و 4 عدد نیم‌سیلندر هستند که در معرض جریان دوفازی، عرضی غیردائمی، غیرقابل تراکم، آشفته و لزج قرار دارند. ابعاد شبکه برابر با 80×310 بوده و در ناحیه‌ای که دسته لوله قرار دارد، شبکه به گونه‌ای ریز شده که به طور مساوی تعداد 20 سلول در امتداد قطر هر یک از لوله‌ها قرار می‌گیرد. مشخصات سیال، گام زمانی، شرط همگرایی و سایر شرایط در این بخش به طور دقیق مانند شرایط مربوط به حل میدان جریان در اطراف تک سیلندر استوانه‌ای تنظیم شده‌اند. لازم به یادآوری است

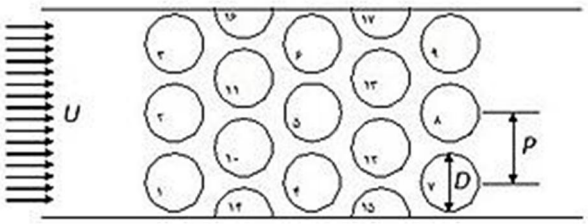


شکل 7 جابجایی سیلندر مرتعش بر حسب زمان بدون بعد برای کسر حجمی‌های 0/001، 5، 10 و 20 درصد در رینولدزهای 10000، 12000، 14000 و 15000

که در شکل 10 سیلندر مرتعش برای شبیه‌سازی به رنگ خاکستری هستند. مشخصات سیال، دینامیک سازه و شرایط شبیه‌سازی بطور کامل در جدول 3خلاصه شده است.

7-1- اعتبارسنجی جریان در دسته سیلندر با یک سیلندر متحرک در راستای قائم

در این بخش نتایج حاصل از حل عددی میدان جریان و معادله حرکت سازه در دسته سیلندرهای استوانه‌ای مورد بررسی (شکل 8) با یک سیلندر متحرک ارائه شده است. لازم به توضیح است که در دسته سیلندر مذکور تنها سیلندر شماره 5 متحرک بوده و قابلیت ارتعاش در راستای عمود بر جریان را دارد و در جهت جریان معادلات حرکت برای آن حل نشده است. این شرایط به طور دقیق همان شرایط آزمایش‌های صورت گرفته توسط مسکل و فیتزپاتریک [3] است. برای تطبیق کامل نتایج با مرجع مذکور، کسر حجمی نزدیک به صفر (α = 0.001) در نظر گرفته شده است تا شرایط مشابه تک‌فاز بوده و در عین حال، دوفازی بودن کد محاسباتی و فرمولاسیون نیز حفظ شود. در این بخش، حل مسأله را در سرعت‌های مختلف جریان انجام و دامنه نوسان سیلندر مرتعش به ازای هر کدام از سرعت‌های جریان آزاد محاسبه شده تا بدین ترتیب بتوان مرز شروع ناپایداری یعنی سرعتی از جریان را که در آن دامنه نوسان سازه با شیب زیاد شروع به افزایش می‌کند محاسبه شود، که به آن سرعت بحرانی گفته می‌شود. در هر مرتبه، اجرای برنامه حل تا جایی ادامه داده می‌شود تا حرکت دائمی سیلندر شکل بگیرد. در شکل 10 مجذور متوسط مربعات[1] جابه‌جایی سیلندر متحرک برحسب سرعت جریان آزاد در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی رسم شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود در سرعت مشخصی از جریان، جابه‌جایی سیلندر دارای افزایش با



شکل 8 شماتیک جریان آزاد و چیدمان دسته لوله از نوع مثلثی نرمال، P گام چیدمان، D قطر سیلندرها و نسبت گام به قطر P/D

جدول 3 مشخصات سیال، دینامیک سازه و شرایط شبیه‌سازی جریان در دسته لوله

مشخصه	مقدار	واحد
تعداد سلول در طول قطر	20	-
اندازه شبکه	80×310	-
جرم	3/695	کیلوگرم
نسبت گام	1/32	-
فرکانس طبیعی	6/6	هرتز
چگالی مایع	1000	کیلوگرم بر مترمکعب
چگالی گاز	$2/683\times10^{-3}$	کیلوگرم بر مترمکعب
لزجت مایع	$1/002\times10^{-3}$	پاسکال × ثانیه
لزجت گاز	$18/27\times10^{-6}$	پاسکال × ثانیه

1- Root Mean Square (R.M.S.)

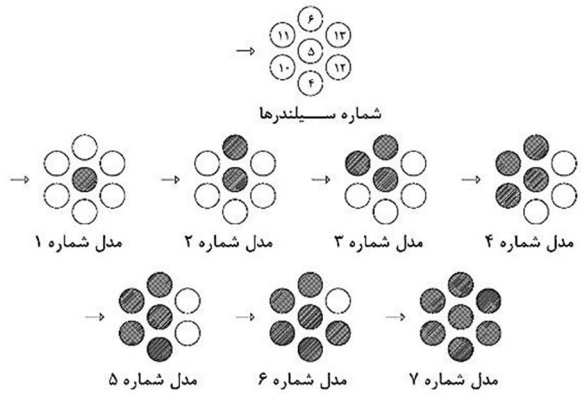
[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.47.4]

شیب سریع بوده که این امر نشان دهنده شروع ناپایداری الاستیک- سیال است. نکته قابل توجه این است که مقایسه تحقیق حاضر با نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد که مقداری تفاوت در پیش‌بینی مرز شروع ناپایداری وجود دارد، به طوری‌که بر اساس نتایج آزمایشگاهی مذکور سرعت بحرانی 4/1 متر بر ثانیه و بر اساس کار عددی حاضر 3/8 متر بر ثانیه برآورد شده است. همچنین در سرعت‌های فوق بحرانی، میزان دامنه نوسان بیش از مقدار آزمایشگاهی به دست آمده که می‌توان آن را مربوط به آشکار شدن تأثیرات غیرخطی سازه در دامنه‌های بزرگ ارتعاش دانست. با این وجود، به طور کلی نتایج کار حاضر تطابق مناسب و قابل قبولی با نتایج آزمایشگاهی نشان داده است. همان‌طور که ملاحظه شد، سرعت بحرانی تحقیق حاضر کمتر از مقدار واقعی برآورد شده که البته در راستای افزایش ضریب اطمینان در برآورد این سرعت و طراحی مبدل‌های حرارتی است. نکته دیگر اینکه این موضوع برای دیگر روش‌های عددی (مبتنی بر سایر مدل‌های آشفتگی) نیز صادق بوده و اکثر روش‌های عددی، وقوع ناپایداری را زودتر از شرایط واقعی پیش‌بینی می‌کنند [13].

7-2- نتایج در دسته سیلندر

در این بخش، حل مسأله را در سرعت‌های مختلف جریان انجام داده و دامنه نوسان سیلندر مرتعش به ازای هر کدام از سرعت‌های جریان آزاد محاسبه نموده تا بدین ترتیب مرز شروع ناپایداری یعنی سرعتی از جریان که در آن، دامنه نوسان سازه بصورت ناگهانی رشد نماید، محاسبه شود. این سرعت در ادبیات سرعت بحرانی نامیده می‌شود. همچنین در هر بار اجرای برنامه، حل تا جایی ادامه داده شده که حرکت دائمی سیلندر شکل بگیرد. در شکل‌های 11 الی 30 دامنه نوسان در جهت x و y برای سیلندرهای متحرک (حالات 1تا 7 در شکل 9 از دسته سیلندر شکل 8) به ازای مقادیر مختلف سرعت جریان آزاد و همچنین کسرهای حجمی مختلف نشان داده شده‌اند.

