

Numerical Simulation of Fluid-Structure Interaction and Vortex Induced Vibration of the Circular and Truncated Cylinders


Mostafa Esmaeili ^{1*}, Amir Hossein Rabiee ², Peyman Bayandor ³

1- Assistant Professor, Faculty of Engineering, Kharazmi University, Tehran, Iran.

2- Assistant Professor, School of Mechanical Engineering, Arak University of Technology, Arak, Iran.

3- B.Sc. in Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Kharazmi University, Tehran, Iran.

* m.esmaeili@khu.ac.ir

Received: 12 February 2020, Accepted: 1 June 2020  J. Hydraul. Homepage: www.jhyd.iha.ir

Abstract

Introduction: Vortex induced vibration is a well-known phenomenon in the engineering applications involving the fluid/structure interaction. Especially, it has been observed in various ocean engineering applications such as offshore risers, deep water bridge piers and oil pipelines. In the flow around bluff bodies such as marine risers, in a specific range of Reynolds numbers, the asymmetric vortex shedding at the bluff body wake results in periodic hydrodynamic forces on the riser and consequently the vortex-induced-vibration. When the vortex shedding frequency is close to the natural frequency of the structure, the cylinder tends to dramatically vibrates in transverse direction which is commonly termed as the "lock-in" phenomenon. Since vortex induced vibration is one of the most important causes of fatigue damage and structural instability in marine risers, exploring efficient ways to reduce or suppress vortex induced vibrations, has attracted the attention of many ocean engineering researchers. In the present study, two-way fluid/structure interaction simulation of the vortex induced vibration of the circular and truncated cylinders are conducted. For this purpose, laminar flow around an elastically supported two degree of freedom cylinder (circular or truncated), which can freely vibrate in stream-wise and transverse directions, is considered.

Methodology: To solve the governing equations of two-dimensional, unsteady and incompressible flow over circular and truncated cylinders, a finite volume technique is employed. Moreover, the rigid body motion equations in stream-wise and transverse directions are incorporated into the computational fluid dynamics solver to treat the coupling which exists between the fluid flow and cylinder movement. To calculate the rigid body motion of cylinder and treat the fluid-cylinder interaction, a user-defined function is used. In every time step, the temporal variation of hydrodynamic forces (i.e., lift and drag) determined by solving the mass and momentum equations, which are employed as the source terms in rigid body motion equations to compute the velocity and displacement of cylinders. Fluid-structure interaction is handled using the Fluent's moving deforming mesh feature which deforms and remeshes cells during transverse and streamwise motions of the cylinders. The pressure-based solver with first-order implicit unsteady formulation is employed to solve the discretized continuity and momentum equations. The coupling between pressure and velocity fields are handled by using computationally efficient fractional step method along with the non-iterative time-advancement algorithm for time matching strategy in the computational

fluid dynamics solver. To solve the governing equation for the velocity fields, one needs suitable boundary conditions at the inlet, outlet, lower and upper boundaries, and on the surface of cylinders. A uniform profile of free-stream velocity is used at the inlet. At the outlet, the downstream boundary is located far from the cylinders such that the streamwise gradients for the velocity vectors could safely be set equal to zero. Along the upper and lower boundaries, the y-component velocity is considered to be zero while for the x-component velocity, the gradient in the y-direction is set equal to zero. At the cylinder' walls, the no-slip condition is imposed on both velocity components.

Results and discussion: In order to validate the numerical method used in the study of fluid-structure interaction, the results for the transverse oscillations of the circular cylinder and truncated one (with truncation angle of 45 degrees) at different Reynolds numbers are compared with the results of Kumar et al. (2018). It is noteworthy that the obtained results in the present study are in good agreement with those of Kumar et al. (2018) and the numerical model accurately predicts the maximum amplitude of transverse vibration and the width of the lock-in region. Moreover, the influence of the truncation angle (behind the cylinder) on the vibration suppression of truncated cylinders is evaluated. The results show that as the Reynolds number increases from 80 to 85, the vibration of the truncated cylinders enters the lock-in region and experiences a sharp jump in their transverse displacement. Also, in this region, the truncation angle does not have a significant effect on the transverse vibrations of the cylinders and merely reduces their in-line vibration. However, changing the structural design of the cylinder (making a truncation at the back of the cylinder) has a substantial effect on the vibration reduction in the right half of the synchronization region. At $Re = 100$ (Reynolds number corresponding to the lock-out region), when the truncation angle increases from zero to 60 degrees, the transverse vibration of the cylinder is reduced by about 66%.

Conclusion: In summary, it is concluded that the significant difference in the oscillation amplitude of the circular and truncated cylinders is in the right half of the lock-in region. When the truncation angle increases, the width of the lock-in region decreases.

Keyword: Vortex-induced vibration, Truncated cylinder, Lock-in, Vibration suppression.



© 2020 Iranian Hydraulic Association, Tehran, Iran.
This is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC BY 4.0 license)

(<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

شبیه‌سازی اندرکنش سازه- سیال و ارتعاش ناشی از جدایش گردابه در استوانه‌های دایروی و بریده شده

مصطفی اسماعیلی^{۱*}، امیرحسین ربیعی^۲، پیمان بایندر^۳

۱- استادیار، دپارتمان مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه خوارزمی، تهران.

۲- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک، اراک.

۳- کارشناسی مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه خوارزمی، تهران.

* m.esmaeili@khu.ac.ir

دریافت: ۱۳۹۸/۱۱/۲۳، پذیرش: ۱۳۹۹/۰۳/۱۲، وب‌گاه نشریه هیدرولیک: www.jhyd.iha.ir

چکیده: در این پژوهش حاضر ارتعاش ناشی از گردابه در اندرکنش سازه- سیال استوانه‌های دایروی و بریده شده ارزیابی شده است. بدین منظور، جریان آرام حول یک استوانه (دایروی و بریده شده) دو درجه آزادی که می‌تواند آزادانه در جهت‌های جریان اصلی و عمود بر آن حرکت کند، در نظر گرفته شده است. به منظور حل کردن معادله‌های پیوستگی و مومنتوم برای جریان تراکم ناپذیر، غیر دائم و دوبعدی، روش عددی حجم محدود بر مبنای الگوریتم سیمپل به کار برده شده است. افزون بر آن، برای شبیه‌سازی اندرکنش- سازه سیال، حل‌گر معادله‌های حرکت جسم صلب در جهت جریان و عمود بر آن با حل‌گر دینامیک سیالات محاسباتی جفت شده است. به منظور اعتبار سنجی روش عددی به کار گرفته شده در بررسی اندرکنش سازه- سیال، نتایج به دست آمده برای نوسان‌های عرضی استوانه دایروی و بریده شده در اعداد رینولدز مختلف با نتایج دیگر بررسی‌ها مقایسه و همخوانی بسیار خوبی مشاهده شد. همچنین تاثیر زاویه بریده شده پشت استوانه بر کاهش ارتعاش ناشی از جدایش گردابه ارزیابی شد. نتایج نشان می‌دهد با افزایش عدد رینولدز جریان از ۸۰ تا ۸۵، ارتعاش استوانه‌های بریده شده وارد ناحیه قفل شدگی شده و پرش شدیدی در جابه‌جایی عرضی آنها دیده می‌شود. تفاوت مهم در دامنه جابه‌جایی استوانه‌های بریده شده با استوانه دایروی در نیمه سمت راست ناحیه قفل شدگی است. با افزایش زاویه بریدگی، استوانه‌ها زودتر این ناحیه را ترک می‌کنند و به عبارتی عرض ناحیه قفل شدگی کاهش می‌یابد.

کلید واژگان: ارتعاشی ناشی از گردابه، اندرکنش سازه-سیال استوانه‌های دایروی و بریده شده، ناحیه قفل شدگی.

۱- مقدمه

می‌شود. زمانی که بسامد ریزش گردابه نزدیک بسامد طبیعی سازه باشد، ارتعاش عرضی استوانه شدیدتر شده که منجر به پدیده همگامی^۲ یا قفل شدگی^۳ می‌شود (Chen and Kim, 2010; Park et al., 2016). با توجه به اینکه ارتعاش ناشی از گردابه یکی از مهم‌ترین عامل‌های آسیب‌های ناشی از خستگی و ناپایداری سازه در رایزرهای دریایی است، بررسی راهکارهای کاهش و یا سرکوب ارتعاش‌ها، نظر بسیاری از محققین در حوزه مهندسی اقیانوس را به خود جلب کرده است (Chen and Kim, 2016).

