



Evaluation of Hydrodynamic Parameters in Vortex-Induced Vibration of Cylindrical Structures with Nonlinear Support

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Asil Gharebaghi S.^{1*},
Shirzad M.¹,

How to cite this article

Asil Gharebaghi S, Shirzad M, Evaluation of Hydrodynamic Parameters in Vortex-Induced Vibration of Cylindrical Structures with Nonlinear Support. Modares Mechanical Engineering; 2024;24(09):557-566.

¹ Civil Engineering Department, KN Toosi University of Technology, Tehran, Iran.

*Correspondence

Address: Civil Engineering Department, KN Toosi University of Technology, Tehran, Iran.

asil@kntu.ac.ir

Article History

Received: October 20, 2024

Accepted: November 22, 2024

ePublished: December 1, 2024

ABSTRACT

Vortex-induced vibration is a critical phenomenon that occurs in offshore structures and causes fatigue and damage to these structures. Previous studies show that these structures show complex and sometimes non-linear behavior. This study uses a rigid cylinder with non-linear support to evaluate the hydrodynamic parameters in these systems. The amount of non-linearity of the support has been changed, and its effect on the hydrodynamic parameters of the system has been investigated. The displacement and velocity of the cylinder were obtained by solving the two-dimensional Reynolds averaged Navier-Stokes and cylinder motion equations. The lift, potential, and vortex coefficients were calculated. Finally, the Strouhal number was determined. The results show that the system's behavior consists of two branches. In branch 1, the motion amplitude of the cylinder is small, but in branch 2, its amplitude is multiplied. By increasing the non-linearity of the support, the range of branch 2 becomes smaller, and the velocity of the cylinder oscillation increases. Raising the support non-linearity reduces the lift force and Strouhal number.

Keywords Vortex-Induced Vibration; Non-Linear Support; Hydrodynamics Parameters; Strouhal Number

CITATION LINKS

1- Vortex-induced vibration (VIV) of a circular cylinder in combined steady and oscillatory flow. 2- Numerical simulations of vortex-induced vibrations on vertical cylindrical structure with different aspect ratios. 3- Experimental investigation on the suppression of vortex-induced vibration of two interfering risers by control rods. 4- Effect of boundary condition and aspect ratio on vortex-induced vibration response of a circular cylinder. 5- Numerical study of vortex-induced vibrations of a circular cylinder at different incidence angles. 6- Vortex-induced vibration of a circular cylinder with nonlinear stiffness: prediction using forced vibration data. 7- An experimental investigation of vortex-induced vibration with nonlinear restoring forces. 8- Nonlinearly enhanced vortex induced vibrations for energy harvesting. 9- Computational study of vortex-induced vibration of a sprung rigid circular cylinder with a strongly nonlinear internal attachment. 10- Experimental chaotic quantification in bistable vortex induced vibration systems. 11- Design and experiment of controlled bistable vortex induced vibration energy harvesting systems operating in chaotic regions. 12- Lock-in regimes for vortex-induced vibrations of a cylinder attached to a bistable spring. 13- Vortex-induced vibration of a circular cylinder on a nonlinear viscoelastic support. 14- Numerical simulation of vortex-induced vibration with bistable springs: Consistency with the Equilibrium Constraint. 15- Nonlinear free vibrations of marine risers/pipes transporting fluid. 16- Chaotic Vortex-Induced Vibrations of Rigid Cylinders with Nonlinear Snapping Support. 17- Numerical study of the dynamic behavior of cylinders with nonlinear support exposed to flow. 18- Effect of surface roughness on vortex-induced vibrations of a freely vibrating cylinder near a stationary plane wall. 19- Vortex-induced vibration of two circular cylinders at low Reynolds number. 20- Two-degree-of-freedom flow-induced vibrations on isolated and tandem cylinders with varying natural frequency ratios. 21- Potential benefits of a non-linear stiffness in an energy harvesting device. 22- Chaotic responses on vortex induced vibration systems supported by bi-stable springs. 23- High-damping, high-Reynolds VIV tests for energy harnessing using the VIVACE converter. 24- Effect of surface roughness and initial gap on the vortex-induced vibrations of a freely vibrating cylinder in the vicinity of a plane wall.

ارزیابی پارامترهای هیدرودینامیکی در ارتعاش ناشی از گردابه سازه‌های استوانه‌ای با تکیه‌گاه غیرخطی

سعید اصیل قره باغی^{۱*}، محمد شیرزاد^۱

^۱ گروه سازه مهندسی عمران، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

چکیده

ارتعاش ناشی از گردابه پدیده‌ای مهم است که در سازه‌های فراساحلی رخ می‌دهد و می‌تواند باعث خستگی این سازه‌ها و آسیب به آن‌ها شود. مطالعات گذشته نشان می‌دهد که این سازه‌ها رفتاری پیچیده و گاهی غیرخطی از خود نشان می‌دهند. در این مطالعه، به منظور ارزیابی پارامترهای هیدرودینامیکی در این سیستم‌ها، از یک استوانه صلب با تکیه‌گاه غیرخطی استفاده شده است. میزان غیرخطی بودن تکیه‌گاه تغییر داده شده و تأثیر آن بر پارامترهای هیدرودینامیکی سیستم مورد بررسی قرار گرفته است. با حل هم‌زمان معادلات دوبعدی ناویر-استوکس با میانگین رینولدز و معادله حرکت استوانه، جابه‌جایی و سرعت استوانه به دست آمده است. ضرایب برآیی، پتانسیل و گردابه محاسبه شده و در نهایت عدد استروهال تعیین شده است. نتایج حاصل شده نشان می‌دهد که رفتار سیستم از دو شاخه تشکیل می‌شود. در شاخه ۱ دامنه حرکت استوانه کوچک است اما در شاخه ۲ دامنه حرکت آن چند برابر می‌شود. با افزایش میزان غیرخطی بودن تکیه‌گاه، محدوده شاخه ۲ کوچک‌تر می‌شود و سرعت نوسان استوانه افزایش می‌یابد. همچنین افزایش میزان غیرخطی بودن تکیه‌گاه موجب کاهش نیروی برآیی وارد بر استوانه و عدد استروهال می‌شود.