شایان ذکر است که در تمام مراحل ابتدا برای بررسی صحت عملکرد کد محاسباتی، کسر حجمی برابر با 0/001 در نظر گرفته شده تا جریان شبه تک‌فاز شود، سپس برای کسر حجمی‌های 0/02، 0/04، 0/08 و 0/1 مسأله حل شده است تا روند تأثیر کسر حجمی بر میزان دامنه ارتعاش مشخص شود. بررسی الگوی به دست آمده برای تک سیلندر استوانه‌ای در شکل 11 نشان می‌دهد که مطابقت بسیار مناسب و قابل قبولی با نتایج آزمایشگاهی [3] دارد. همچنین نتایج در مقایسه با نتایج ارائه شده توسط مقاله نگارنده [13]، که برای تک‌فاز آب انجام گرفته است، مقایسه شده است



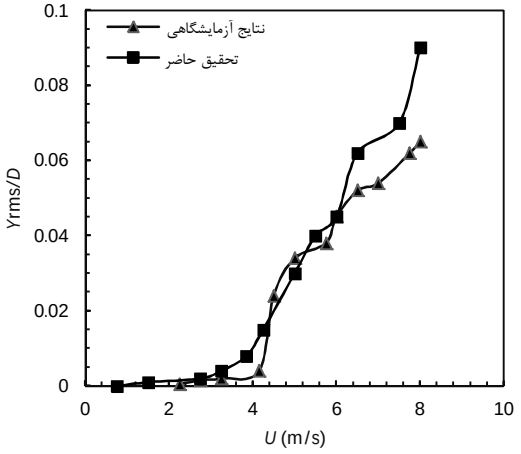
شکل 9 دسته سیلندرهای مورد مطالعه از نظر متحرک بودن (سیلندرهای خاکستری متحرک و سیلندرهای سفید، صلب)

تا بدین ترتیب عملکرد کد محاسباتی برای هر مرحله نیز مورد بررسی قرار گیرد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود. در حقیقت در شرایط کسر حجمی 0/001، کد محاسباتی نتایج را بسیار نزدیک به نتایج تک‌فاز محاسبه می‌کند. در شکل‌های 11 الی 16دامنه نوسان در جهت عمود بر جریان بزرگتر از دامنه نوسان در راستای جریان است. علت بالا بودن دامنه نوسان در راستای عمود بر جریان نسبت به دامنه نوسان در جهت جریان، دامنه بالاتر نوسانات نیروی برآ در مقایسه با دامنه بخش نوسانی نیروی پسا است. علاوه بر آن مقدار بخش غیر نوسانی نیروی پسا (متوسط زمانی نیروی پسا) بسیار بزرگ بوده و این مقدار همواره در جهت جریان است که مانع حرکت راحت سازه در جهت خلاف جریان می‌شود. افزایش ناگهانی دامنه نوسان سیلندر یا به عبارتی تغییر شدید شیب منحنی دامنه بدون بعد نوسان بر حسب سرعت جریان آزاد در دسته سیلندر 1 در سرعت 0/551 متر بر ثانیه بدست آمده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، این مقدار از سرعت بحرانی بدست آمده برای شرایط مشابه ولی با سیال هوا (شکل 10) بسیار کمتر است و در نتیجه این امر شرایط بحرانی‌تر مبدل‌های حرارتی با سیالات عامل چگالتر را نشان می‌دهد. همچنین در این شکل‌ها به خوبی دیده می‌شود با افزایش کسر حجمی، دامنه نوسان سیلندر مرکزی از حالت تک‌فاز فاصله گرفته و کاهش می‌یابد، این کاهش هم در راستای برآ و هم در راستای پسا است. در ادامه، محاسبات برای دیگر حالت‌های شکل 9 نیز انجام گرفته است که از نشان دادن نتایج جداگانه به دلیل تعداد زیاد آنها خودداری شده است و در هر مرحله نمودار برای یک کسر حجمی نشان داده شده است. در مدل شماره 2 شکل 9 (شکل‌های 17 و 18)، دامنه نوسان در جهت برآ، برای هر دو سیلندر متحرک بزرگتر از دامنه نوسان در جهت پسا بوده و دامنه‌های نوسان برای سیلندر شماره پنج از سیلندر شماره شش بزرگتر است. در این حالت به‌دلیل عدم تقارن مسأله نسبت به محور افقی گذرنده از مرکز سیلندر شماره شش، متوسط ضریب برآ بیشتر از صفر بوده و این امر باعث ایجاد جابجایی دائمی در موقعیت این سیلندر شده است. دامنه‌ها دارای الگوی افزایشی یکسانی نسبت به سرعت جریان آزاد هستند. با توجه به نتایج، می‌توان سه رژیم جریان را تعریف کرد، در محدوده ابتدایی دامنه نوسان با شیب ملایم نسبت به سرعت جریان آزاد افزایش می‌یابد. پس از آن ناحیه‌ای ملاحظه می‌شود که دامنه نوسان افزایش چندانی با سرعت نشان نمی‌دهد. در نهایت ناحیه‌ای وجود داردکه پس از آن دامنه نوسان به سرعت و همگام با افزایش سرعت، افزایش می‌یابد. این شیب ناگهانی در افزایش دامنه نوسان سیلندر نشان دهنده شروع ناپایداری الاستیک- سیال است. بررسی نتایج مؤید این نکته است، که با انتخاب کسر حجمی 0/001 نتایج به صورت کاملاً قابل قبول به نتایج جریان تک‌فاز نزدیک است که این خود نشان دیگری برای عملکرد صحیح کد محاسباتی جریان دوفاز است، لذا با توجه به اینکه نتایج تک‌فاز با نتایج دوفاز با کسر حجمی 0/001 بسیار نزدیک است و به‌دلیل تعداد زیاد اطلاعات و عدم تشخیص مناسب، از ترسیم نمودارهای جریان تک‌فاز برای دسته سیلندرهای 3 تا 7 خودداری کرده و صرفاً به تحلیل نمودارهای ارتعاش تحت جریان شبه تک‌فاز و دوفازی پرداخته خواهد شد. نتایج بدست آمده برای مدل شماره 3 از شکل 9 نشان می‌دهد که الگوی به نسبت یکسانی با حالت قبل اتفاق افتاده با این تفاوت که پس از شروع ناپایداری، شیب شدیدتری در دامنه نوسان مشاهده می‌شود (شکل 19). همچنین در این حالت نیز همچنان سیلندر شماره پنج دارای حداکثر دامنه نوسان در راستای نیروی برآ است.

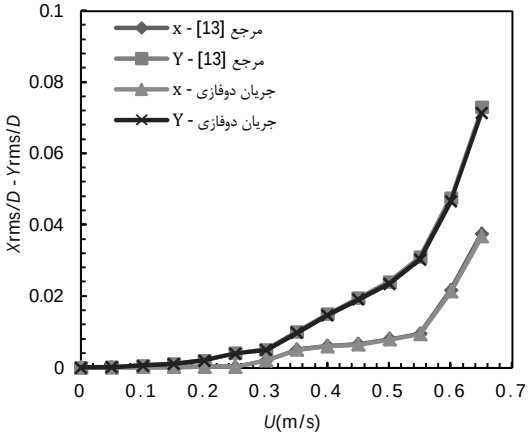
[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.47.4]

دامنه نوسان سیلندر شماره پنج در دسته سیلندر 3 نسبت به دسته سیلندرهای 1 و 2 کمتر است. این موضوع نشان می دهد که در این حالت افزودن سیلندر انعطاف‌پذیر منجر به محدودیت شدت دامنه ارتعاش سیلندر مرکزی شده است بگونه‌ای که قبل از شروع ناپایداری، افزایش دامنه نوسان با سرعت جریان آزاد دارای روندی بسیار کند و تقریباً یکنواخت دارد. بدین ترتیب ملاحظه می‌شود همان‌طور که گاهی افزودن یک سیلندر انعطاف‌پذیر می‌تواند دامنه نوسان سیلندر مرکزی را افزایش دهد، به همان ترتیب می تواند باعث کاهش آن نیز بشود. لازم به ذکر است که در این حالت دامنه نوسان سیلندر شماره یازده در هر دو جهت x و y بسیار نزدیک به یکدیگر محاسبه شده است.