ارتعاش ناشی از گردابه یک پدیده شناخته شده در اندرکنش سازه - سیال است که در کاربردهای گوناگون مهندسی دریا مانند رایزرهای دریایی و خطوط لوله نفت مستغرق مشاهده می‌شود (Lou et al., 2017). در جریان حول جسم‌های غیر باریک^۱ مانند رایزرهای دریایی، در یک محدوده خاص از اعداد رینولدز، ریزش نامتقارن گردابه‌ها در پشت جسم منجر به اعمال نیروهای هیدرودینامیکی متناوب به رایزر و در نتیجه آن ارتعاش ناشی از گردابه

³ Lock-in

¹ bluff body

² Synchronization

گرفت. آنها نتیجه گرفتند با استفاده از این روش، پاسخ ارتعاش ناشی از گردابه تا ۳۰ درصد کاهش می‌یابد (Park et al., 2016). اثر میله‌های کنترل و طوقه‌های مارپیچ روی کاهش ارتعاش توسط (Zhu and Yao, 2015) و (Sui et al., 2016) مورد بررسی قرار گرفت. ژو و یائو (Zhu and Yao, 2015) دریافتند با استفاده از ۹ میله، بهترین حالت کنترل ارتعاش ناشی از گردابه پدید می‌آید. بعضی از مطالعات پیشنهاد کرده‌اند، با استفاده ساختارهای برجسته متصل به سطح استوانه می‌توان جدایش لایه مرزی را تغییر داده و در نتیجه ارتعاش ناشی از گردابه را کاهش دهند. در این میان، (Zhu et al., 2018) با استفاده از سطوح موجی شکل، (Assi and Bearman, 2018) با استفاده از ساختارهای نیمه کروی و (Wang et al., 2019) با استفاده از ساختارهای برجسته مثلثی شکل ریزش گردابه پشت استوانه و به تبع آن ارتعاش ناشی از گردابه را کنترل کرده‌اند. اغلب روشهای غیر فعال معرفی شده برای کنترل ارتعاش ناشی از گردابه، بر اساس اضافه کردن یک ابزار کاهنده ارتعاش به سازه مورد نظر است. در مطالعه حاضر تغییر طراحی ساختاری سازه به منظور کاهش ارتعاش ناشی از گردابه مدنظر است. افزایش کشش سازه‌هایی چون رایزرها و همچنین سبک کردن و سنگین کردن آنها از جمله این روش‌ها است. بدین منظور در مطالعه حاضر، اثر بریده شدن ناحیه پشت استوانه و تغییر شرایط جدایش جریان مورد بررسی قرار می‌گیرد. مروری بر منابع نشان می‌دهد که بررسی اثر این تغییر ساختاری سازه در مطالعات بسیار محدودی مورد مطالعه قرار گرفته است. به عنوان تنها مرجع مر تبیط با این روش، اخیراً (Kumar et al., 2018) ارتعاش ناشی از جریان در تعدادی جسم بلاف (استوانه دایروی، مربعی، بیضوی و بریده شده با زاویه ثابت ۴۵ درجه) را مورد بررسی قرار داده‌اند. آن‌ها شاخه‌های پاسخ ارتعاش و همچنین نقاط بحرانی تغییر وضعیت از یک شاخه به شاخه دیگر را برای شکل‌های مختلف به صورت جامع مطالعه کرده‌اند.

در مطالعه حاضر، ارتعاش ناشی از گردابه در اندرکنش سازه- سیال استوانه‌های دایروی و بریده شده (که می‌توانند آزادانه در جهت جریان و عمود بر آن ارتعاش کنند) مورد بررسی

2012; Gao et al., 2018; Li et al., 2020; Liu et al., 2015; Quen et al., 2014; Xue et al., 2019). روش‌های کاهش ارتعاش‌ها به دو دسته کنترل فعال و غیر فعال تقسیم می‌گردند (Zdravkovich, 1981). روش‌های کنترل فعال پیچیده تر بوده و نیازمند ورودی‌های بیشتری هستند. تاثیر نیروهای الکترومغناطیسی در سرکوب ارتعاش ناشی از گردابه در مطالعه آزمایشگاهی (Artana et al., 2003) مورد بررسی قرار گرفته است. تاثیر عملگرهای مکند و دمنده جریان ثانویه بر ارتعاش ناشی از گردابه توسط Li et al. (2003) مورد مطالعه قرار گرفته است. آنها نشان دادند، با استفاده از این روش کنترل فعال، دامنه ارتعاش عرضی تا ۷۰ درصد کاهش می‌یابد. روش استفاده از استوانه‌های چرخان توسط (Baek and Sung, 1998) پیشنهاد گردید و نتایج آنها نشان داد که ارتعاش ناشی از گردابه به خوبی کنترل شده و نیروی درگ وارد بر رایزر دریایی کاهش می‌یابد. اخیراً (Hasheminejad et al., 2014) و Rabiee and Esmaeili (2019) ارتعاشی ناشی از گردابه در جریان رینولدز پایین حول تک استوانه و دو استوانه پشت سر هم که بر روی یک بستر الاستیک قرار گرفته را مورد بررسی قرار دادند. در این مطالعات با استفاده از روش‌های کنترل مدلغزشی فازی تطبیقی و همچنین کنترل فیدبک فعال، نشان داده شد که پاسخ ارتعاشی استوانه‌ها به صورت کامل کنترل شده و دامنه ارتعاش کاهش می‌یابد. بر خلاف روش‌های کنترل فعال، روش‌های غیر فعال بسیار ساده‌تر و ارزان‌تر بوده، نیاز به انرژی خارجی نداشته و همچنین باعث ناپایداری سازه نمی‌شوند. روش‌های متعددی بر اساس این شیوه از کنترل ارتعاش، در کاربردهای مهندسی مورد استفاده قرار گرفته است. طوقه‌های مارپیچ، شیارهای محوری، دنباله‌ها، شرود، پره لولای هدایت کننده، صفحات اسپویلر و نوارهای متصل به استوانه جزو روشهای غیر فعال رایج استفاده شده در کاهش ارتعاش ناشی از گردابه است (Blevins, 1990). اساس این روش‌ها مختل کردن شکل جریان سیال حول رایزر و ممانعت از تشکیل گردابه‌ها و رفتار تناوبی ریزش آن‌ها و در نتیجه جلوگیری از ارتعاش ناشی گردابه است. در مطالعه (Park et al., 2016) استفاده از نوارهای زیر متصل شده به سطح استوانه مورد بررسی قرار

بدست می‌آید. در این شکل پارامترهای U ، D و α به ترتیب نشان دهنده سرعت جریان آزاد، قطر استوانه و زاویه ناحیه بریده شده پشت استوانه هستند. در این مطالعه استوانه‌هایی با زاویه بریده شده 30° ، 45° و 60° در نظر گرفته شده است. طبیعتاً استوانه با زاویه بریده شده صفر درجه مشخص کننده استوانه دایروی است. جریان حول استوانه به ترتیب در جهت طولی (x) و عرضی (y) ناحیه محاسباتی مستطیلی $-10D < x < 25D$ و $-10D < y < 10D$ را پوشش می‌دهد. در حالت اولیه (پیش از شروع ارتعاش) استوانه در مبدأ مختصات قرار دارد. فاصله بین مرز ورودی تا مرکز استوانه (L_{in}) و فاصله مرکز استوانه تا مرز خروجی (L_{out}) به ترتیب $10D$ و $25D$ در نظر گرفته شده‌اند. با توجه به مطالب ذکر شده، معادله‌های بی بعد بقای جرم و مومنوم حاکم بر جریان دو بعدی، تراکم ناپذیر و نیوتنی حول استوانه‌های دایروی و بریده شده (شکل ۱) به صورت زیر بیان می‌گردند:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_j u_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \right) \quad (2)$$

در معادله بالا u_i بردار سرعت و p فشار استاتیکی می‌باشند. پارامترهای طولی و سرعت در رابطه بالا نسبت به قطر استوانه و سرعت جریان ورودی بی بعد شده‌اند. همچنین Re عدد رینولدز بوده و از رابطه $Re = \frac{\rho U D}{\mu}$ بدست می‌آید. در این رابطه، ρ چگالی سیال و μ نیز ویسکوزیته دینامیکی سیال می‌باشد.

در نتیجه ارتعاش آزادانه استوانه‌ها در جهات عرضی و طولی، با یک مسئله اندرکنش سازه-سیال روبرو هستیم. حرکت انتقالی دو درجه آزادی سیلندر با یک سیستم فنر دمپر مدل‌سازی می‌شوند. در این مقاله مقادیر عرضی و طولی ضریب سختی با هم برابر در نظر گرفته شده اند ($k_x = k_y = k$). این فرض برای مقادیر عرضی و طولی ضریب دمپینگ فنر نیز برقرار است ($C_x = C_y = C$). معادله حاکم بر حرکت‌های انتقالی طولی و عرضی استوانه به

قرار گرفته است. بدین منظور، جریان آرام، تراکم ناپذیر و گذرا حول استوانه دایروی و استوانه‌های بریده شده^۱ (با زاویه بریده شده متفاوت 30° ، 45° و 60° درجه) که بر بستر الاستیک قرار دارند، به صورت عددی شبیه سازی می‌گردد. هدف از مطالعه حاضر اولاً اعتبارسنجی حل گر سیال - سازه از طریق مقایسه نتایج حل عددی با نتایج مطالعه Kumar et al. (2018) بوده و ثانیاً اثر میزان تغییر زاویه بریدگی بر کاهش ارتعاش ناشی از گردابه ارزیابی می‌شود. لازم به ذکر است، بر اساس مرور انجام شده بر مطالعات گذشته توسط نویسندگان مقاله، در هیچ مطالعه‌ای "اثر تغییر زاویه بریدگی ناحیه پشت استوانه" در کاهش ارتعاش ناشی از گردابه مورد بررسی قرار نگرفته است. برای حل عددی اندرکنش سازه-سیال، معادله‌های حاکم بر جریان سیال با روش حجم محدود در نرم افزار فلونت حل می‌گردد. ضمناً معادله‌های حاکم بر حرکت سازه صلب، از طریق یک تابع کاربر^۲ که به زبان برنامه نویسی C نوشته شده به کد اصلی نرم افزار فلونت (حل کننده میدان جریان سیال) مرتبط می‌گردد. کوپلینگ دو طرفه سیال-سازه بدین صورت است که در هر گام زمانی با حل مشخصات جریان، نیروهای هیدرودینامیکی وارد شده از طرف سیال بر سازه، توسط کد تابع کاربر فراخوانی شده و با حل معادله‌های سازه در این کد، بر اساس موقعیت و سرعت به روز سازه، در گام زمانی جدید، با کمک تابع تغییر فرم-جابجایی شبکه^۳ فلونت، پیکربندی شبکه به روز می‌شود. این فرآیند برای محاسبه پاسخ ارتعاش سازه تا زمان مورد نظر ادامه می‌یابد.