کلیدواژه‌ها: ارتعاش ناشی از گردابه؛ تکیه‌گاه غیرخطی؛ پارامترهای هیدرودینامیکی؛ عدد استروهال

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۷/۲۹

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۰۹/۰۲

* نویسنده مسئول: asil@kntu.ac.ir

۱- مقدمه

ارتعاش ناشی از گردابه، یک پدیده پیچیده در اندرکنش سازه و سیال است. این پدیده در سازه‌های دریایی مانند ریزرهایی که در معرض جریان آب هستند مشاهده می‌شود. تاکنون مطالعات زیادی در این زمینه انجام شده است. هر یک از این تحقیقات به صورت تجربی یا عددی به جنبه خاصی از این پدیده پرداخته و عوامل مؤثر بر آن را ارزیابی کرده‌اند. برخی از این مطالعات بر روی استوانه‌های صلب نصب شده بر روی فنرها انجام گرفته و بعضی از آن‌ها به استوانه‌های انعطاف‌پذیر با تکیه‌گاه‌های ثابت اختصاص یافته است. برای بررسی ارتعاش ناشی از گردابه در ریزرهایی دریایی، مدل پایه‌ای که تاکنون توسط محققین استفاده شده است شامل یک استوانه دایروی صلب، میراگر و یک فنر ارتجاعی است. ژائو و همکاران^[1] ارتعاشات ناشی از گردابه یک استوانه را به صورت عددی مطالعه کرده‌اند. در این مطالعه استوانه در معرض جریان‌های پایدار و نوسانی قرار گرفت. آن‌ها با استفاده از معادلات

دوبعدی ناویر-استوکس با میانگین رینولدز، تأثیر نسبت جریان را بر پاسخ سیلندر ارزیابی کردند. نسبت جریان به عنوان درصد سرعت جریان پایدار در سرعت کل تعریف گردید. مشخص شد که بسته به مقدار نسبت جریان، فرکانس نوسان عمود بر جریان، ممکن است بر روی فرکانس طبیعی سیستم یا فرکانس جریان نوسانی قفل شود. رحمان و همکاران^[2] از دینامیک سیالات محاسباتی برای مطالعه رفتار استوانه‌هایی با نسبت‌های مختلف ابعادی استفاده کردند. بررسی آن‌ها در ناحیه جریان زیر بحرانی انجام شد و نشان داد که طول همبستگی برای نسبت ابعاد بزرگ‌تر بیشتر است. لو و همکاران^[3] از چندین میله کنترل برای سرکوب ارتعاش ریزرها استفاده کردند. میله‌های کنترل، ارتعاشات عرضی را به طور قابل توجهی کم کرده و نوسانات طولی را نیز کاهش دادند. همچنین مشخص شد که استفاده از چهار میله ۹۰ درصد بیشتر از سه میله اثربخشی دارد.

گائو و همکاران^[4] از یک مدل نوسانگر ناحیه سایه برای بررسی تأثیر شرایط مرزی و نسبت ابعاد بر روی ارتعاش استوانه استفاده کردند. آن‌ها مشاهده کردند که تأثیر تغییر شرایط مرزی زمانی قابل توجه است که نسبت ابعاد کوچک باشد. اثر تغییر زاویه فنرها در استوانه با دو درجه آزادی توسط گائو و همکارانش به صورت عددی بررسی شده است^[5]. آن‌ها نشان دادند که تغییر زاویه باعث رفتار چند فرکانسی در سیستم می‌شود. همچنین مشاهده شد که با تغییر زاویه فنرها عرض ناحیه قفل‌شدگی تغییر چندانی نمی‌کند. در سال‌های اخیر چندین مطالعه بر روی ارتعاشات ناشی از گردابه استوانه‌های با فنر غیر ارتجاعی انجام شده است. سختی غیرخطی بازه سرعت مؤثر جریان را در سیستم‌های برداشت انرژی افزایش می‌دهد یا ارتعاشات باند پهن را سرکوب می‌کند^[6].

اخیراً مکانیسم ارتعاش ناشی از گردابه در دستگاه‌های برداشت انرژی‌های تجدیدپذیر به کار گرفته شده است. در^[7,8] پیشنهاد شده است که برای افزایش بازه تشدید در این سیستم‌ها، از فنرهای غیرخطی به عنوان تکیه‌گاه استفاده شود. یک مطالعه تجربی توسط ماکوفسکی و ویلیامسون^[7] بر روی یک جسم ضخیم که نیروهای سازه‌ای خطی و غیرخطی به آن وارد می‌شود انجام شده است. آن‌ها پتانسیل فنرهای غیرخطی را برای افزایش کارایی دستگاه‌های برداشت انرژی بررسی کردند. نتیجه این پژوهش نشان داد که انتخاب فنر غیرخطی مناسب می‌تواند عملکرد مؤثر سیستم را در محدوده بزرگ‌تری از اعداد رینولدز تضمین کند. تومکور و همکاران^[9] از فنر غیرخطی برای سرکوب ارتعاشات ناشی از گردابه استفاده کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که استفاده از یک مدل غیرخطی چاهک انرژی می‌تواند دامنه چرخه‌های حدی را تا ۷۵ درصد کاهش دهد.

هاین و جاجویدودو^[10] ارتعاش آشوبناک یک مبدل انرژی دوپایا را در محدوده وسیعی از مقادیر میرایی و شکاف دوپایا مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها با محاسبه بزرگ‌ترین نمای لیاپانوف، میزان آشوب