برای دسته سیلندر با چهار سیلندر متحرک، محاسبات نشان می‌دهد که پاسخ ارتعاشی برای سیلندرهای شماره ده و یازده تقریباً یکسان است (شکل-های20 و 21). این امر به دلیل تقارن جریان نسبت به محور گذرنده از مرکز سیلندرهای شماره دو، پنج و هشت است. در این چیدمان، سیلندر شماره پنج در دنباله سیلندرهای ده و یازده قرار گرفته و نسبت به آنها دارای دامنه نوسان بالاتری است. نکته قابل توجه، بالا بودن دامنه نوسان در جهت پسا به خصوص برای سیلندرهای شماره ده و یازده است. هنگامی که سرعت جریان آزاد از مقدار 0/3 افزایش می‌یابد، سیلندر شماره پنج افزایش قابل توجهی در دامنه نوسان خود در هر دو جهت پسا و برآ نشان می‌دهد. دامنه نوسان سیلندر شماره پنج در دسته سیلندر 4 نسبت به دسته سیلندرهای 1 و 2

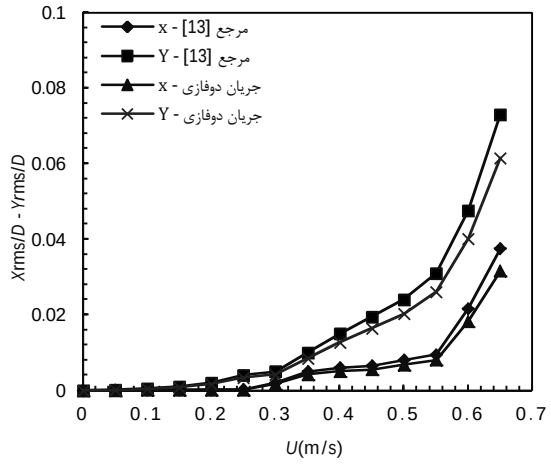


شکل 10 مجذور متوسط مربعات جابه‌جایی سیلندر انعطاف‌پذیر برحسب سرعت جریان آزاد برای دسته لوله در چیدمان مثلثی نرمال (P/D=1/32).

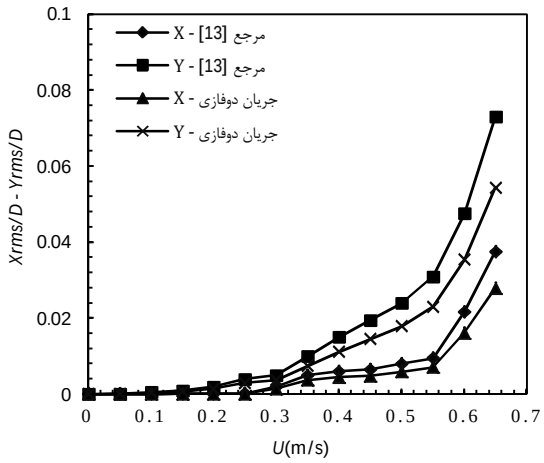


شکل 11 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت تک سیلندر متحرک (دسته سیلندر 1) -کسر حجمی 0/001

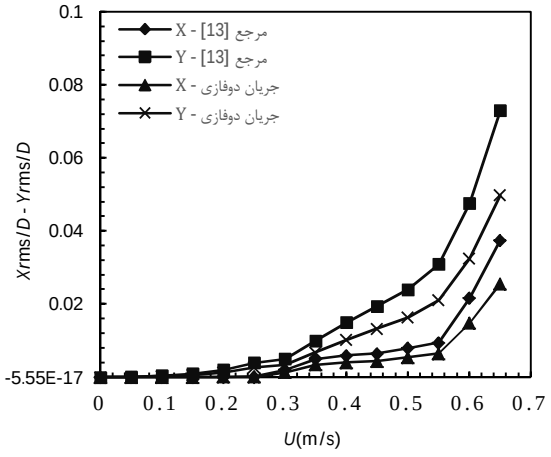
کمتر و لیکن نسبت به دسته سیلندر 3 بیشتر است. این موضوع نشان می-دهد که در این حالت افزودن سیلندر انعطاف‌پذیر شماره ده در کنار سیلندر شماره یازده بصورت متقارن منجر به افزایش دامنه ارتعاش سیلندر مرکزی شده است. بررسی و مطالعه دسته سیلندر شماره 5 نشان می‌دهد که الگوی تغییر دامنه نوسان در این حالت با الگوی دسته سیلندر شماره 3 مشابه است (شکل‌های22 و 23).



شکل 12 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت تک سیلندر متحرک (دسته سیلندر 1) -کسر حجمی 0/02

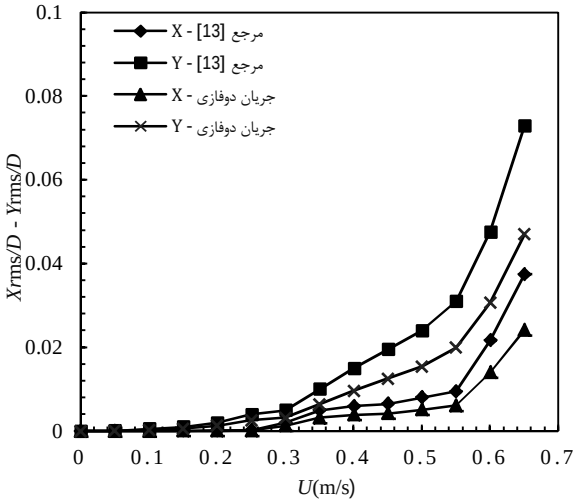


شکل 13 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت تک سیلندر متحرک (دسته سیلندر 1) -کسر حجمی 0/04

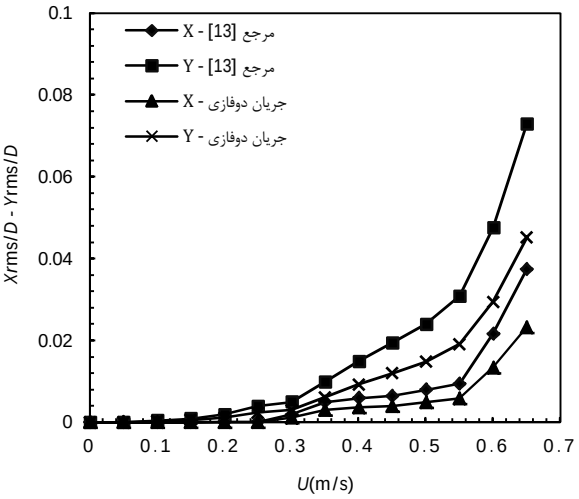


شکل 14 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت تک سیلندر متحرک (دسته سیلندر 1) -کسر حجمی 0/06

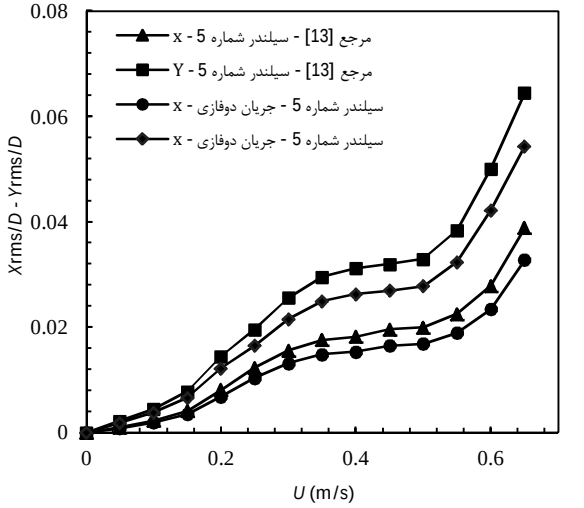
[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.47.4]



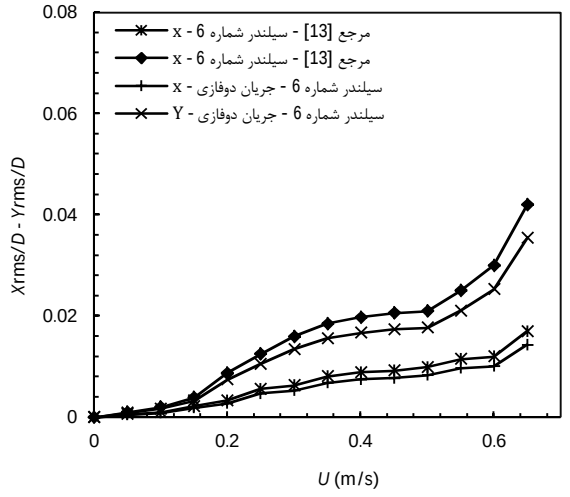
شکل 15 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت تک سیلندر متحرک (دسته سیلندر 1) -کسر حجمی 0/08



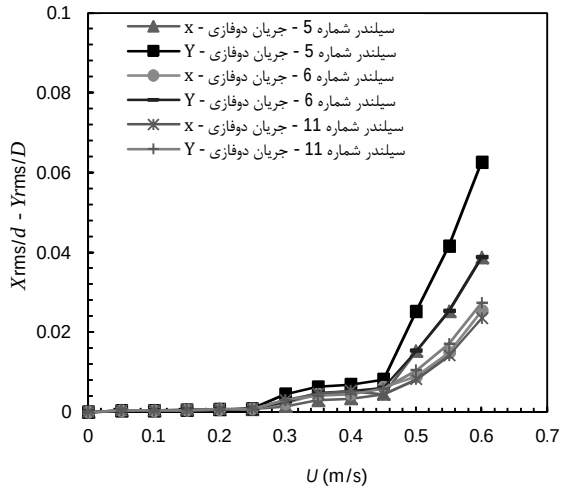
شکل 16 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت تک سیلندر متحرک (دسته سیلندر 1) -کسر حجمی 0/1