۲- معادلات حاکم

در مطالعه حاضر جریان تراکم ناپذیر آرام حول استوانه‌های دایروی و بریده شده در نظر گرفته شده است. استوانه صلب بر روی یک تکیه گاه الاستیک قرار داشته و می‌تواند آزادانه در راستای طولی و عرضی حرکت کند. در شکل ۱، ناحیه محاسباتی و هندسه استوانه دایروی و بریده شده نشان شده‌اند. همانطور که در این شکل مشخص است، استوانه بریده شده از حذف ناحیه سایه زده شده پشت استوانه

³ Moving/deforming mesh function

¹ Truncated

² User defined function

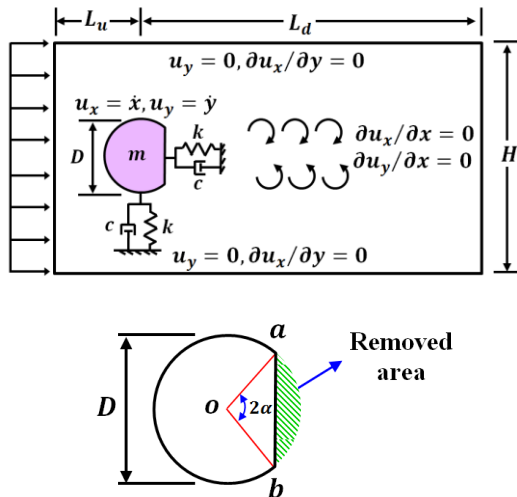


Fig. 1 (a) Schematic of computational domain and problem boundary conditions, (b) geometrical properties of the truncated cylinder.

شکل ۱ (a) شماتیک ناحیه محاسباتی و شرایط مرزی مسئله، (b) مشخصات هندسی استوانه بریده شده.

۳- شبیه سازی و حل عددی

۳-۱- الگوریتم حل عددی اندرکنش سازه - سیال
در این بخش، فرایند حل عددی ارتعاش ناشی از جریان یک استوانه تحت تکیه گاه الاستیک معرفی می شود. لازم به ذکر است، جریان اطراف استوانه، آرام و گذرا بوده و خواص فیزیکی سیال به گونه ای ثابت فرض شده اند که شرایط عدد رینولدز مورد نظر را فراهم کند. در هر گام زمانی از فرایند تکرار، معادله های حاکم بر جریان سیال با استفاده از نرم افزار فلونت حل می شوند (معادله های ۱ و ۲). موقعیت مکانی استوانه در مسیر جریان را می توان با حل معادله های حرکت استوانه (معادله های ۳ و ۴) با استفاده از روش انتگرال صریح به دست آورد. از آنجا که ضریب درگ و ضریب لیفت موجود در سمت راست معادله های ۳ و ۴، از حل جریان حول استوانه محاسبه می شوند، و از طرفی با حل معادله های حرکت استوانه، موقعیت مکانی و سرعت سازه و همچنین پیکربندی شبکه به روز می گردد، بنابراین یک اندرکنش دو طرفه بین سازه و سیال وجود دارد. به منظور محاسبه این اندرکنش دو طرفه، حل معادله های حرکت استوانه از طریق یک تابع کاربر^۱ که به زبان برنامه نویسی C نوشته شده به کد اصلی نرم افزار فلونت (حل کننده میدان جریان سیال)

صورت زیر بیان می شوند:

$$m\ddot{X} + c\dot{X} + kX = F_D(t) \quad (3)$$

$$m\ddot{Y} + c\dot{Y} + kY = F_L(t) \quad (4)$$

در این معادله ها، F_D و F_L به ترتیب بیانگر نیروهای هیدرودینامیکی عمودی و در راستای جریان است که سیال بر واحد طول استوانه وارد می کند. ضمناً (X, Y) بیانگر مولفه های موقعیت سازه، (\dot{X}, \dot{Y}) بیانگر مولفه های سرعت سازه و (\ddot{X}, \ddot{Y}) نشان دهنده مولفه های شتاب سازه هستند. شکل بی بعد معادله های بالا به صورت زیر بیان میگردد:

$$\ddot{X} + 4\pi\xi F_N \dot{X} + (2\pi F_N)^2 X = \frac{2C_D}{\pi m^*} q \quad (5)$$

$$\ddot{Y} + 4\pi\xi F_N \dot{Y} + (2\pi F_N)^2 Y = \frac{2C_L}{\pi m^*} q \quad (6)$$

در معادله های بالا، F_N بسامد طبیعی بی بعد سازه بوده و به صورت $F_N = \frac{f_n D}{U}$ تعریف می شود که در آن، $f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$ بسامد طبیعی سازه است. ضمناً $\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}}$ بیانگر نرخ میرایی، $C_L = \frac{2F_L}{(\rho U^2 D)}$ بیانگر ضریب لیفت و $C_D = \frac{2F_D}{(\rho U^2 D)}$ بیانگر ضریب درگ استوانه است. همچنین، q پارامتر در برگیرنده اثرات تغییر هندسه استوانه (دایروی و بریده شده) است. این پارامتر از تعریف جرم بی بعد شده استوانه، $m^* = \frac{m}{m_d}$ حاصل شده است. در رابطه جرم بی بعد شده استوانه، m و m_d به ترتیب نشان دهنده جرم نوسانگر و جرم جابجا شده سیال توسط نوسانگر در واحد طول استوانه است. مقدار جرم جابجا شده توسط سیال از طریق حجم نوسانگر قابل محاسبه است.

به عنوان نمونه برای استوانه دایروی، $m_d = \frac{\rho \pi D^2}{4}$ بوده و برای استوانه بریده شده با زاویه ۴۵ درجه، $m_d = \rho \left(\frac{3\pi}{16} + \frac{1}{8} \right) D^2$ است. با توجه به توضیح ذکر شده پارامتر q ، برای استوانه دایروی و برای استوانه بریده شده با زاویه ۴۵ درجه به ترتیب برابر با ۱ و $\frac{1}{4 + \frac{0.5}{\pi}}$ بدست می آید.

¹ User defined function

می‌گردد. شبکه محاسباتی حول استوانه بریده شده (با زاویه ۴۵ درجه) در شکل ۳ به نمایش درآمده است.

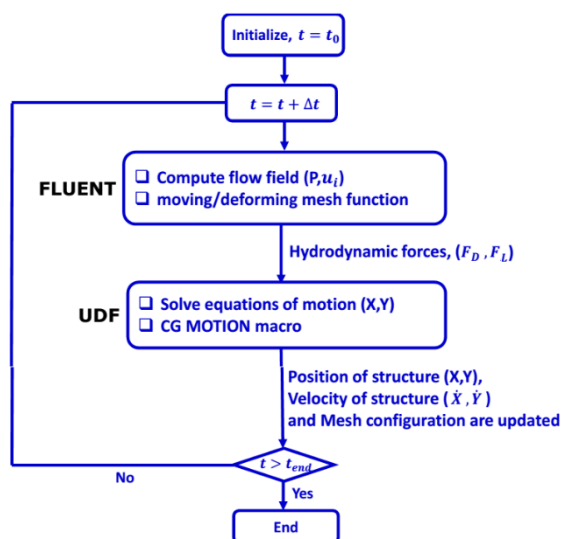


Fig. 2 Flowchart of numerical solution algorithm (fluid-structure interaction).

شکل ۲ فلوجارت الگوریتم حل عددی (اندرکنش بین سازه و سیال)

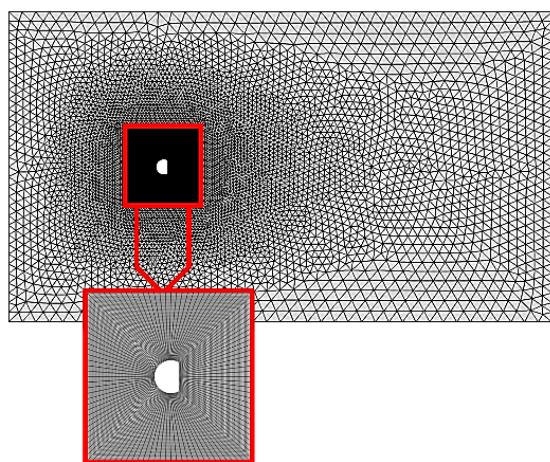


Fig. 3 Adopted computational grid and close-up of the central rectangular block constructed around the truncated cylinder.

شکل ۳ شبکه محاسباتی استفاده شده به همراه نمایی نزدیک از بلوک مربعی اطراف استوانه بریده شده.