یافته‌اند نوسان رایزرهای مجاور ممکن است منجر به برخورد آن‌ها با یکدیگر شده و با تکرار این برخوردها احتمال شکست آن‌ها افزایش می‌یابد. بنابراین مطالعه رفتار غیرخطی این سازه‌ها از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. بدین منظور، در پژوهش حاضر ارتعاشات ناشی از گردابه یک استوانه صلب نصب‌شده بر روی یک تکیه‌گاه غیرخطی جهشی مورد بررسی قرار گرفته است. در بیشتر مطالعات قبلی، رفتار سیلندر در معرض جریان آب با استفاده از فنر خطی ارزیابی شده است و اطلاعات کمی در مورد رفتار سیلندر با فنر غیرخطی در دسترس است. در تحقیقاتی که اخیراً توسط نویسندگان مقاله حاضر انجام شده است، احتمال وقوع آشوب در این سیستم‌ها مورد ارزیابی قرار گرفته است و تأثیر تکیه‌گاه بر شدت و گسترش این رفتار بررسی شده است^[16,17]. هدف اول پژوهش حاضر ارزیابی رفتار غیرخطی در این سیستم‌ها می‌باشد. هدف دوم مقاله کمک به طراحی سازه‌هایی است که به منظور برداشت انرژی‌های تجدیدپذیر از جریان آب به کار می‌روند. در این نوع سیستم‌ها به منظور بالابردن میزان برداشت انرژی، از فنرهای غیرخطی استفاده می‌شود. در این تحقیق نشان داده شده است که بسته به سرعت جریان می‌توان از فنرهای مختلف در کاربردهای عملی استفاده کرد. در ادامه تحقیق پارامترهای هیدرودینامیکی محاسبه شده اند و تأثیر نوع فنر بر این پارامترها مورد بررسی قرار گرفته است. ارزیابی نوع فنر بر مقدار این پارامترها می‌تواند رفتار نیروهای وارد بر سازه را روشن سازد و به طراحی بهتر این سازه‌ها کمک کند. این مقاله در چهار بخش تنظیم شده است. تاکنون بخش ۱ ارائه شده است. در بخش ۲ مسئله مورد مطالعه، معادلات حاکم بر مسئله و صحت سنجی مدل عددی ارائه شده است. در بخش ۳، نتایج به‌دست‌آمده نشان داده شده و مورد بحث قرار گرفته است. بخش ۴ به نتیجه‌گیری‌های حاصل از این پژوهش اختصاص یافته است.

۲- مدل مورد مطالعه

۲-۱- فرضیات و معادلات حاکم

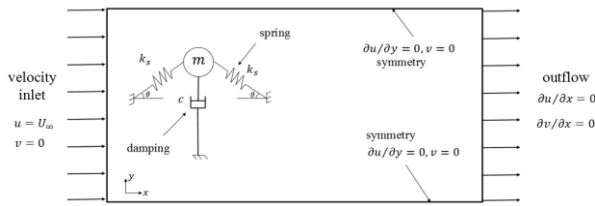
مدل مورد مطالعه در این تحقیق در شکل ۱ نشان داده شده است. استوانه در معرض جریان آب قرار دارد. از یک فنر جهشی به‌عنوان تکیه‌گاه استوانه استفاده شده است و استوانه فقط می‌تواند در جهت y ارتعاش کند. در این سازه ارتعاشات در جهات دیگر مهار شده است. میرایی سیستم ثابت فرض می‌شود. u و v به ترتیب سرعت جریان در جهت x و y هستند.

جریان سیال ناپایدار، دوبعدی، متلاطم و تراکم‌ناپذیر در نظر گرفته می‌شود. معادلات حاکم بر این مسئله معادلات میانگین رینولدز ناویر-استوکس (RANS) برای جریان‌های ناپایدار تراکم‌ناپذیر دوبعدی در نظر گرفته شده است. این معادلات شامل اصول بقای جرم و مومنتوم است که به‌صورت زیر فرمول‌بندی می‌شوند^[18]:

را به‌صورت کمی تعیین کردند. مشخص شد که میرایی، جرم مؤثر، و مقدار شکاف دوپایا پاسخ آشوبناک را کنترل می‌کنند. برخی از آزمایش‌ها در یک تونل آبی انجام شد و از یک سکوی تست بازخورد برای تأیید وقوع آشوب استفاده شد. هاین و همکاران^[11] از یک مدل نوسانگر ناحیه سایه برای شبیه‌سازی پاسخ یک استوانه با تکیه‌گاه دوپایا استفاده کردند. آن‌ها مشاهده کردند که یک شکاف دوپایای بزرگ، عملکرد سیستم را به‌طور قابل‌توجهی بهبود می‌دهد اما ممکن است شانس پاسخ‌های آشوبناک را افزایش دهد. پاسخ آشوبناک توان برداشت انرژی را کاهش می‌دهد. در این پژوهش از کنترل‌کننده اوت، گریوگی و یورک (OGY) برای تثبیت آشوب استفاده شد. تأثیر غیرخطی بودن فنر بر اندازه محدوده قفل‌شدگی موضوع تحقیق بادرشاه و همکاران^[12] بود. آن‌ها سیستم را با یک مدل نوسانگر ناحیه سایه با مرتبه کاهش‌یافته شبیه‌سازی کردند. دامنه‌های بزرگ به قفل‌شدگی نیروی برآیی با فرکانس طبیعی فنر نسبت داده شد. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که با افزایش میزان غیرخطی بودن فنر، محدوده قفل‌شدگی گسترده‌تر می‌شود.

میشرا و همکاران^[13] رفتار یک استوانه با تکیه‌گاه غیرخطی و نسبت جرمی $m^* = 2/546$ را در عدد رینولدز $Re = 150$ مطالعه کرده‌اند. یک فنر خطی به‌صورت سری و یک فنر غیرخطی به‌صورت موازی با میراگر قرار داده شد. آن‌ها اثر مقاومت غیرخطی λ را بررسی کردند. مشاهده شد که در مقایسه با فنر خطی، زمانی که $\lambda < 0$ ، حداکثر دامنه سیستم کاهش می‌یابد، اما وقتی $\lambda > 0$ ، حداکثر دامنه سیستم افزایش می‌یابد. بادرشاه و همکاران^[14] نیز رفتار یک استوانه با فنرهای دوپایا را بررسی کرده‌اند. در این مطالعه از روش مرزی مستغرق (IBM) دوبعدی استفاده شد. دامنه‌های بزرگ در محدوده‌ای مشاهده شد که نیروی برآیی به فرکانس طبیعی سیستم قفل شده بود. در مقایسه با فنرهای خطی، محدوده قفل‌شدگی در فنرهای دوپایا به‌طور قابل‌توجهی گسترده‌تر بود، اما ملاحظه شد که دامنه سیستم مستقل از نوع فنر است. آن‌ها همچنین دریافتند که محدوده قفل‌شدگی با کاهش فاصله بین نقاط پایدار فنر افزایش می‌یابد. ژنگ و همکاران^[6] روشی را برای پیش‌بینی ارتعاشات ناشی از گردابه یک استوانه با تکیه‌گاه غیرخطی پیشنهاد کردند. آن‌ها از یک مدل ریاضی تقلیل یافته با داده‌های ارتعاش اجباری هارمونیک استفاده کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که روش آن‌ها می‌تواند برای تجزیه و تحلیل و بهینه‌سازی این سیستم‌ها استفاده شود.