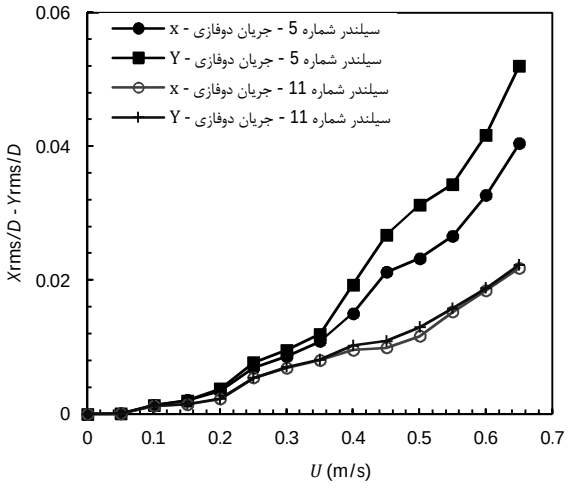
شکل 17 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت دو سیلندر متحرک (دسته سیلندر 2) -کسر حجمی 0/02- سیلندر شماره 5



شکل 18 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت دو سیلندر متحرک (دسته سیلندر 2) -کسر حجمی 0/02- سیلندر شماره 6

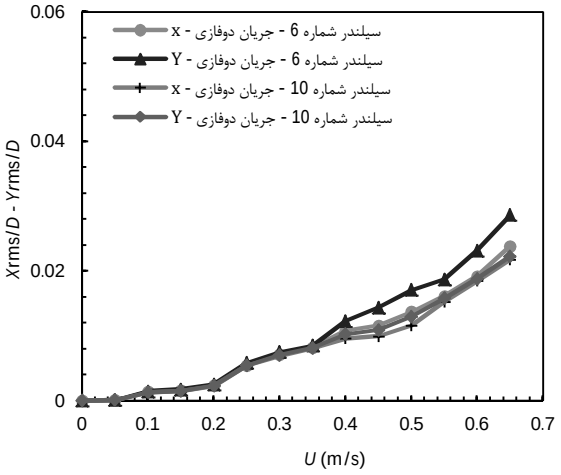


شکل 19 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت سه سیلندر متحرک (دسته سیلندر 3) -کسر حجمی 0/04

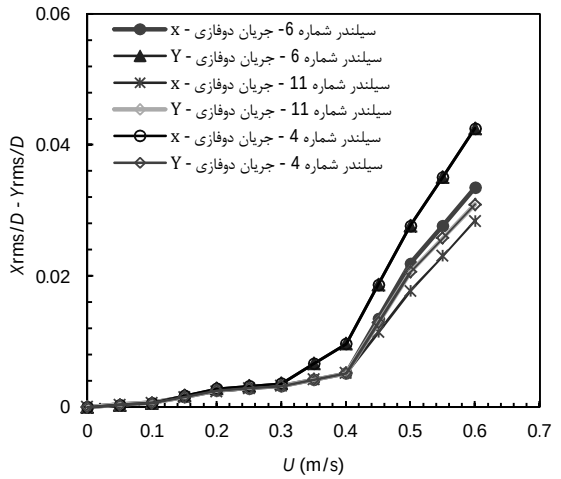


شکل 20 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت چهار سیلندر متحرک (دسته سیلندر 4) -کسر حجمی 0/06- سیلندر شماره 5 و 11

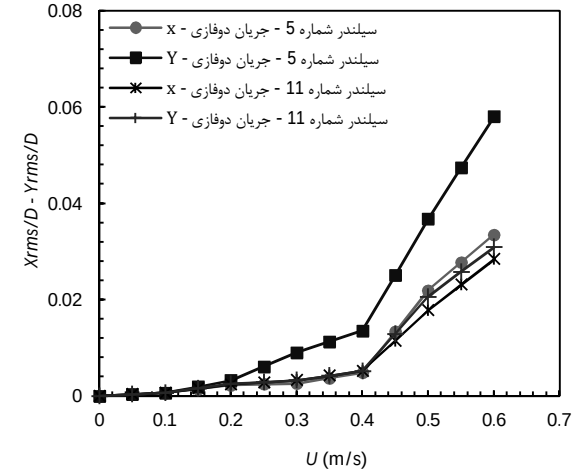
[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.47.4]



شکل 21 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت چهار سیلندر متحرک (دسته سیلندر 4) -کسر حجمی 0/06- سیلندر شماره 6 و 10



شکل 22 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت پنج سیلندر متحرک (دسته سیلندر 5) -کسر حجمی 0/08- سیلندرهای 4، 6 و 11



شکل 23 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت پنج سیلندر متحرک (دسته سیلندر 5) -کسر حجمی 0/08- سیلندرهای 5 و 10

در این حالت بیشترین دامنه نوسان همچنان مربوط به سیلندر شماره پنج بوده و پاسخ ارتعاشی سیلندر چهار با شش و سیلندر ده با یازده به دلیل تقارن، یکسان به دست آمده‌اند. در این حالت انعطاف‌پذیر بودن سیلندر چهار با شش و سیلندر ده با یازده به‌دلیل تقارن یکسان بدست آمده اند، همچنین انعطاف‌پذیر بودن سیلندر شماره چهار به پایداری بیشتر دسته سیلندر کمک کرده و باعث شده تا سرعت بحرانی مجدداً تا مرز 0/4 افزایش یابد.

موارد اشاره شده قبلی، برای سیلندر شماره 6 نیز قابل مشاهده است (شکل‌های 24 تا 26)، با این تفاوت که در این حالت دامنه نوسان سیلندر شماره دوازده که در پایین دست میدان واقع شده است بسیار قابل توجه است. علت این امر به نوعی به دلیل واقع شدن این سیلندر در دنباله سیلندرهای بالادستی است. برای دسته سیلندر شماره 7 در ردیف پایانی (شکل‌های 27 تا 30)، سیلندرهای شماره دوازده و سیزده در سرعت‌های بالای جریان دارای دامنه نوسان قابل توجهی نسبت به سایر سیلندرها دارا هستند. این پدیده توسط وییور و همکاران [36] نیز مشاهده شده است. آنها به این نتیجه رسیده‌اند که ردیف پایانی (ردیف سوم) از نظر ناپایداری الاستیک- سیال بحرانی است.

لازم به یادآوری است که به صورت عددی نشان داده شده که چند سیلندر متحرک می‌توانند ناپایداری الاستیک- سیال را با دامنه بالای نوسان تجربه نمایند، در حالی‌که یک تک سیلندر استوانه‌ای، تنها ارتعاش ناشی از ریزش گردابه را در محدوده خاصی از سرعت‌های جریان تجربه می‌کند. همچنین افزایش تعداد سیلندرهای انعطاف‌پذیر باعث شده است که سرعت بحرانی تا 0/3 متر بر ثانیه کاهش یابد. نکته قابل توجه اینکه شیب افزایش دامنه نوسان پس از سرعت بحرانی به شدت حالات قبل نیست. همچنین دامنه‌های نوسان نیز خیلی بزرگ نبوده و تقریباً در سطح متوسطی نسبت به دیگر حالات قرار دارند. این امر بدین معنی است که افزایش تعداد سیلندرهای انعطاف‌پذیر توانسته است حرکت سیلندر مرکزی را محدود کند. در عین حال به‌دلیل افزایش تأثیر مکانیزم جابجایی در دسته سیلندر، سرعت بحرانی کاهش یافته و دسته سیلندر از نظر ناپایداری الاستیک-سیال دارای شرایط بحرانی‌تری شده است. با توجه به اهمیت محاسبه برای دامنه ارتعاش در سیلندر مرکزی، در بخش بعدی نتایج برای سیلندر مرکزی در حالت 1 تا 7 در کسر حجمی های مختلف آورده شده است. در مراجع مختلف از جمله مان [37] بیان شده است، با افزایش کسر حجمی در محدوده 10% که مورد توجه این تحقیق با توجه به محدوده مورد قبول مدل HEM است، دامنه ارتعاش کاهش می‌یابد که این موضوع ناشی از کاهش ضریب برا و پسا است.