شبکه محاسباتی از یک ناحیه با شبکه سازمان یافته در اطراف استوانه و از یک شبکه بی سازمان مثلثی در اطراف این ناحیه داخلی تشکیل شده است. در هر تکرار از فرایند حل عددی، تابع تغییر فرم-جابجایی شبکه فرم مثلثی

کوپل می‌گردد. الگوریتم اندرکنش سازه و سیال استفاده شده در مطالعه حاضر در شکل ۲ نشان داده شده است. همانطور که در این شکل مشخص است در هر گام زمانی معادله‌های حاکم به منظور بدست آوردن مشخصات جریان اعم از مولفه‌های سرعت و فشار توسط کد عددی (فلوئنت) حل می‌شود. به منظور گسسته سازی معادله‌های مومنوم و تصحیحی فشار به ترتیب از روش‌های بالا دست مرتبه دوم و استاندارد استفاده شده است. در این شبیه سازی عددی به منظور کاهش زمان محاسبات و هم چنین افزایش دقت پیشروی در زمان، از روش گام جزئی بهره گرفته شده است. این روش با استفاده از پیشروی زمانی غیر تکراری میسر می‌گردد که سبب افزایش بازده محاسبات عددی در گذر زمان می‌شود. با انتگرال گیری از نیروهای فشاری و لزج، مولفه‌های درگ و لیفت نیروهای هیدرودینامیک وارد بر استوانه محاسبه می‌شود. با توجه به معادله‌های ۳ و ۴ مشخص است که ضرایب آیرودینامیکی، نقش مهمی در کوپل کردن معادله‌های حرکت استوانه با میدان جریان اطراف آن ایفا می‌کنند. این نیروها که به عنوان جملات چشمه معادله‌های حرکت استوانه (به عنوان جسم صلب) هستند، متعاقباً در ماکرو مرکز گرانش جسم صلب^۱ کد کاربر فراخوانی می‌شوند. سپس این معادله‌ها با کمک الگوریتم انتگرال گیری زمانی صریح به صورت عددی حل شده (Placzek et al., 2009) و به تبع آن شتاب و سرعت استوانه در جهت جریان و عمود بر آن محاسبه می‌گردد. حال موقعیت و سرعت به روز شده استوانه مجدداً وارد فلوئنت شده و در گام زمانی جدید توسط تابع تغییر فرم-جابجایی شبکه^۲، پیکربندی شبکه جدید به روز می‌گردد. در نتیجه این تعامل دو طرفه بین کد دینامیک سیالات محاسباتی و کد حل کننده معادله‌های سازه، اندرکنش سازه-سیال در جریان حول استوانه قرار گرفته بر تکیه گاه الاستیک مدل سازی می‌گردد.

۲-۳- مطالعه عدم وابستگی حل به شبکه محاسباتی

در این بخش، مشخصات شبکه محاسباتی معرفی شده و در ادامه، استقلال حل عددی از شبکه محاسباتی مطالعه

² Moving/deforming mesh function

¹ CG Motion

آزمایش عددی و برابر قرار دادن با بسامد ریزش گردابه های استوانه ثابت در عدد رینولدز ۱۰۰ بدست آمده است. بدین منظور در محاسبات اعتبارسنجی، مقدار بسامد طبیعی بی بعد استوانه دایروی و بریده شده با زاویه ۴۵ درجه به ترتیب برابر با $16.6/Re$ و $17.09/Re$ در نظر گرفته شد.

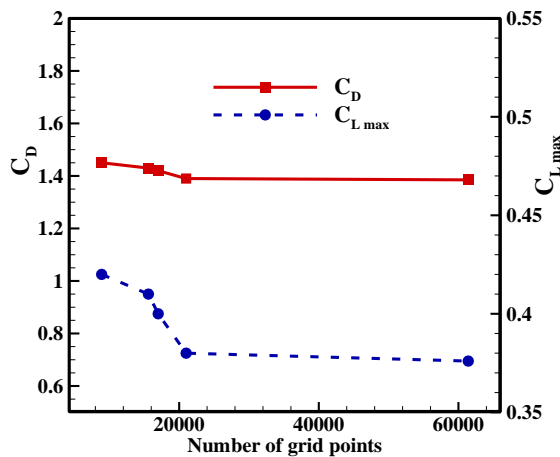


Fig. 4 Mesh independency study.

شکل ۴ بررسی استقلال حل عددی از شبکه محاسباتی

جدول ۱ نتایج عددی بررسی استقلال حل عددی از شبکه در

Re=100

Table 1 Numerical results for grid independence study at Re=100

شماره شبکه	تعداد کل مش ها	تعداد مش‌های بلوک مرکزی	CD	CL _{max}
1	8900	3000	1.45	0.42
2	15600	5000	1.43	0.41
3	17000	7000	1.42	0.4
4	21000	7000	1.39	0.38
5	61400	9000	1.385	0.376

در شکل ۵، نمودار تغییرات حداکثر دامنه ارتعاش عرضی استوانه دایروی و بریده شده (۴۵ درجه) بر حسب رینولدزهای مختلف (از ۶۰ تا ۱۳۰) با نتایج بدست آمده توسط کومار و همکاران (۲۰۱۸) مقایسه شده است. همانطور که مشخص است، نتایج بدست آمده در مطالعه حاضر، انطباق بسیار خوبی با نتایج Kumar et al. (2018) دارد و کد عددی، بیشینه دامنه و عرض تاحیه قفل شدگی را به خوبی پیش بینی کرده است.

را تغییر می‌دهد، در حالی که بخش مرکزی مربعی شکلی که شامل سلول های چهار ضلعی است همراه با حرکت استوانه در میدان محاسباتی جا به جا می‌شود و سبب می‌گردد سلول های چهار وجهی مذکور بدون تغییر شکل در میدان باقی بمانند. این کار سبب افزایش دقت در محاسبات عددی به خصوص در مرز های مجاور جسم صلب متحرک در میدان محاسباتی گشته و خطای تصویر را تا حد زیادی کاهش می‌دهد. با توجه به توضیحات ذکر شده، عدم وابستگی نتایج عددی به شبکه محاسباتی پیشنهاد شده، مورد بررسی قرار می‌گیرد. لازم به ذکر است، استقلال نتایج حل عددی از شبکه محاسباتی برای تمامی نتایج اعم از جریان حول استوانه‌های ثابت دایروی و بریده شده مورد بررسی قرار گرفته است. به عنوان نمونه، مشخصات شبکه محاسباتی و مقدار میانگین ضریب درگ و بیشینه ضریب لیفت مرتبط با این شبکه‌ها که برای شبیه سازی جریان حول استوانه دایروی ثابت (در حالت $Re=100$) مورد استفاده قرار گرفته‌اند، در در جدول ۱ لیست شده و در شکل ۴ به نمایش درآمده است. شده است. همان طور که در جدول ۱ و شکل ۴ مشاهده می‌شود، اگر چه تعداد مش‌ها در شبکه شماره ۵ بالاتر از شبکه های دیگر است، ولی دقت محاسباتی نسبت به شبکه درشت تر (شبکه ۴) افزایش چشمگیری نداشته و بنابراین به نظر می‌رسد شبکه شماره ۴ کاندیدای مناسبی برای شبیه سازی باشد. در واقع برای انتخاب اندازه شبکه می بایست توازنی بین دقت محاسباتی و هزینه محاسباتی برقرار شود.

۳-۳- اعتبار سنجی شبیه سازی عددی

قبل از ارائه نتایج، جهت حصول اطمینان از صحت روش حل عددی، لازم است که نتایج شبیه‌سازی با نتایج تحقیقات پیشین مقایسه گردد. بدین منظور مطالعه عددی Kumar et al. (2018) که در آن، جریان حول استوانه‌های دایروی و بریده شده (با زاویه ۴۵ درجه) مورد بررسی قرار گرفته، انتخاب گردید. نتایج به ازای $m^* = 4m/(\pi\rho D^2) = 10$ و $\xi = 0$ محاسبه شده‌اند. در مطالعه حاضر بسامد طبیعی بی بعد هریک از نوسان کننده‌ها (استوانه دایروی و استوانه های بریده شده با زوایای مختلف) از طریق

$$F_N = \frac{16.4}{Re} \quad \text{Circular cylinder}$$

$$F_N = \frac{16.8}{Re} \quad \text{Truncated cylinder } (\alpha=30)$$

$$F_N = \frac{17.09}{Re} \quad \text{Truncated cylinder } (\alpha=45)$$

$$F_N = \frac{17.4}{Re} \quad \text{Truncated cylinder } (\alpha=60)$$

(7)

در روابط بالا، معادله‌های مربوط به استوانه دایروی و بریده شده با زاویه ۴۵ درجه از مطالعه Kumar et al. (2018) استخراج شده و روابط مربوط به دو زاویه دیگر از طریق آزمایش عددی و شبیه سازی جریان حول استوانه های ثابت (با زوایای ۳۰ و ۶۰ درجه) در رینولدزهای مختلف بدست آمده است. همچنین لازم به ذکر است، محاسبات جریان حول استوانه های مختلف در بازه رینولدز ۵۰ تا ۱۳۰ انجام شده است. ضمناً شرایط اولیه مربوط به جابجایی و سرعت استوانه در هر دو جهت جریان و عمود بر آن صفر در نظر گرفته شده است.