با در نظر گرفتن ارتعاش ناشی از گردابه، سازه‌های فراساحلی مستعد رفتار غیرخطی هستند^[15]. رایزرها در صنعت فراساحل برای انتقال سیالات از بستر دریا به سازه شناور استفاده می‌شوند. این سازه‌ها نیز ممکن است به دلیل نسبت ابعاد بزرگ و همچنین اثرات پی-دلتا ($P - \Delta$) رفتار غیرخطی را تجربه کنند. در آب‌های فوق عمیق، این لوله‌های عمودی طولانی‌تر و در نتیجه انعطاف‌پذیرتر هستند. در رایزرهایی که به‌صورت گروهی آرایش



شکل (۱) مدل مورد مطالعه

۲-۲- مدل سختی سیستم

با توجه به دینامیک خاص آن، سیستم جهشی (snap-through) موضوع تحقیقات زیادی بوده است. هنگامی که این المان در یک نوسانگر استفاده می‌شود، خود را به عنوان یک سیستم با دو چاه انرژی پتانسیل نشان می‌دهد. از نظر مفاهیم دینامیکی غیرخطی، این سیستم دارای دو نقطه ثابت پایدار و یک نقطه ثابت ناپایدار در مبدأ است [21]. اگر سیستم با انرژی کم تحریک شود، بسته به شرایط اولیه در داخل یکی از چاه‌های انرژی پتانسیل ارتعاش می‌کند. این حالت حرکت، حالت ارتعاش درون چاهی (intra-well) نامیده می‌شود. با این حال، زمانی که انرژی تحریک برای غلبه بر نقطه ثابت پایدار کافی باشد، سیستم در حالت ارتعاش بین چاهی (inter-well) نوسان می‌کند [22]. به غیر از حالت‌های درون چاهی یا بین چاهی، رفتار پیچیده‌تری نیز ممکن است رخ دهد. به عنوان مثال، ممکن است بین دو چاه پتانسیل یا دو مود ارتعاشی جهش صورت گیرد که در موارد شدید منجر به پاسخ آشوبناک می‌شود. شکل ۲ این نوع سیستم را نشان می‌دهد. برخلاف یک سیستم خطی با یک نقطه پایدار در مبدأ، سیستم جهشی یک نیروی بازگردانی غیرخطی اضافی تولید می‌کند. این نیرو باعث می‌شود که سیستم در یکی از نقاط بالا یا پایین مبدأ آرام گیرد [21]. در شکل دو فنر مورب نشان داده شده است. این دو فنر به یکدیگر متصل بوده و دارای نیروی محوری هستند. مجموع نیروی محوری فنرها برابر است با F :

$$F = 2k_s \left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{y^2 + l^2}} \right) y \quad (7)$$

شکل بی بعد معادله نیرو-جابجایی سیستم را می‌توان با بازنویسی آن به صورت زیر به دست آورد:

$$\hat{F} = \left(1 - \frac{1}{\sqrt{\hat{y}^2 + \gamma^2}} \right) \hat{y} \quad (8)$$

$$\text{که در آن } \gamma = \frac{l}{l_0}, \hat{y} = \frac{y}{l_0}, \hat{F} = \frac{F}{2k_s l_0}.$$

γ نشان دهنده درجه غیرخطی بودن سیستم است که مقدار آن بین صفر و یک تغییر می‌کند. در یک سیستم جهشی ایده آل مقدار γ صفر است. در این حالت نمودار نیرو - جابجایی سیستم یک منحنی پیوسته نیست و از دو خط موازی تشکیل شده است.

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

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \nabla^2 \bar{u}_i - \frac{\partial \bar{u}_i' \bar{u}_j'}{\partial x_j} \quad (2)$$

$$-\bar{u}_i' \bar{u}_j' = \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \quad (3)$$

که در آن u_i و u_j مؤلفه‌های سرعت لحظه‌ای در جهت‌های i و j هستند. به عنوان مثال در پژوهش حاضر، u و v به ترتیب سرعت جریان در جهت‌های x و y در نظر گرفته شده اند. u_i' و u_j' مؤلفه‌های نوسان سرعت در جهت‌های i و j هستند. x_i و x_j مختصات دکارتی در جهت‌های i و j هستند، t نشان دهنده زمان، p فشار، ρ و ν_t چگالی و ویسکوزیته متلاطم، k انرژی جنبشی متلاطم و δ_{ij} تابع دلتای کرونکر است. $\bar{u}_i$ نشان دهنده میانگین u_i است و سایر میانگین‌ها هم به همین شکل نشان داده شده‌اند. برای مدل سازی تلاطم، از مدل تلاطم انتقال تنش برشی k -(SST) استفاده شده است [19]. سیستم استوانه تحت ارتعاشات ناشی از گردابه را می‌توان یک سیستم یک بعدی جرم - فنر - میراگر در نظر گرفت. معادله دینامیکی آن به صورت زیر است [20]:

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

که در آن y ، $\dot{y}$ و $\ddot{y}$ به ترتیب نشان دهنده جابجایی، سرعت و شتاب در جهت عمود بر جریان هستند. $F_L(t)$ نیرو در واحد طول سیلندر را نشان می‌دهد. مقدار $F_L(t)$ با استفاده از شرایط اولیه و شرایط مرزی استوانه و مقادیر حاصل از معادلات بقای جرم و مومنتوم محاسبه می‌شود. در هر گام زمانی، مقادیر شرایط اولیه و مرزی استوانه به روز رسانی شده و مقادیر جدید $F_L(t)$ به دست می‌آید. c ، k و m به ترتیب میرایی، سختی و نسبت جرم در واحد طول سیستم هستند.