7-3- مقایسه دامنه ارتعاش سیلندر مرکزی در کسر حجمی‌های مختلف

سرعت بحرانی برای شروع ناپایداری الاستیک- سیال در دسته سیلندرهای استوانه‌ای را می‌توان با استفاده از پاسخ ارتعاشی سیلندرها محاسبه نمود. دامنه ارتعاشA_{rms}، به صورت مجذور متوسط مربعات جابه‌جایی سیلندر در هر دو جهت x و y به صورت $A_{\mathrm{rms}} = \sqrt{{X_{\mathrm{rms}}}^2 + {Y_{\mathrm{rms}}}^2}$ تعریف می‌شود.در این بخش، دامنه بدون بعد نوسان A_{rms}/D را برحسب سرعت کاهش یافته U/f_nD رسم نموده و مرز افزایش دامنه نوسان سیلندر بر حسب سرعت کاهش یافته تحقیق شده است. بر اساس آنچه مان [37] و پتیگرو [5] بیان کرده‌اند، با افزایش کسر حجمی، ضریب میرایی افزایش یافته و در نتیجه دامنه ارتعاش کاهش می‌یابد.

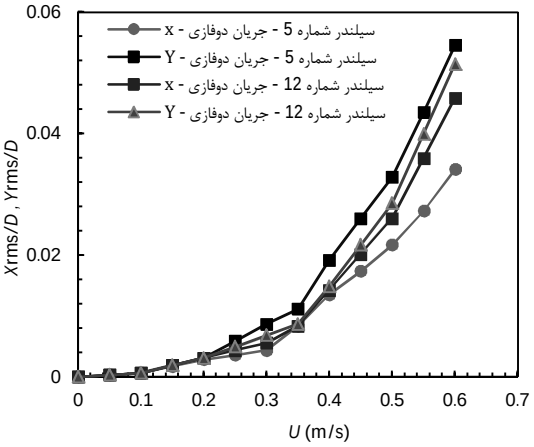
به منظور تحقیق میزان تأثیر متحرک بودن سیلندرهای مجاور در سرعت بحرانی سیلندر مرکزی (سیلندر شماره پنج)، کلیه پاسخ‌های ارتعاشی این سیلندر در هفت دسته سیلندر مورد مطالعه و در کسر حجمی های مختلف در شکل 31 تا 37 رسم شده است. در شکل 31 پاسخ ارتعاشی تحت جریان

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.47.4]

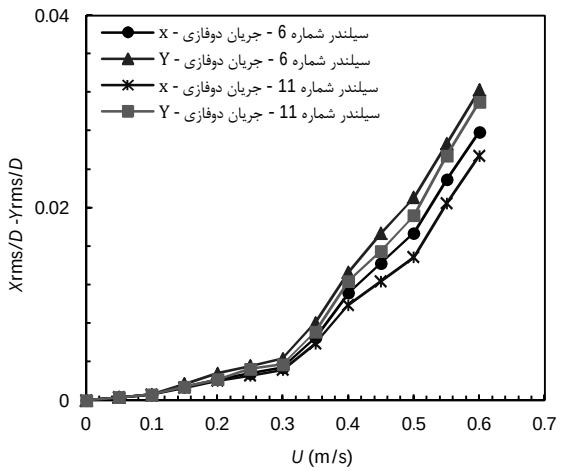
آب و هوا برای سیلندر شماره 5 در حالت 1 که سیلندر 5 محصور بین سیلندرهای کاملاً صلب دیگر است، رسم شده است.

همان‌طور که در این شکل دیده می‌شود، با افزایش کسر حجمی، دامنه ارتعاش سیلندر کاهش می‌یابد، این کاهش در نمودارهای بعدی نیز بخوبی قابل مشاهده است. شکل 32 به بررسی پاسخ ارتعاشی برای سیلندر شماره 5 در حالت 2 پرداخته است. در شکل‌های 33 تا 37 همین نتایج برای حالت‌های 3 تا 7 رسم شده است.

همان‌طور که در شکل‌های 31 الی 37 دیده می‌شود، با افزایش کسر حجمی از 0/001 به 0/02، دامنه ارتعاشی به شدت کاهش می‌یابد و در ادامه با فزایش کسر حجمی تا مرز 0/1 رشد کاهشی دامنه ارتعاش کم می‌شود؛ البته در دامنه ارتعاش در حالت کسر حجمی 0/08 و 0/1 به شدت به هم نزدیک می‌شود، به صورتی که در سرعت‌های پایین دامنه ارتعاش تقریباً بر هم منطبق است. با افزایش سرعت تا مرز بحرانی، کمی متفاوت می‌شود، این نتیجه قبلاً هم توسط مان [37] دیده شده بود. آنها آزمایشی را برای جریان تک‌فاز و دوفاز برروی دسته تیوب انجام داده بودند. آزمایش آنها بر اساس مخلوط آب و هوا، آب و بخار و فریون بوده است. آنها در آزمایش خود دریافتند که با افزایش کسر حجمی تا مرز 10% دامنه ارتعاش به صورت خطی کاهش می‌یابد و بعد از آن به صورت کاملاً آرام تا مرز کسرحجمی 65% افزایش یافته و بعد از آن به شدت با افزایش کسر حجمی، دامنه ارتعاش افزایش شدید می‌یابد

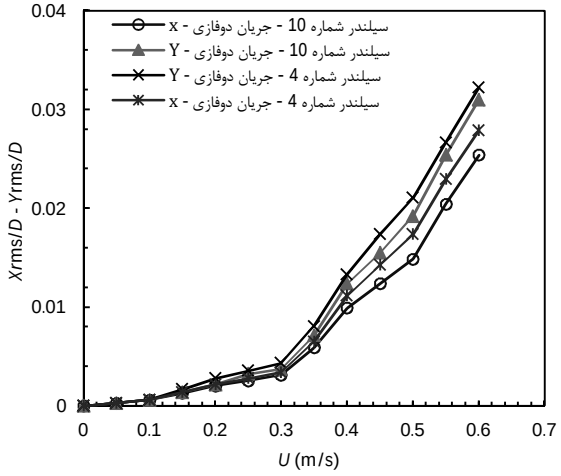


شکل 24 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت شش سیلندر متحرک (دسته سیلندر 6) -کسر حجمی 0/1- سیلندرهای 5 و 12

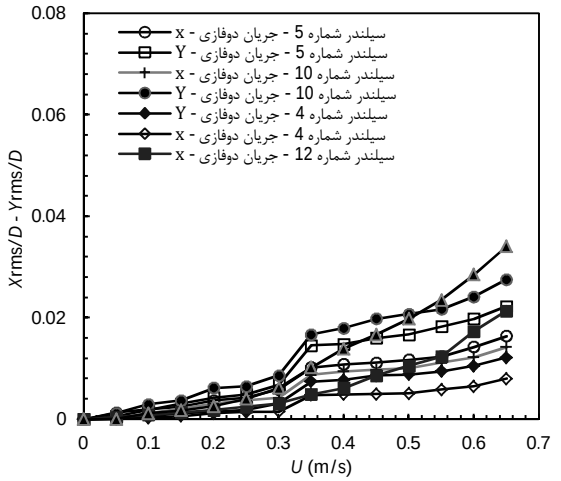


شکل 25 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت شش سیلندر متحرک (دسته سیلندر 6) -کسر حجمی 0/1- سیلندر 6 و 11

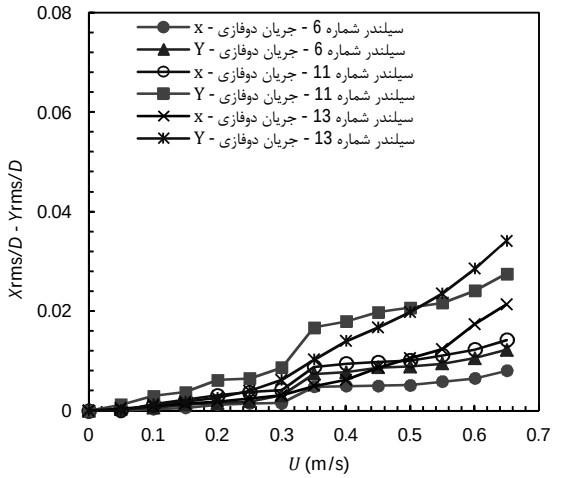
در جدول 4 سرعت کاهش یافته بحرانی و دامنه بدون بعد ارتعاش بحرانی برای سیلندر مرکزی در حالت دوفاز برای هفت دسته سیلندر آورده شده است، ضمناً سرعت بحرانی کاهش یافته متناسب با همان دامنه ارتعاش بحرانی نیز برای کسر حجمی‌های مختلف آورده شده است.