در شکل ۶ بیشینه جابجایی بی بعد استوانه‌ها (دایروی و بریده شده با زوایای مختلف) به ازای اعداد رینولدز مختلف به نمایش درآمده است. همانطور که مشخص است، مقدار ماکزیمم جابجایی استوانه در هر چهار حالت نزدیک به هم است. این مقدار ماکزیمم برای استوانه دایروی، بریده شده ۶۰ درجه، بریده شده ۴۵ درجه و بریده شده با زاویه ۳۰ درجه به ترتیب برابر با 0.59D، 0.56D، 0.55D و 0.53D است. در ضمن، ماکزیمم دامنه جابجایی در استوانه دایروی به ازای Re=83 بوده در حالیکه برای سایر استوانه‌ها این بیشینه جابجایی عرضی در Re=85 به وقوع پیوسته است. شکل ۶ درک مناسبی از ناحیه قفل شدگی استوانه‌ها می‌دهد. برای استوانه دایروی به ازای رینولدز کوچکتر از ۷۵، بسامد ریزش گردابه‌ها در پشت استوانه با مقدار بسامد طبیعی سازه فاصله داشته و در عوض بسامدی نزدیک به بسامد ریزش گردابه استوانه ساکن دارد. از رینولدز ۷۰ تا حدود ۸۰، دامنه جابجایی استوانه با تغییری ملایم افزایش می‌یابد از این رینولدز تا رینولدز ۸۳، یک پرش شدید در جابجایی عرضی استوانه دایروی دیده می‌شود. این رفتار را می‌توان به افزایش بسامد ریزش گردابه‌ها و تطبیق آن به

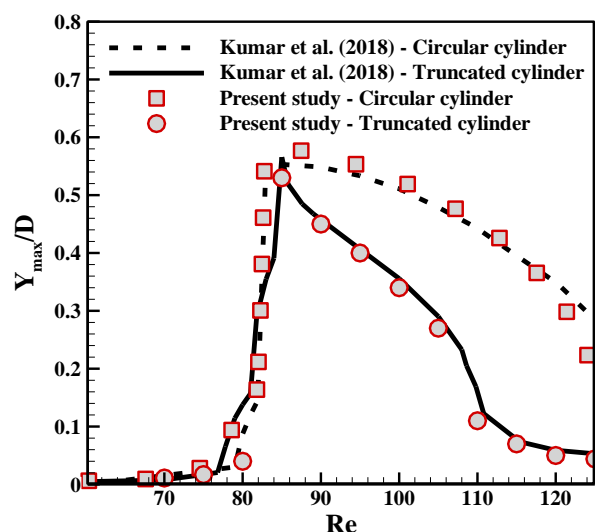


Fig. 5 Variations of maximum non-dimensional transverse displacement amplitude for the circular and truncated ($\alpha=45$) cylinders as a function of Reynolds number.

شکل ۵ مقایسه تغییرات حداکثر دامنه ارتعاش عرضی

استوانه نسبت به عدد رینولدز با نتایج Kumar, et al. (2018) برای جریان حول استوانه دایروی و استوانه بریده شده (با زاویه ۴۵ درجه)

۴- نتایج

در مطالعه حاضر جریان سیال حول استوانه های دایروی و بریده شده (با زوایای ۳۰، ۴۵ و ۹۰ درجه) که بر روی تکیه گاه الاستیک قرار داشته و امکان حرکت و ارتعاش آزادانه در جهت جریان و عمود بر آن را دارند، مورد بررسی قرار گرفته است. در این بخش از مطالعه، نتایج بدست آمده از حل عددی مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. جرم بی بعد همه استوانه های مورد بررسی ثابت ($m^* = 10$) در نظر گرفته شده است. همانطور که پیشتر یاد شد، ضریب سختی فنر در هر دو جهت جریان و عمود بر آن یکسان بوده و درای رفتار خطی است. همچنین فرض شده است که بسامد طبیعی استوانه ها با سرعت جریان تغییر نمی‌کند. ضمناً جرم و ضریب سختی فنرها طوری انتخاب شده که بسامد طبیعی بی بعد ($F_N = \frac{f_n D}{U}$) استوانه‌ها بر بسامد بی بعد ریزش گردابه ($St = \frac{f_s D}{U}$) جریان حول استوانه‌ها ثابت در Re=100 منطبق شود. بدین ترتیب به منظور محاسبه بسامد طبیعی استوانه‌ها از روابط زیر استفاده می‌گردد:

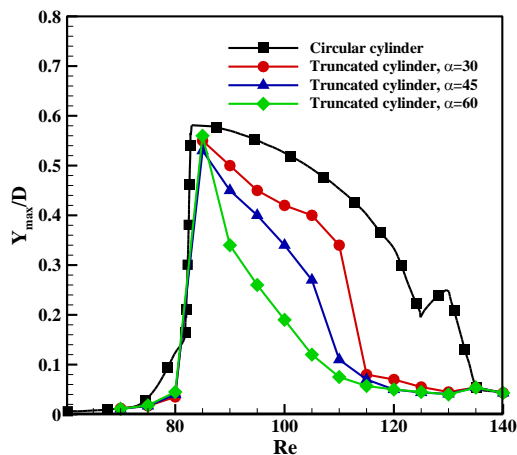


Fig. 6 Comparison of maximum non-dimensional transverse displacement amplitude for the circular and truncated cylinders as a function of Reynolds number

شکل ۶ مقایسه تغییرات حداکثر دامنه ارتعاش عرضی استوانه نسبت به عدد رینولدز برای استوانه دایروی و استوانه بریده شده با زوایای مختلف

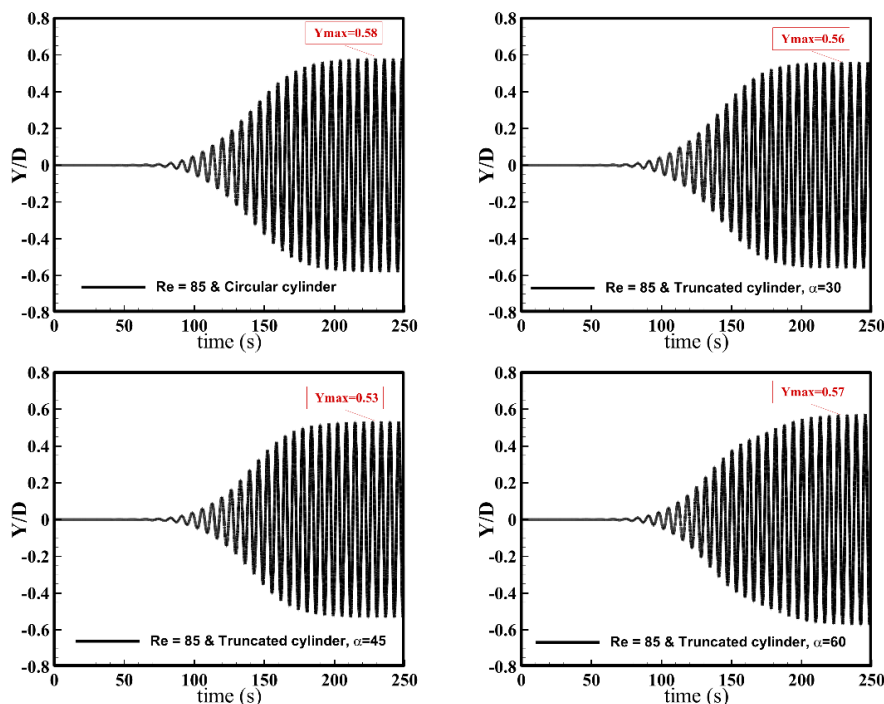


Fig. 7 Time histories of the normalized transverse displacement of the circular and truncated cylinders at $Re=85$

شکل ۷ تاریخچه زمانی ارتعاش عرضی استوانه دایروی و استوانه بریده شده به ازای زوایای مختلف در $Re=85$

می‌توان اینگونه توجیح کرد. ایجاد بریدگی در پشت استوانه^۱ به شدت در توزیع فشار و ماهیت و یک (دنباله) تشکیل شده پشت استوانه تاثیرگذار است. با افزایش عدد رینولدز و در نتیجه تغییر زاویه جدایش بسامد ریزش گردابه‌ها، میزان

بسامد طبیعی سازه نسبت داد. با افزایش بیشتر رینولدز (نیمه سمت راست ناحیه قفل شدگی)، ماکزیمم جابجایی عرضی استوانه کاهش یافته و در رینولدز ۱۳۵ از ناحیه قفل شدگی خارج می‌گردد. در این نواحی، بسامد ریزش گردابه مجدداً از ناحیه همگامی با بسامد طبیعی سازه خارج شده و نزدیک به بسامد ریزش گردابه استوانه ثابت می‌گردد. همانطور که در شکل ۶ مشخص است، برای استوانه‌های بریده شده، ورود به ناحیه همگامی در رینولدز ۸۰ (که نسبت استوانه دایروی دیرتر است) اتفاق می‌افتد. با افزایش عدد رینولدز جریان از ۸۰ تا ۸۵، استوانه‌های بریده شده وارد ناحیه همگامی شده و پش شدید در جابجایی عرضی استوانه‌های بریده شده دیده می‌شود.

تفاوت مهم در دامنه جابجایی استوانه‌های بریده در نیمه سمت راست ناحیه همگامی است. با افزایش زاویه بریدگی، استوانه‌ها زودتر ناحیه همگامی را ترک می‌کنند و به عبارتی عرض ناحیه قفل شدگی کاهش می‌یابد. این موضوع را

¹ Afterbody

میزان ارتعاش طولی استوانه حتی در ناحیه همگامی نیز بسیار کوچکتر از ارتعاش عرضی است. همانطور که در شکل ۸ مشخص است، با افزایش زاویه بریدگی، بیشینه جابجایی عرضی استوانه نیز کاهش می یابد بطوریکه بیشینه جابجایی عرضی استوانه بریده شده با زاویه ۶۰ درجه، ۰/۳ بیشینه جابجایی استوانه دایروی است. نکته دیگری که از مقایسه تاریخچه نوسان عرضی و طولی استوانه‌ها بر می آید اینست که بر خلاف ارتعاش عرضی که حول مبدا رخ می دهد، میانگین ارتعاش طولی استوانه‌ها در ناحیه توسعه یافتگی نشان می دهد که استوانه‌ها در نقطه‌ای با فاصله طولی از مبدا نوسان می کنند.