شرایط مرزی سطح استوانه عبارت‌اند از:

$$u = 0, \quad v = \dot{y} \quad (5)$$

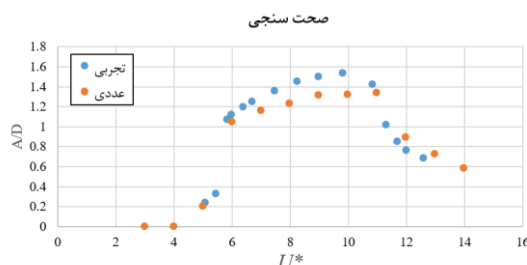
و شرایط اولیه به صورت زیر است:

$$y(0) = \dot{y}(0) = 0 \quad (6)$$

به منظور گسسته کردن معادلات بقا و ناویر-استوکس از روش حجم محدود استفاده شده است. در نرم افزار Ansys Fluent از روش ساده (SIMPLE) به منظور کوپلینگ سرعت و فشار استفاده شده است. معادلات میانگین رینولدز ناویر-استوکس و معادله حرکت استوانه با شرایط اولیه ذکر شده به طور هم زمان با استفاده از روش رونگ کوتای مرتبه ۴ (Fourth-Order Runge-Kutta) حل شده اند تا سرعت و جابجایی در جهت y حاصل شود. با توجه به اینکه سرعت در گام زمانی جدید صفر نیست، شرایط مرزی سرعت در سطح استوانه به روز رسانی شده و میدان جریان مجدداً با توجه به شرایط مرزی جدید به دست آمده است.

جدول (۱) جزئیات حوزه محاسباتی و گام‌های زمانی

ویژگی	واحد	مقدار
قطر استوانه	متر	۰/۰۸۸۹
عرض حوزه محاسباتی	متر	۱/۲۴
طول حوزه محاسباتی	متر	۱/۳۲
طول اولین سلول	متر	۰/۰۰۰۶
ضخامت اولین سلول	متر	۰/۰۰۰۲
گام زمانی	ثانیه	۰/۰۰۱

شکل (۳) مقایسه نتایج تجربی لی و برنیتزاس^[23] و نتایج عددی پژوهش حاضر

مسئله را مشخص می‌کند و محدوده عدد رینولدز از حدود ۳۷۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰۰ خواهد بود. به منظور ارزیابی تأثیر مقدار γ بر رفتار سیستم، مقدار آن از ۰/۱ به ۰/۵ تغییر یافته و رفتار سیستم بررسی شده است.

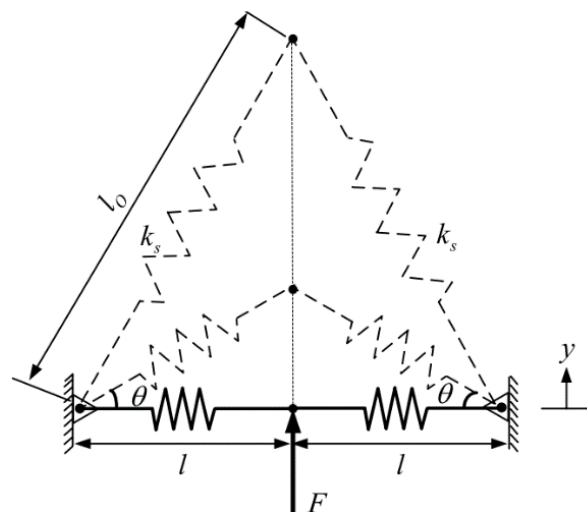
۳- نتایج

۳-۱- دامنه و سرعت پاسخ استوانه

در شکل‌های ۴ تا ۶ دامنه بی‌بعد حرکت استوانه برای مقادیر مختلف γ نشان داده شده است. برای محاسبه دامنه حرکت استوانه از رابطه (۹) استفاده شده است:

$$A/D = |y_{\max} - y_{\min}|/2D \quad (9)$$

که در آن y نشان‌دهنده جابجایی استوانه می‌باشد. همان‌گونه که در شکل‌ها مشخص شده است، رفتار سیستم را می‌توان به دو شاخه تقسیم کرد: شاخه ۱ و شاخه ۲. در شاخه دوم افزایش ناگهانی دامنه بدون بعد مشاهده می‌شود. به طور متوسط دامنه حرکت استوانه در شاخه ۲ بیش از دو برابر دامنه حرکت آن در شاخه ۱ است. با افزایش γ ، محدوده شاخه ۱ کوچک‌تر شده و محدوده شاخه ۲ افزایش می‌یابد. به عنوان مثال در سیستم با $\gamma = 0/1$ ، محدوده شاخه ۲ تنها سرعت‌های کاهش‌یافته $U^* = 11$ و $U^* = 12$ را دربرمی‌گیرد. اما در سیستم با $\gamma = 0/5$ محدوده شاخه ۲ از $U^* = 6$ آغاز شده و تا $U^* = 12$ ادامه پیدا می‌کند. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با تغییر γ ، رفتار سیستم نیز تغییر می‌کند. در سیستم با $\gamma = 0/3$ ، با افزایش سرعت کاهش‌یافته جریان، حداکثر دامنه نیز افزایش می‌یابد، اما افزایش دامنه در $U^* = 10$ متوقف می‌شود و در سرعت جریان بالاتر به آرامی کاهش می‌یابد. با افزایش مقدار γ ، دامنه‌های بزرگ را می‌توان در سرعت جریان کمتری مشاهده کرد. به عنوان مثال، با افزایش مقدار γ به ۰/۵، حداکثر دامنه در $U^* = 6$ مشاهده می‌شود.



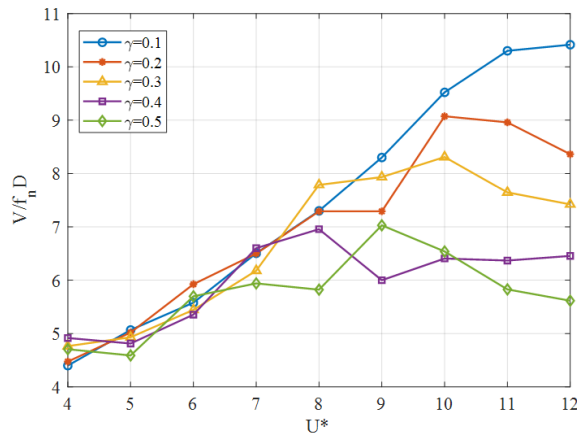
شکل (۲) سیستم جهشی (snap-through)

۳-۲- صحت سنجی

برای اعتبارسنجی مدل و روش عددی، نتایج با داده‌های تجربی به‌دست‌آمده توسط لی و برنیتزاس^[23] مقایسه شده است. در آزمایش آن‌ها، استوانه یک درجه آزادی دارد و فقط می‌تواند در جهت عمود بر جریان نوسان کند. به منظور مدل‌سازی تلاطم، مدل تلاطم انتقال تنش برشی (SST) $k-\omega$ به کار رفته است و با روش دینامیک سیالات محاسباتی (CFD)، دامنه پاسخ استوانه محاسبه شده است. جزئیات حوزه محاسباتی و گام زمانی در جدول ۱ مشاهده می‌گردد.