شکل 26 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت شش سیلندر متحرک (دسته سیلندر 6) -کسر حجمی 0/1- سیلندر های 4 و 10

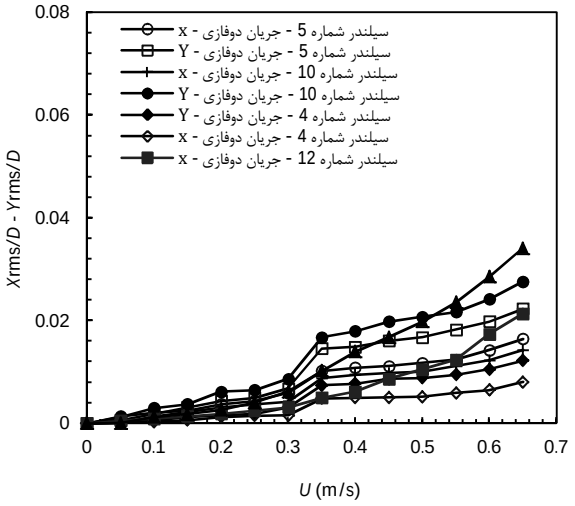


شکل 27 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت هفت سیلندر متحرک (دسته سیلندر 7) – کسر حجمی 0/001- سیلندرهای 4، 5، 10 و 12

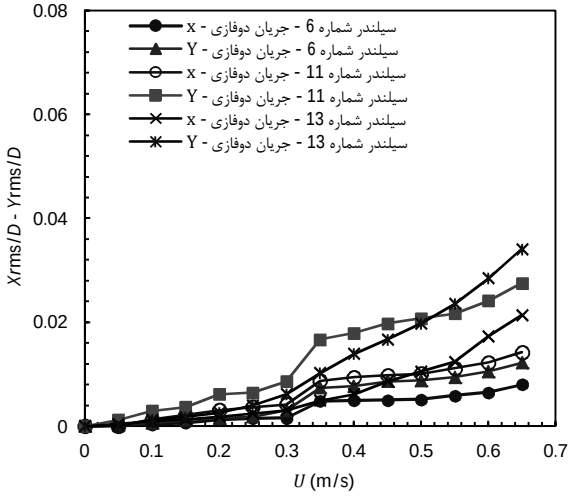


شکل 28 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت هفت سیلندر متحرک (دسته سیلندر 7) -کسر حجمی 0/001- سیلندرهای 6، 11 و 13

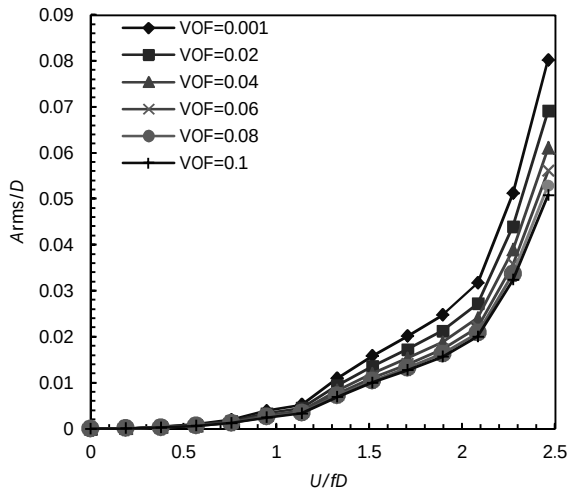
[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.47.4]



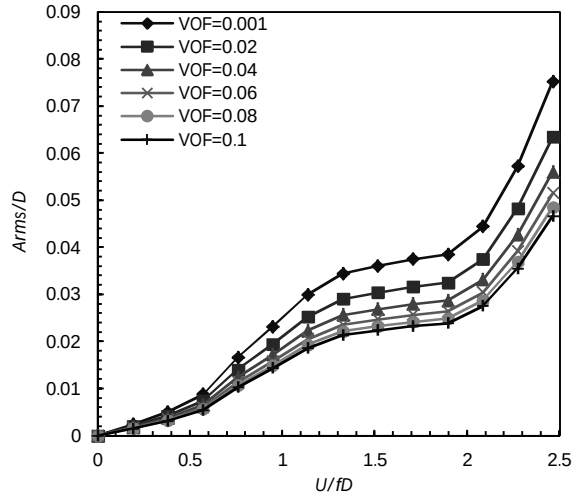
شکل 29 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت هفت سیلندر متحرک (دسته سیلندر 7) -کسر حجمی 1/0- سیلندرهای 4، 5، 10 و 12



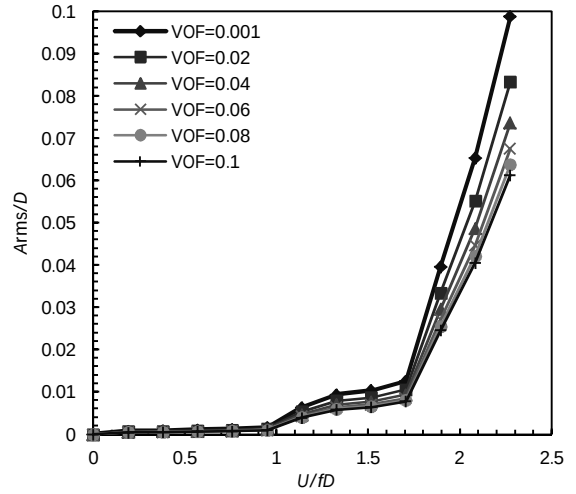
شکل 30 دامنه نوسان در جهت x و y برای حالت هفت سیلندر متحرک (دسته سیلندر 7) -کسر حجمی 1/0- سیلندرهای 6، 11 و 13



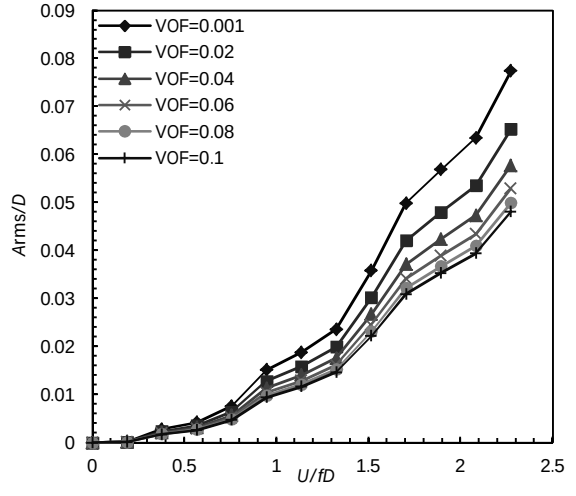
شکل 31 دامنه بدون بعد نوسان برای سیلندر مرکزی در دسته سیلندر نوع اول تحت جریان دوفازی با کسر حجمی 0/001 تا 0/1



شکل 32 دامنه بدون بعد نوسان برای سیلندر مرکزی در دسته سیلندر نوع دوم تحت جریان دوفازی با کسر حجمی 0/001 تا 0/1

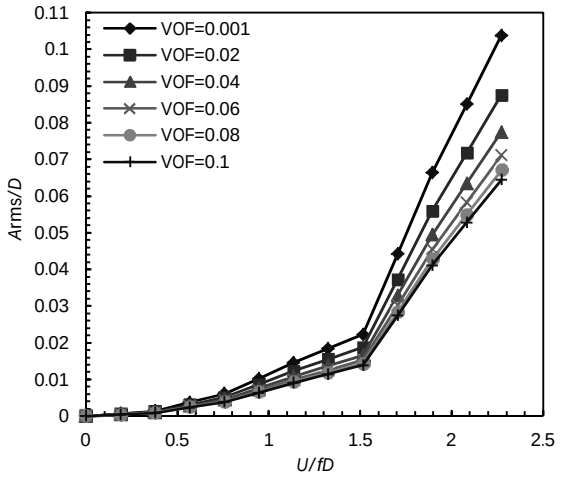


شکل 33 دامنه بدون بعد نوسان برای سیلندر مرکزی در دسته سیلندر نوع سوم تحت جریان دوفازی با کسر حجمی 0/001 تا 0/1