جابجایی استوانه دایروی تغییر می کند. حال با بریدن پشت استوانه ناحیه تغییر زاویه جدایش محدود می گردد و در نتیجه بسامد ریزش گردابه‌ها در محدوده کمتری بر بسامد طبیعی سازه منطبق می گردد و در نتیجه ناحیه همگامی کوچکتر می گردد. تاریخچه زمانی جابجایی و همچنین بیشینه ارتعاش عرضی و طولی استوانه‌ها (در ناحیه توسعه یافتگی) در عدد رینولدز ۸۵ به ترتیب در شکل ۷ و شکل ۸ نشان داده شده اند. همانطور که در شکل ۷ مشخص است، گرچه بریدگی پشت استوانه شدیداً بر عرض ناحیه همگامی موثر است ولی تاثیر ناچیزی بر ماکزیمم دامنه جابجایی دارد. از تاریخچه زمانی ارتعاش طولی^۱ استوانه‌ها در رینولدز ۸۵ می توان دریافت،

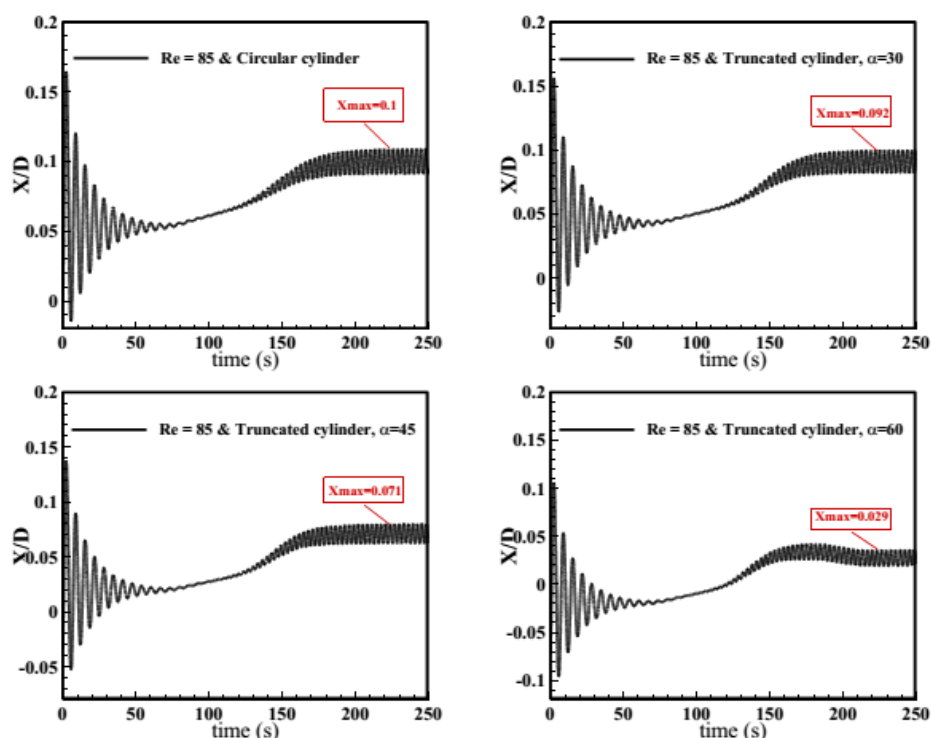


Fig. 8 Time histories of the normalized in-line displacement of the circular and truncated cylinders at $Re=85$.

شکل ۸ تاریخچه زمانی ارتعاش طولی استوانه دایروی و استوانه بریده شده به ازای زوایای مختلف در $Re=85$

به ازای عدد رینولدز مرتبط با نقطه شروع قفل شدگی، با افزایش میزان زاویه بریدگی (از زاویه صفر درجه منطبق بر استوانه دایروی تا زاویه ۶۰ درجه استوانه بریده شده) بر خلاف عرض خط سیر (بیانگر دامنه ارتعاش عرضی است) که تغییر چندانی نمی کند، ارتعاش طولی استوانه‌ها کمتر

در شکل ۹، خط سیر مداری^۲ حاصل از جابجایی استوانه‌های دایروی و بریده شده در دو رینولدز مختلف $Re=85$ و $Re=100$ نشان داده شده است. این نمودارها در ناحیه توسعه یافتگی ارتعاش و به ازای ۵۰ ثانیه آخر جابجایی محاسبه شده‌اند. همانطور که در این شکل‌ها مشخص است

² Orbital trajectory

¹ in-line

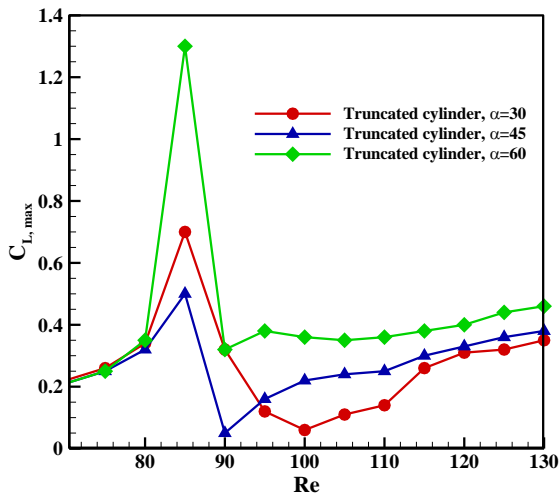


Fig. 10 Variations of the maximum lift force coefficient for the truncated cylinders as a function of Reynolds number

شکل ۱۰ تغییرات ماکزیمم ضریب لیفت وارد بر استوانه بریده شده به ازای زوایای مختلف بر حسب عدد رینولدز.

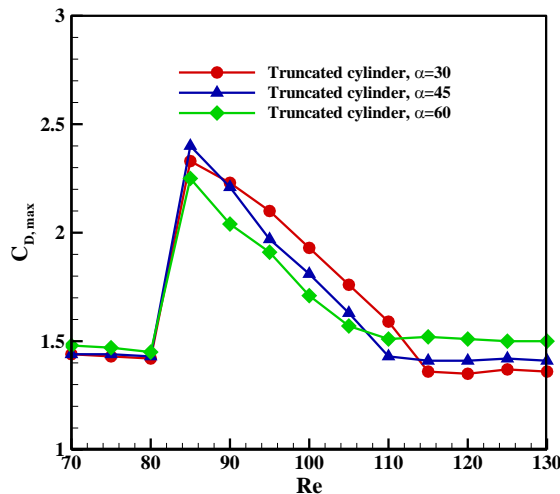


Fig. 11 Variations of the maximum drag force coefficient for the truncated cylinders as a function of Reynolds number

شکل ۱۱ تغییرات ماکزیمم ضریب درگ وارد بر استوانه بریده شده به ازای زوایای مختلف بر حسب عدد رینولدز.

تاریخچه زمانی ضریب لیفت و درگ (در ناحیه توسعه یافتگی) در ماکزیمم میزان جابجایی (منطبق بر عدد رینولدز ۸۵) به ترتیب در شکل ۱۲ و شکل ۱۳ به نمایش درآمده است. همانطور که در این شکل مشخص است نسبت به استوانه دایروی استوانه، ماکزیمم ضریب نیروی لیفت در استوانه بریده شده با زاویه ۳۰ درجه، کاهش می‌یابد. این روند کاهش با افزایش زاویه از ۳۰ به ۴۵ درجه نیز ادامه

شده، بطوریکه استوانه بریده شده با زاویه ۶۰ درجه تقریباً حول موقعیت طولی اولیه خود ارتعاش می‌کند.

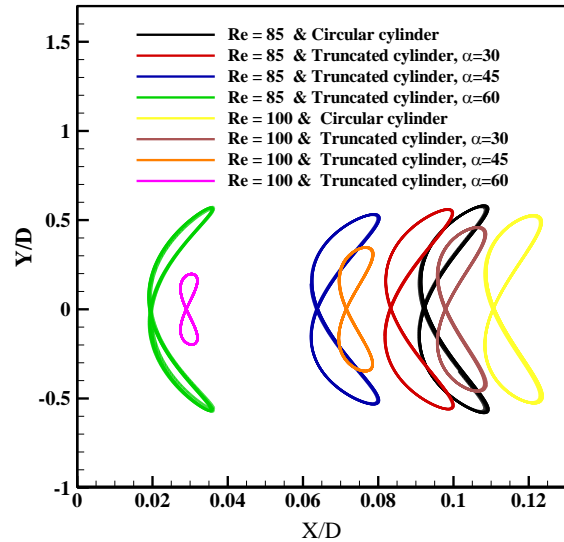


Fig. 9 The displacement orbital trajectories of the circular and truncated cylinders at Re=85 and Re=100.

شکل ۹ خطر سیر مداری ارتعاش استوانه‌های دایروی و بریده شده به ازای زوایای مختلف در Re=100 و Re=85

نمایش خط سیر مداری در ناحیه سمت راست همگامی مشخص کننده اثر اصلی بریدن استوانه از ناحیه پشت آن است. با افزایش زاویه بریدگی (از صفر تا ۶۰ درجه) علاوه بر ارتعاش طولی، ارتعاش عرضی استوانه نیز به شکل قابل توجهی (حدود ۶۶ درصد) کاهش می‌یابد. بنابراین استوانه در ناحیه‌ای نزدیک به موقعیت استوانه ساکن ارتعاش می‌کند.