برای مقایسه نتایج عددی و تجربی، نسبت جرم، نسبت میرایی و فرکانس طبیعی سیستم به ترتیب ۱/۵۶۵، ۰/۰۲ و ۱/۱۷ در نظر گرفته شده است^[23]. در مرحله بعد، فنر خطی سیستم با فنر جهشی جایگزین شده و تجزیه و تحلیل‌ها با فنر جدید انجام پذیرفته است. معادلات میانگین رینولدز ناویر-استوکس و معادله حرکت استوانه با شرایط اولیه ذکرشده به‌طور هم‌زمان حل شده‌اند تا سرعت و جابجایی در جهت y به ازای مقادیر مختلف γ به دست آید. نتایج عددی و تجربی در شکل ۳ که دامنه بدون بعد A/D را در برابر سرعت کاهش‌یافته U^* نشان می‌دهد ملاحظه می‌گردد. دامنه حرکت استوانه و D قطر استوانه می‌باشد. بیشترین اختلاف میان نتایج تجربی و نتایج عددی مربوط به سرعت کاهش‌یافته $U^* = 10$ می‌باشد که حدود ۱۳٪ اختلاف را نشان می‌دهد و اختلاف نتایج در سایر سرعت‌ها مقدار کمتری دارد.

فرکانس طبیعی فنر در اطراف یکی از نقاط پایدار آن ثابت و برابر با $f_n = 1/17$ فرض شده است. این مقدار برای محاسبه سرعت کاهش‌یافته به کار می‌رود. سرعت کاهش‌یافته با افزایش سرعت جریان تغییر می‌کند. کمترین سرعت کاهش‌یافته برابر با $U^* = 4$ در نظر گرفته شده است که با سرعت جریان $V = 0/42$ m/s معادل است. حداکثر سرعت کاهش‌یافته در این مطالعه $U^* = 12$ m/s است که معادل با $V = 1/25$ m/s می‌باشد. این مقادیر محدوده



شکل ۷) سرعت بدون بعد استوانه به ازای مقادیر مختلف γ و سرعت کاهش یافته جریان

سرعت استوانه بر فرکانس طبیعی سیستم و قطر استوانه به دست آمده است. مشاهده می شود که با افزایش سرعت کاهش یافته، ابتدا حداکثر سرعت استوانه افزایش می یابد. باین حال، بسته به مقدار γ ، از یک نقطه خاص به بعد، سرعت استوانه شروع به کاهش می کند. به عنوان مثال هنگامی که $\gamma = 0.5$ است، بیشترین سرعت بدون بعد استوانه برابر با ۷ است که در سرعت کاهش یافته $U^* = 9$ رخ می دهد. از $U^* = 9$ به بعد حداکثر سرعت بدون بعد استوانه رو به کاهش می گذارد به طوری که در $U^* = 12$ مقدار آن به ۵/۷ می رسد.

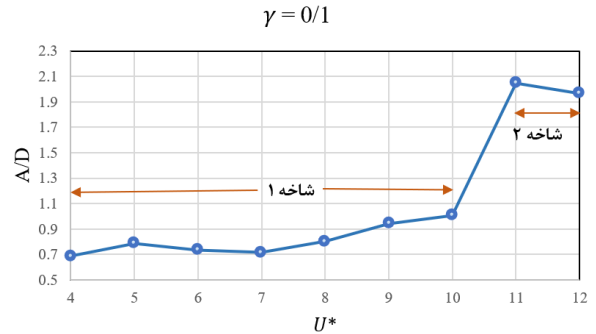
بیشترین وابستگی به سرعت جریان آب را می توان در $\gamma = 0.1$ مشاهده کرد. شیب منحنی مربوط به $\gamma = 0.1$ بیشتر از شیب نمودارهای دیگر است و با افزایش مقدار γ کاهش می یابد. همان طور که مشاهده می شود، استوانه دارای بیشترین سرعت حرکت در $\gamma = 0.1$ است و پس از افزایش مقدار γ ، سرعت حرکت سیلندر به تدریج کاهش می یابد. همچنین با توجه به نمودار می توان گفت که هرچه سرعت جریان آب بیشتر باشد، مقدار γ تأثیر بیشتری بر سرعت حرکت سیلندر دارد. در جریان های با سرعت کم، اختلاف سرعت حرکت استوانه با فنرهای مختلف کم است. باین حال، در جریان های با سرعت بالاتر، این تفاوت قابل توجه است. در $U^* = 4$ سرعت بدون بعد استوانه به ازای مقادیر مختلف γ از حدود ۴/۵ تا ۴/۹ تغییر می کند. اما این بازه در $U^* = 12$ سرعت های از حدود ۵/۷ تا ۱۰/۲ را در بر می گیرد.