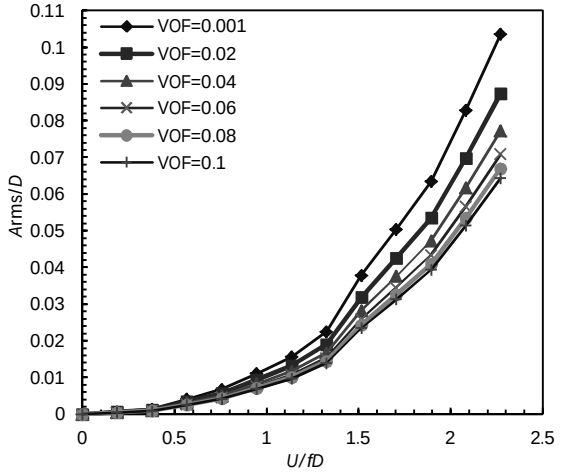
شکل 34 دامنه بدون بعد نوسان برای سیلندر مرکزی در دسته سیلندر نوع چهارم تحت جریان دوفازی با کسر حجمی 0/001 تا 0/1

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.47.4]

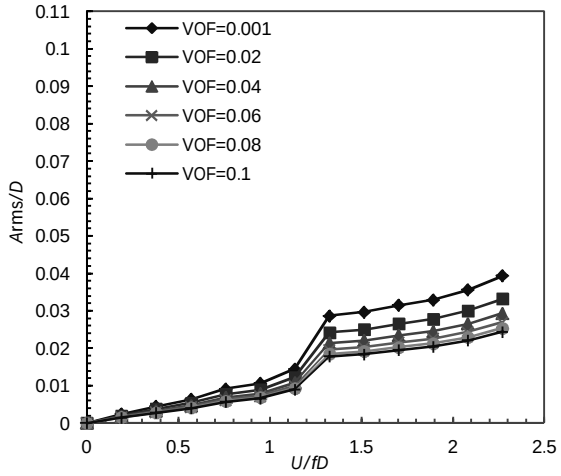


شکل 35 دامنه بدون بعد نوسان برای سیلندر مرکزی در دسته سیلندر نوع پنجم تحت جریان دوفازی با کسر حجمی 0/001 تا 0/1

همان‌طور که از جدول به خوبی دیده می‌شود، بحرانی‌ترین دسته تیوب در تمام کسرهای حجمی، چیدمان شماره 7 است. به عبارت دیگر، متحرک بودن تمام سیلندرها موجب محدودیت ارتعاش سیلندر مرکزی می‌شود، روند کاهش سرعت بحرانی در سیلندرهای 2 و 3 و 4 نیز تأییدی بر این نکته است که تحرک سیلندرهای بالادستی موجب کوپلینگ بهتر سیلندر مرکزی با آنها شده و در نتیجه موجب کاهش سرعت بحرانی می‌شود، دلیل این موضوع نیز قرار گرفتن سیلندر پایین دستی در مسیر تحریک سیلندرهای بالایی است، به همین دلیل نیز سیلندرهای 11 و 12 دامنه ارتعاشی بحرانی‌تر و بالاتری نسبت به سیلندر مرکزی در دسته سیلندر شماره 7 را دارد (شکل‌های 27 الی 30). عدم تغییر محسوس سرعت بحرانی در دسته سیلندرهای 4، 5، 6 و 7 نیز نشان می‌دهد که تحرک سیلندرهای پایین‌دستی، تاثییر خاصی بر سیلندر مرکزی ندارد. نتایج عددی به دست آمده در این تحقیق، سازگاری کاملی با نتایج آزمایش‌های صورت گرفته توسط لین [38] و وییور و همکاران [36] دارد. آنها نشان داده‌اند در هنگامی که تعداد سیلندرهای متحرک افزایش می‌یابند سرعت بحرانی کاهش یافته، کمتر شده و این مقدار برای حالتی که تمامی سیلندرهای جانبی متحرک هستند، از همه حالات کمتر است. از دیگر مواردی که در این جدول دیده می‌شود، افزایش سرعت بحرانی با افزایش کسر حجمی در تمام چیدمان‌ها است.



شکل 36 دامنه بدون بعد نوسان برای سیلندر مرکزی در دسته سیلندر نوع ششم تحت جریان دوفازی با کسر حجمی 0/001 تا 0/1



شکل 37 دامنه بدون بعد نوسان برای سیلندر مرکزی در دسته سیلندر نوع هفتم تحت جریان دوفازی با کسر حجمی 0/001 تا 0/1

جدول 4 سرعت بحرانی کاهش یافته برای سیلندر مرکزی در دسته سیلندرهای مختلف

نوع چیدمان	شماره 1	شماره 2	شماره 3	شماره 4	شماره 5	شماره 6	شماره 7
دامنه بدون بعد	0/031	0/038	0/012	0/0093	0/044	0/022	0/014
کسر حجمی 0/001							
سرعت بحرانی	2/084	1/895	1/70	1/32	1/51	1/32	1/136
کسر حجمی 0/02							
سرعت بحرانی	2/13	2/11	1/73	1/39	1/55	1/38	1/175
کسر حجمی 0/04							
سرعت بحرانی	2/18	2/2	1/75	1/45	1/58	1/42	1/205
کسر حجمی 0/06							
سرعت بحرانی	2/22	2/26	1/76	1/49	1/6	1/45	1/23
کسر حجمی 0/08							
سرعت بحرانی	2/245	2/3	1/78	1/52	1/62	1/47	1/25
کسر حجمی 0/1							
سرعت بحرانی	2/26	2/34	1/80	1/55	1/63	1/49	1/26

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.47.4]

8- نتیجه‌گیری

با بررسی نتایج حاصل می‌توان بیان نمود که روش حاضر بر مبنای شبکه کارتزین و مدل همگن دوفازی قادر به شبیه‌سازی عددی جریان در هندسه-های پیچیده همچون دسته سیلندرهای استوانه‌ای بوده و نسبت به روش‌های ارائه شده قبلی از سادگی خاصی برخوردار است. این روش ابزار قدرتمندی جهت حل مسایلی است که در آنها برهم‌کنش سازه و سیال وجود دارد و به‌خوبی می‌توان از آن در شبیه‌سازی ارتعاش ناشی از جریان و پیش‌بینی عددی ناپایداری الاستیک-سیال در مبدل‌های حرارتی استفاده کرد، همچنین با توجه به اهمیت جریان دوفاز در دسته سیلندرها، مدل ریاضی همگن مدل ریاضی مناسبی برای ساده‌سازی جریان‌های دوفازی در محدوده کسر حجمی-های پایین بوده و بخوبی امکان بررسی رفتار دسته سیلندر نسبت به جریان دوفازی را ایجاد می‌کند. همچنین با بررسی نتایج عددی می‌توان مشاهده کرد که که چند سیلندر متحرک می‌توانند ناپایداری الاستیک-سیال را با دامنه بالای نوسان تجربه نمایند، در حالی که یک تک سیلندر استوانه‌ای (بدون هیچ سیلندر مجاوری) تنها ارتعاش ناشی از ریزش گردابه را در محدوده خاصی از سرعت‌های جریان تجربه می‌کند. بطور کلی دسته سیلندری که دارای یک سیلندر متحرک است نسبت به دسته سیلندری که چندین سیلندر متحرک دارد، از دیدگاه الاستیک-سیال پایدارتر است و ناپایداری در آن در سرعت‌های بالاتری اتفاق می‌افتد. ضمناً، هنگامی که سیلندرهای بالادستی متحرک باشند، سرعت بحرانی برای سیلندر مرکزی کاهش می‌یابد و مسأله از دیدگاه الاستیک-سیال ناپایدارتر است. اما هنگامی که سیلندرهای پایین دست متحرک می‌شوند، تأثیر زیادی بر سرعت بحرانی نمی‌گذارد.

9- مراجع

[1] D. R. Mitra,, *Fluid – elastic Instability In Tube arrays Subjected To Air-Water Cross-Flow,* PhD Thesis, University of California, Los Angeles, 2005.

[2] R. D. Blevins, *Flow-Induced Vibration,* Second Edition, pp. 153-170,Florida: Krieger Publishing, 1990.