در شکل ۱۰ و شکل ۱۱ تغییرات ماکزیمم ضریب لیفت و درگ به ازای اعداد رینولدز مختلف (۷۰ تا ۱۳۰) به نمایش درآمده است. همانطور که مشخص است یک پرش ناگهانی در ماکزیمم مقدار ضریب لیفت و درگ در استوانه ناحیه قفل شدگی اتفاق می‌افتد. لازم به ذکر است با ورود به نیمه سمت چپ ناحیه همگامی، ضریب درگ (با شیب کمتر نسبت به نیمه سمت چپ) کاهش می‌یابد. با خروج از ناحیه همگامی، همانطور که انتظار می‌رفت تغییرات ماکزیمم ضریب لیفت و درگ مطبق با جریان حول استوانه ثابت می‌گردد. یعنی با افزایش زاویه بریدگی، ماکزیمم ضریب درگ و لیفت افزایش می‌یابند.

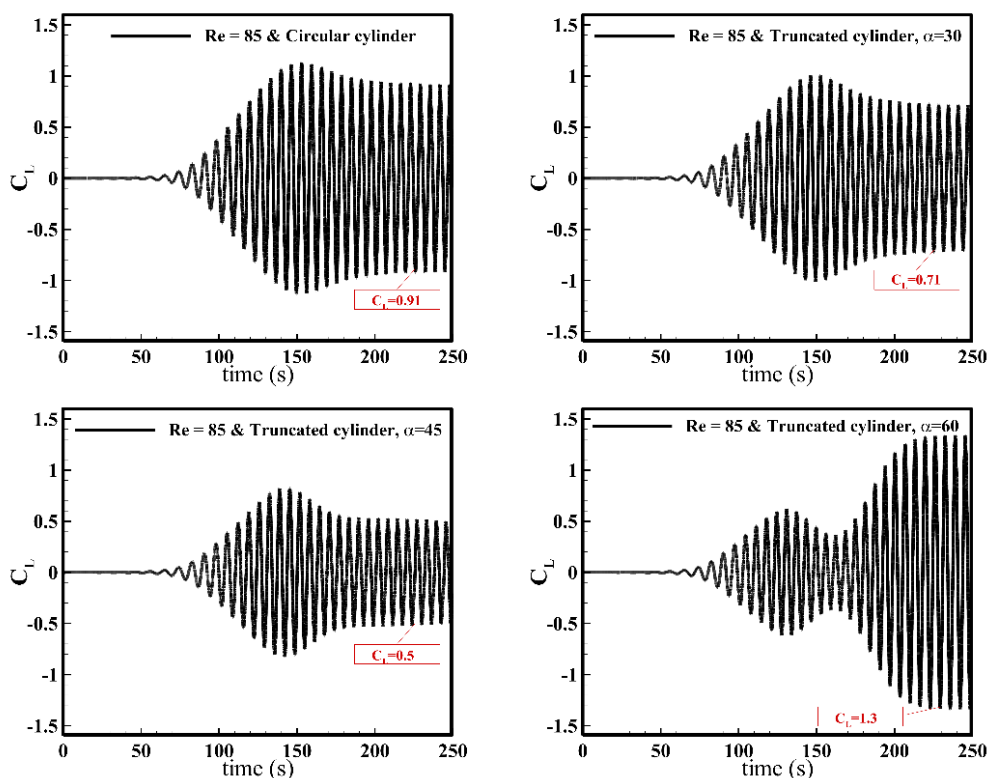


Fig. 12 Time histories of the lift force coefficient of the circular and truncated cylinders at $Re=85$.
 شکل ۱۲ تاریخچه زمانی ضریب لیفت وارد بر استوانه دایروی و استوانه بریده شده به ازای زوایای مختلف در $Re=85$

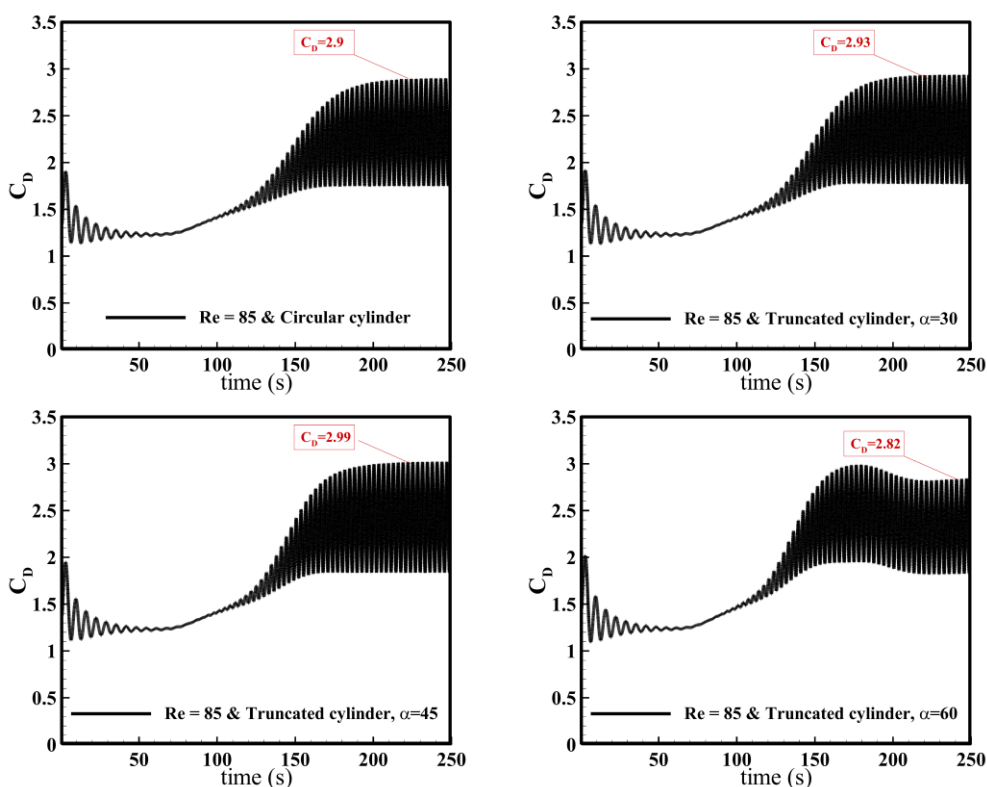


Fig. 13 Time histories of the drag force coefficient of the circular and truncated cylinders at $Re=85$.
 شکل ۱۳ تاریخچه زمانی نیروی درگ وارد بر استوانه دایروی و استوانه بریده شده به ازای زوایای مختلف در $Re=85$

استوانه های بریده شده دیده میشود. تغییر زاویه بریدگی، بر خلاف ساختار گردابی ناحیه دوردست، بر ساختار گردابی ناحیه پشت استوانه تاثیر گذاشته و منجر به تغییر نیروی لیفت نوسانی حاصل از ریزش نوسانی گردابه می‌گردد.

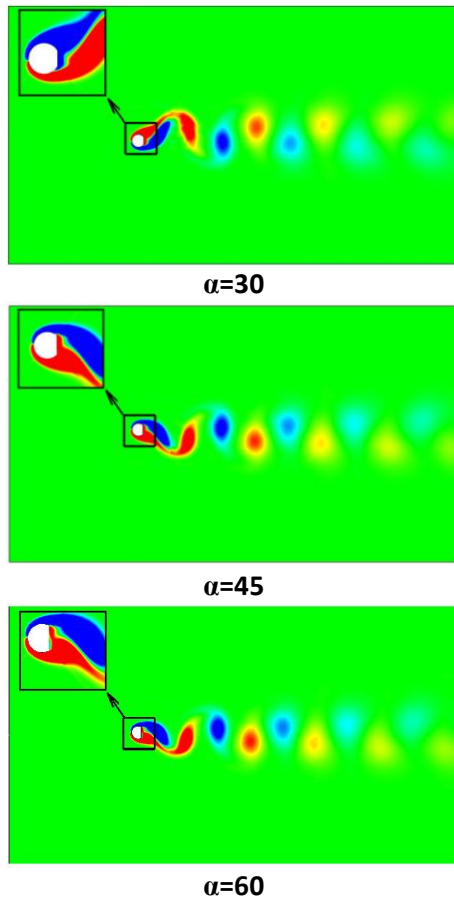


Fig. 15 Instantaneous vorticity field associated with the fully developed unsteady flow around truncated cylinders at $Re=100$.

شکل ۱۵ توزیع میدان تاوایی لحظه ای جریان توسعه یافته گذرا حول استوانه های بریده شده در $Re=100$.

۵- نتیجه گیری

در مطالعه حاضر ارتعاش ناشی از گردابه در جریان حول استوانه‌های دایروی و بریده شده که در یک بستر الاستیک قرار داشته و می‌توانند آزادانه در جهت طولی و عرضی حرکت کنند مورد بررسی قرار گرفته است. معادله‌های حاکم بر جریان آرام، تراکم ناپذیر، غیر دائم و دوبعدی، با استفاده از روش عددی حجم محدود براساس الگوریتم سیمپل حل شده‌اند. علاوه بر آن، جهت شبیه سازی اندرکنش- سازه سیال، معادله‌های حرکت جسم صلب در

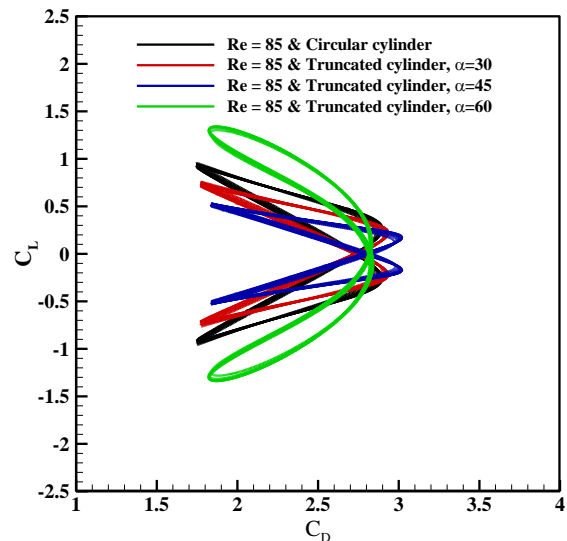


Fig. 14 $C_d - C_L$ phase portrait for the circular and truncated cylinders at $Re=85$.