۲-۳- ضریب نیروی برآیی

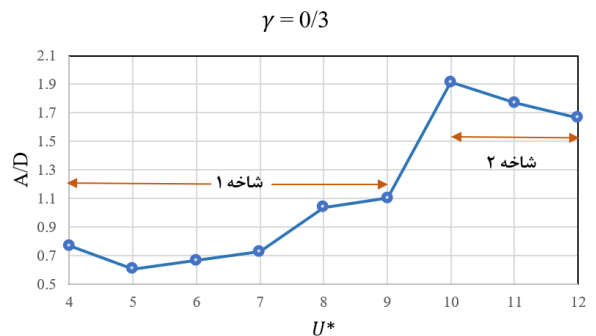
ضریب برآیی یکی از ضرایب هیدرودینامیکی است که با نرمال کردن نیروی برآیی $F_L(t)$ به دست می آید [24]:

$$C_L(t) = \frac{F_L(t)}{\frac{1}{2} \rho D V^2} \quad (10)$$

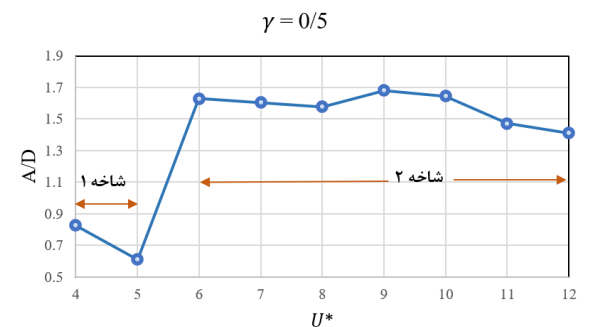
تاریخچه زمانی ضریب برآیی با استفاده از رابطه فوق به دست آمده است. نوسانات اولیه و گذرای سیستم کنار گذاشته شده و با



شکل ۴) دامنه بدون بعد استوانه برای سیستم با $\gamma = 0/1$



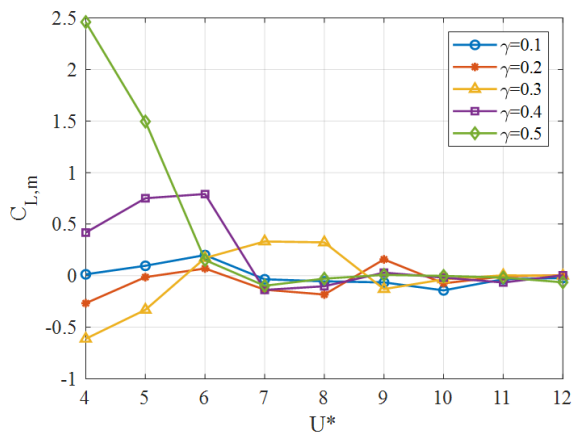
شکل ۵) دامنه بدون بعد استوانه برای سیستم با $\gamma = 0/3$



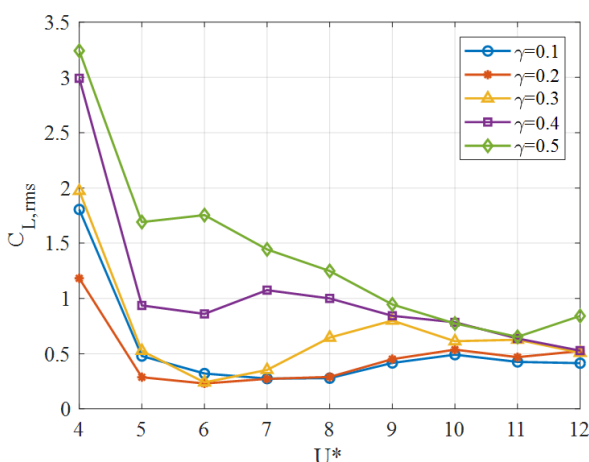
شکل ۶) دامنه بدون بعد استوانه برای سیستم با $\gamma = 0/5$

سیستم با $\gamma = 0.1$ بیشترین دامنه بدون بعد را دارد که مقدار آن ۲/۱ می باشد. با توجه به شکل های ارائه شده می توان نتیجه گرفت که با افزایش γ ، مقدار حداکثر دامنه کاهش می یابد. حداکثر دامنه برای سیستم با $\gamma = 0.5$ به حدود ۱/۶۷ کاهش پیدا می کند. بسته به سرعت جریان می توان از فنرهای مختلف در کاربردهای عملی استفاده کرد. در جریان های کم سرعت، اگر دامنه مورد نیاز باشد، γ با مقدار بیشتر مناسب تر است زیرا حداکثر دامنه در سرعت کمتری رخ می دهد. در جریان های با سرعت بالا، فنرهایی با γ کمتر مناسب تر هستند.

در شکل ۷، سرعت بدون بعد استوانه در برابر سرعت کاهش یافته جریان نشان داده شده است. محور افقی نشان دهنده سرعت کاهش یافته جریان آب و محور عمودی نشان دهنده حداکثر سرعت بدون بعد استوانه است. سرعت بدون بعد استوانه $(\frac{V}{f_n D})$ با تقسیم



شکل ۸) میانگین ضریب برآیی به ازای مقادیر مختلف γ و سرعت کاهش یافته جریان



شکل ۹) RMS ضریب برآیی به ازای مقادیر مختلف γ و سرعت کاهش یافته جریان

می‌رسد و پس از آن افزایش سرعت کاهش یافته موجب افزایشی جزئی در مقدار $C_{L,rms}$ می‌شود.

سیستم با $\gamma = 0.5$ دارای بزرگترین مقدار $C_{L,rms}$ است و منحنی آن در تمام سرعت‌های کاهش یافته، بالاتر از منحنی‌های دیگر قرار می‌گیرد. با کاهش γ ، تفاوت در مقدار $C_{L,rms}$ به ازای مقادیر مختلف γ کاهش می‌یابد به طوری که منحنی‌های مربوط به $\gamma = 0.1$ و $\gamma = 0.2$ به یکدیگر بسیار نزدیک هستند. در سرعت‌های کاهش یافته $U^* = 5$ تا $U^* = 7$ ، سیستم با $\gamma = 0.2$ کمترین مقدار $C_{L,rms}$ را دارد که حدود 0.3 است و در سرعت‌های کاهش یافته بزرگتر از $U^* = 7$ ، کمترین مقدار $C_{L,rms}$ متعلق به سیستم با $\gamma = 0.1$ است. به طور کلی، با توجه به شکل‌های ۸ و ۹ می‌توان گفت که افزایش مقدار γ ، مقدار ضریب برآیی را افزایش می‌دهد و در نتیجه مقدار نیروی برآیی اعمال شده به سیستم افزایش می‌یابد.