[3] C. Meskell, J.A. Fitzpatrick, Investigation of the Nonlinear Behavior of Damping Controlled Fluidelastic Instability in a Normal Triangular Tube Array, *J. Fluids and Structures,* Vol. 18, No.5, pp. 573–593, 2003.

[4] M. P. Paidoussis, A Review of Flow-Induced Vibrations in Reactor and Reactor Components, *Nuclear Eng and Design,* Vol. 74, No.1, pp. 31–60, 1983.

[5] M. J. Pettigrew, C. E.Taylor, Vibration Analysis of shell-And-Tube Heat Exchangers: An Overview—Part 1: Flow, Damping, Fluidelastic Instability, *J. Fluids and Structures,* Vol. 18, No.5, pp.469–483, 2003.

[6] M. J. Pettigrew, C. E. Taylor, Vibration Analysis of Shell-And-Tube Heat Exchangers: An Overview—Part 2: Vibration Response, Fretting-Wear, Guidelines", *J. Fluids and Structures,* Vol. 18, No.5, pp.485–500, 2003.

[7] K. Schroder, H. Gelbe, New Design Recommendations for Fluid-Elastic Instability in Heat Exchanger Tube Bundles, *J. Fluids and Structures,* Vol. 13, No.3, pp. 361-379, 1999.

[8] S. Khushnood, Z. M. Khan, M. A. Malik, Z. U. Koreshi, M. Anwar Khan, A Review of Heat Exchanger Tube Bundle Vibrations in Two-Phase Cross-Flow, *Nuclear Eng. and Design,* Vol. 230, No.1, pp. 233–251, 2004.

[9] S. S., Chen, Guidelines for the Instability Flow Velocity of Tube Arrays in Cross-Flow, *J. Sound and Vibration,* Vol. 93, No. 3, pp. 439-455, 1984.

[10] S. J. Price, A Review of Theoretical Models for Fluid-Elastic Instability of Tubes in Cross-Flow, *J. Fluids and Structures,* Vol. 9, No.5, pp. 463–518, 1995.

[11] V. Kassera, K. Strohmeier, Simulation of Tube Bundle Vibrations Induced by Cross-Flow. *Fluids and Structures,* Vol. 11, No.8, pp. 909–928, 1997.

[12] B. Ghadiri Dehkordi, H. Houri Jafari, Numerical Simulation of Flow Through Tube Bundles in In-Line Square and General Staggered Arrangements, *Int. J. Numerical Methods for Heat and Fluid Flow,* Vol. 19, No. 8, pp.1038–1062, 2009.

[13] H. Houri Jafari, B. Ghadiri Dehkordi, A. Khosrowdad, Numerical Prediction of Fluid-Elastic Instability in Tube Bundles under Cross Flows, *Fluid Mechanic and Aerodynamic,* Vol. 2, No. 1, pp. 15-35, 2013. (In Persian)

[14] W. J. Heilker, R. Q. Vincent, Vibration in nuclear heat exchangers due to liquid and two phase flow, *ASME Journal of Engineering for Power,* Vol. 103, pp. 358-365, 1981.

[15] F. Axisa, B. Villard, R. J. Gilbert, G. Hetsroni, P. Sundheimer, Vibration of tube bundles suvjected to air-water and steam-water cross flow, *Transactions of the 8th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology,* pp. 296-284, NewYork, 1983.

[16] M. J. Pettigrew, C, Taylor, C. E., "Vibration analysis of shell-and-tube heat exchangers: an overview—Part 1: flow, damping, fluid-elastic instability", *Journal of Fluids and Structures,* Vol. 18, pp. 469–483, 2003

[17] M. J. Pettigrew, C. E. Taylor, Two phase flow induced vibration: An overview, *Journal of Pressure Vessel Technology,* Vol. 116, pp. 233-253, 1992.

[18] B., Dellene, N. Gay, R. Campistron, D. Banner, Experimental determination of motion dependent fluid forces in two-phase water-freon cross-flow , *In Proceedings of the Fourth International Symposium on Fluid-Structure Interactions, Aeroelasticity, Flow-Induced Vibration and Noise,* Vol. 2, 53-2, pp. 349-356, 1997.

[19] M. J. Pettigrew, C. Zhang, M. Mureithi, D. Pam, Detailed flow and force measurements in a rotated triangular tube bundle subjected to two-phase cross-flow, *Journal of Fluids and structures,* Vol. 20, No. 4, pp. 567 –575, 2005.

[20] T. Sasakawa, A. Serizawa, Z. Kawara, Fluid-elastic vibration in two-phase cross flow, *Journal of Experimental thermo and Fluid,* Science 29, pp. 403, 413, 2005.

[21] T. Uchiyama, ALE finite element method for gas-liquid two-phase flow including moving boundary based on an incompressible two-fluid model, *Nuclear Engineering and Design,* Vol. 205, pp. 69-82, 2001.

[22] T. L. Cook, F. H. Harlow, Vortices in bubbly two phase flow, *Journal of multiphase flow,* Vol. 12, pp. 35-61, 1986.

[23] S. V. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow,* Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1980.

[24] Y. H. Tseng, J. H. Ferziger, A ghost-cell immersed boundary method for flow in complex geometry, *Journal of Computational Physics,* Vol. 192, pp. 593–623, 2005.

[25] B. Ghadiri Dehkordi, H. Houri Jafari, Numerical Calculation of Fluid Induced Forces in Shell and Tube Heat Exchangers, *22nd Canadian Congress of Applied mechanic*s (CAVCAM), Dalhousie University, Halifax, Canada, 2009.

[26] H. Houri Jafari, B. Ghadiri Dehkordi, Numerical Prediction of Fluid-Elastic Instability in a Normal Triangular Tube Bundle, *Journal of Material Eng ,* Vol.1, No.2, pp.9-35, 2013. (In Persian)

[27] B. Ghadiri Dehkordi, H. Houri Jafari, On the Suppression of Vortex Shedding from Circular Cylinders Using Detached Short Splitter-plates, *J Fluids Eng-ASME,* Vol. 132(4), 044501 (4pages), 2010.

[28] R. Gopalkrishnan, *Vortex-Induced Forces on Oscillating Bluff Cylinders,* Ph.D. Thesis, MIT, Cambridge, MA, USA, 1993.

[29] A. Khalak, C. H. K. Williamson, Dynamics of a Hydroelastic Cylinder with Very Low Mass and Damping, *J. and Fluids and Structures,* Vol. 10, No.5, pp. 455–472, 1996.

[30] M. Darwish, F. Moukalled, B. Sekar, A unified formulation of the segregated class of algorithms for multi-fluid flow at all speeds, *Numerical Heat Transfer,* Part B, Vol. 40, No. 2, pp. 99–137, 2001.

[31] F. Moukalled, M. Darwish, A High-Resolution Pressure-Based Algorithm for Fluid Flow at All Speeds, *Journal of Computational Physics,* Vol. 168, No.1, pp. 101-133, 2001.

[32] J. B. V. Wanderley, C. A. Levi, Vortex Induced Loads on Marine Risers, *Ocean Eng.*, Vol. 32, No.11, pp. 1281–1295, 2005.

[33] E. Guilminea, P. Queutey, Numerical Simulation of Vortex Shedding From an Oscillating Circular Cylinder, *J. Fluid and Structure,* Vol. 16, No. 6, pp. 773-794, 2002.

[34] S. G. Dong, E. Karniadakis, DNS of Flow Past a Stationary and Oscillatingcylinder at Re=10000, *J. Fluids and Structures,* Vol. 20, No.4, pp. 519–531, 2005.

[35] T. Uchiyama, Numerical prediction of added mass and damping for a cylinder oscillating in confined incompressible gas-liquid two-phase mixture, *Nucl. Eng. Design,* Vol. 222, No. 1, pp.68-78, 2003.

[36] D. S. Weaver, M. El-Kashlan, On the number of tube rows required to study cross-flow induced vibrations in tube banks, *Journal of Sound and Vibration,* Vol. 75, No.2, pp. 265–273, 1981.

[37] W. Mann,F. Mayinger, Flow-Induced Vibration of tube bundles subjected to single and two-phase cross-flow, *J. Multiphase Flow,* Vol. 4, No. 6, pp. 603-612, 1995.

[38] T. K. Lin, M. H. Yu, An Experimental Study on the Cross-Flow Vibration of a Flexible Cylinder in Cylinder Arrays, *Experimental Thermal and Fluid Science,* Vol. 29, No.4, pp. 523–536, 2005.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.47.4]