شکل ۱۴ نمودار فازی $C_d - C_L$ استوانه های دایروی و بریده شده در $Re=85$

می‌یابد. نکته قابل ذکر، تغییر روند ضریب لیفت در زاویه 60° درجه است. همانطور که در شکل ۱۲ (ردیف پایین سمت راست) مشخص است، ضریب لیفت ابتدا به مقداری کمتر نسبت به زاویه 45° درجه می‌رسد و سپس در زمان $t=200s$ به صورت ناگهانی به مقداری بالاتر حتی نسبت به استوانه دایروی می‌رسد. در مورد تاریخچه زمانی ضریب درگ (شکل ۱۳) مشخص است که نیروی درگ برای استوانه دایروی و بریده شده با زوایای 30° و 45° درجه تفاوت فاحشی ندارد. به منظور تکمیل توضیحات ذکر شده، نمودار فازی $C_d - C_L$ استوانه های دایروی و بریده شده در ناحیه توسعه یافته برای $Re=85$ در شکل ۱۴ نشان داده شده است. از این نمودار، رفتار پرپودیک استوانه ها در نیمه سمت چپ ناحیه همگامی (شاخه اولیه نمودار همگامی) نمایان می‌گردد. ضمناً روند تغییرات ماکزیمم ضریب لیفت (کاهش تا زاویه 45° درجه و افزایش ناگهانی از 45° تا 60° درجه) که در شکل ۱۲ نیز توضیح داده شد در این شکل نیز کاملاً مشخص است.

در انتهای بخش نتایج، توزیع میدان تاوایی لحظه‌ای جریان توسعه یافته گذرا حول استوانه های بریده شده در $Re=100$ ، در شکل ۱۵ نشان داده شده است. فرم کلاسیک ریزش گردابه فن کارمن (گردابه S2) در جریان اطراف

q	پارامتر در برگیرنده اثرات تغییر هندسه استوانه
	علایم یونانی:
ρ	چگالی (kgm^{-3})
μ	لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)
ξ	نرخ میرایی بی بعد
α	زاویه بریدگی
	بالانویس‌ها:
*	بالانویس نشان دهنده جرم بی بعد
	زیرنویس‌ها:
D	درگ
L	لیفت
n	طبیعی
d	جابجا شده

۷- منابع

- Artana, G., Sosa, R., Moreau, E. and Touchard G. (2003). Control of the near-wake flow around a circular cylinder with electrohydrodynamic actuators. *Experiments in Fluids*, 35(6), 580-588.
- Assi, G.R. and Bearman, P.W. (2018). Vortex-induced vibration of a wavy elliptic cylinder. *Journal of Fluids and Structures* 80, 1-21.
- Baek, S.-J. and Sung, H.J. (1998). Numerical simulation of the flow behind a rotary oscillating circular cylinder. *Physics of Fluids* 10(4), 869-876.
- Blevins, R.D. (1990). *Flow-Induced Vibration*, Nostrand Reinhold. New York, 104-110.
- Chen, Z.-S. and Kim, W.-J. (2010). Numerical investigation of vortex shedding and vortex-induced vibration for flexible riser models. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 2(2), 112-118.
- Chen, Z.-S. and Kim, W.-J. (2012). Effect of bidirectional internal flow on fluid-structure interaction dynamics of conveying marine riser model subject to shear current. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering* 4(1), 58-71.
- Gao, Y., Zong, Z., Zou, L., Takagi, S. and Jiang, Z. (2018). Numerical simulation of vortex-induced vibration of a circular cylinder with different surface roughnesses. *Marine Structures*, 57, 165-179.
- Hasheminejad, S. M., Rabiee, A.H., Jarrahi, M. and Markazi, A. (2014). Active vortex-induced vibration control of a circular cylinder at low Reynolds

جهت جریان و عمود بر آن با حل گر دینامیک سیالات محاسباتی کوپل شده است. به منظور اعتبار سنجی روش عددی به کار گرفته شده در بررسی اندرکنش سازه-سیال، نتایج بدست آمده برای نوسان‌های عرضی استوانه دایروی و بریده شده در اعداد رینولدز مختلف با نتایج سایر مطالعات مورد مقایسه قرار گرفت و انطباق بسیار خوبی مشاهد گردید.

همچنین اثر زاویه بریده شده پشت استوانه بر کاهش ارتعاش ناشی از جدایش گردابه مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج نشان می‌دهد با افزایش عدد رینولدز جریان از ۸۰ تا ۸۵، ارتعاش استوانه‌های بریده شده وارد ناحیه همگامی (ناحیه گذار بین شاخه اولیه و شاخه پایینی) شده و پرش شدیدی در جابجایی عرضی آنها دیده می‌شود. همچنین، در این ناحیه، زاویه بریدگی تاثیر فاحشی بر ارتعاش عرضی استوانه‌ها نداشته و صرفاً ارتعاش طولی آنها را کاهش می‌دهد. با این حال (ایجاد بریدگی در ناحیه پشت استوانه) شدیداً بر کاهش ارتعاش در نیمه سمت راست ناحیه همگامی موثر است. بطوریکه در $Re=100$ (عدد رینولدزی منطبق بر ناحیه پیش از خروج از قفل شدگی)، با افزایش زاویه بریدگی از صفر تا ۶۰ درجه، ارتعاش عرضی استوانه حدود ۶۶ درصد کاهش می‌یابد.

۶- فهرست علایم

p	فشار ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)
Re	عدد رینولدز
St	عدد استروهل
x_j	مختصات
u_j	سرعت (ms^{-1})
U	سرعت جریان آزاد (ms^{-1})
k	ضرایب سختی (Nm^{-1})
c	دمپینگ فنر (N.s.m^{-1})
m	جرم استوانه (kg)
Y	جابجایی عرضی استوانه
X	جابجایی طولی استوانه
F	نیرو (N)
f	بسامد

- suppression of marine riser with triangle groove strips attached on its surface. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 11(2), 875-882.
- Xue, H., Wang, K. and Tang, W. (2015). A practical approach to predicting cross-flow and in-line VIV response for deepwater risers. *Applied ocean research*, 52, 92-101.
- Zdravkovich, M. (1981). Review and classification of various aerodynamic and hydrodynamic means for suppressing vortex shedding. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 7(2), 145-189.
- Zhu, H., Gao, Y. and Zhou, T. (2018). Flow-induced vibration of a locally rough cylinder with two symmetrical strips attached on its surface: Effect of the location and shape of strips. *Applied Ocean Research*, 72, 122-140.
- Zhu, H. and Yao, J. (2015). Numerical evaluation of passive control of VIV by small control rods. *Applied Ocean Research*, 51, 93-116.
- numbers using an adaptive fuzzy sliding mode controller. *Journal of Fluids and Structures*, 50, 49-65.
- Kumar, D., Singh, A.K. and Sen, S. (2018). Identification of response branches for oscillators with curved and straight contours executing VIV. *Ocean Engineering*, 164, 616-627.
- Li, P., Liu, L., Dong, Z., Wang, F. and Guo, H. (2020). Investigation on the spoiler vibration suppression mechanism of discrete helical strakes of deep-sea riser undergoing vortex-induced vibration. *International Journal of Mechanical Sciences*, 172, 105410.
- Li, Z., Navon, I., Hussaini, M. and Le Dimet, F.-X. (2003). Optimal control of cylinder wakes via suction and blowing. *Computers & Fluids*, 32(2), 149-171.
- Liu, Q., Hao, W., Li, C., Miao, W. and Ding, Q. (2019). Numerical simulation on the forced oscillation of rigid riser with helical strakes in different section shapes. *Ocean Engineering*, 190, 106439.
- Lou, M., Wu, W.-g. and Chen, P. (2017). Experimental study on vortex induced vibration of risers with fairing considering wake interference. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 9(2), 127-134.
- Park, H., Kumar, R. A. and Bernitsas, M. M. (2016). Suppression of vortex-induced vibrations of rigid circular cylinder on springs by localized surface roughness at $3 \times 10^4 \leq Re \leq 1.2 \times 10^5$. *Ocean Engineering*, 111, 218-233.
- Placzek, A., Sigrist, J.F. and Hamdouni, A. (2009). Numerical simulation of an oscillating cylinder in a cross-flow at low Reynolds number: Forced and free oscillations. *Computers & Fluids*, 38(1), 80-100.
- Quen, L.K., Abu, A., Kato, N., Muhamad, P., Sahekhaini, A. and Abdullah, H. (2014). Investigation on the effectiveness of helical strakes in suppressing VIV of flexible riser. *Applied Ocean Research*, 44, 82-91.
- Rabiee, A. H. and Esmaeili, M. (2019). Simultaneous vortex-and wake-induced vibration suppression of tandem-arranged circular cylinders using active feedback control system. *Journal of Sound and Vibration*, 115131.
- Sui, J., Wang, J., Liang, S. and Tian, Q. (2016). VIV suppression for a large mass-damping cylinder attached with helical strakes. *Journal of Fluids and Structures*, 62, 125-146.
- Wang, W., Song, B., Mao, Z., Tian, W. and Zhang, T. (2019). Numerical investigation on VIV