استفاده از روابط زیر میانگین و جذر میانگین مربعات (RMS) ضریب برآیی محاسبه شده است [20]:

$$C_{L,m} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n C_{L,i} \quad (11)$$

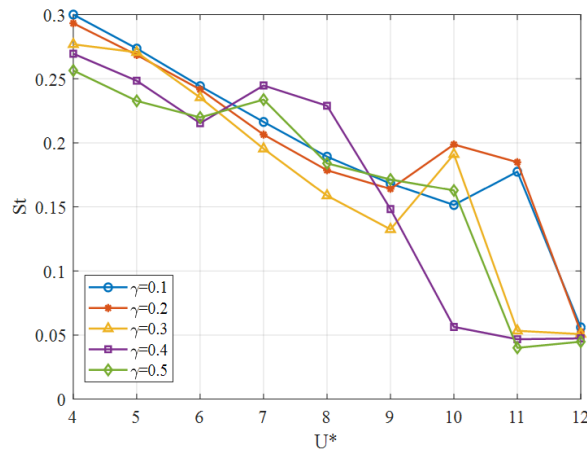
$$C_{L,rms} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (C_{L,i} - C_{L,m})^2} \quad (12)$$

که در آن‌ها $C_{L,m}$ و $C_{L,rms}$ به ترتیب میانگین و RMS ضریب برآیی را نشان می‌دهند.

شکل ۸ میانگین ضریب برآیی سیستم را در برابر سرعت‌های کاهش یافته مختلف نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش γ ، $C_{L,m}$ تمایل دارد که مقادیر بزرگتری از خود نشان دهد. این ضریب کوچک‌ترین مقادیر خود را در $\gamma = 0.1$ دارد و در این حالت مقادیر آن به ازای سرعت‌های کاهش یافته مختلف جریان نزدیک به صفر است. بیشترین مقدار آن در این حالت 0.2 است. با افزایش مقدار γ به 0.2 ، حداکثر مقدار $C_{L,m}$ افزایش می‌یابد و به حدود 0.25 می‌رسد. در $\gamma = 0.3$ ، حداکثر مقدار آن به 0.6 افزایش می‌یابد. این روند با افزایش γ ادامه پیدا می‌کند. در $\gamma = 0.4$ ، حداکثر مقدار $C_{L,m}$ 0.8 است. با افزایش γ به 0.5 ، یک جهش بزرگ در حداکثر مقدار $C_{L,m}$ رخ می‌دهد به طوری که در سرعت کاهش یافته $U^* = 4$ ، مقدار آن برابر با 2.5 می‌شود. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش γ ، حداکثر مقدار $C_{L,m}$ افزایش می‌یابد.

با افزایش سرعت کاهش یافته، $C_{L,m}$ کاهش می‌یابد به گونه‌ای که در $U^* = 12$ ، مقدار آن، به ازای مقادیر مختلف γ ، نزدیک به صفر است. بسته به مقدار γ ، نحوه میل به مقدار صفر متفاوت است. به عنوان مثال، در $\gamma = 0.5$ ، یک افت شدید در مقدار $C_{L,m}$ مشاهده می‌شود و با افزایش سرعت کاهش یافته از $U^* = 4$ به $U^* = 6$ ، مقدار $C_{L,m}$ از 2.5 به حدود صفر نزدیک می‌شود. این نوع کاهش ناگهانی در $\gamma = 0.4$ با شدت کمتر مشاهده می‌شود اما در سیستم‌های با مقدار γ کوچک‌تر مشاهده نمی‌شود. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که افزایش مقدار γ وابستگی $C_{L,m}$ به سرعت کاهش یافته جریان افزایش پیدا می‌کند.

در شکل ۹، مقدار $C_{L,rms}$ به ازای مقادیر مختلف γ و سرعت کاهش یافته جریان، ارائه شده است. با توجه به شکل مشخص است که با وجود تغییر γ ، روند تغییر $C_{L,rms}$ تقریباً ثابت است. در تمامی سیستم‌ها حداکثر مقدار $C_{L,rms}$ در سرعت کاهش یافته $U^* = 4$ رخ می‌دهد که کمترین سرعت کاهش یافته در این تحقیق است. بیشترین مقدار $C_{L,rms}$ متعلق به سیستم با $\gamma = 0.5$ می‌باشد. مقدار آن در این حالت 3.23 است. با افزایش سرعت کاهش یافته، مقدار $C_{L,rms}$ در تمام سیستم‌ها با یک افت قابل توجه مواجه می‌شود. اما هرچه سرعت کاهش یافته افزایش می‌یابد کاهش مقدار $C_{L,rms}$ با شیب ملایم‌تری ادامه می‌یابد. این کاهش پیوسته نیست و در سرعت کاهش یافته مشخصی به پایان



شکل ۱۰) عدد استروهل به ازای مقادیر مختلف γ و سرعت کاهش یافته جریان

عدد استروهل محاسبه شده و مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. با توجه به نتایج به دست آمده می توان نتیجه گرفت:

۱- رفتار سیستم مورد بررسی در این تحقیق را می توان به دو شاخه تقسیم کرد. در شاخه اول، دامنه استوانه کم است، اما با افزایش سرعت کاهش یافته، در یک نقطه، دامنه حرکت استوانه جهش کرده و مقدار آن به طور قابل توجهی افزایش می یابد. به احتمال فراوان این ناحیه، بازه قفل شدگی (Lock-in) سیستم است که در آن فرکانس گردابه ها به فرکانس طبیعی سیستم نزدیک می شود. با این جهش، شاخه دوم حرکت سیستم آغاز می شود. در شاخه دوم افزایش سرعت کاهش یافته تأثیر زیادی بر دامنه حرکت ندارد و همچنان پدیده قفل شدگی نقش اصلی را در این ناحیه ایفا می کند.

۲- با افزایش مقدار γ ، حداکثر دامنه نوسان سیستم کاهش می یابد، اما طول بازه شاخه دوم که در آن دامنه های نوسان بزرگ رخ می دهد افزایش می یابد. بنابراین در کارهای عملی، بر اساس سرعت جریان آب، می توان از فنرهای متفاوتی استفاده نمود. به عنوان مثال، اگر در جریان آب با سرعت کم، نیاز به دامنه های زیاد باشد، بهتر است از تکیه گاه با γ بزرگتر استفاده شود، اما در جریان های با سرعت بالا بهتر است از فنر با مقدار γ کمتر استفاده شود.

۳- با افزایش سرعت کاهش یافته جریان، حداکثر سرعت استوانه به طور کلی افزایش می یابد. این اتفاق به دلیل افزایش نیروی وارد شده توسط جریان به استوانه رخ می دهد. با افزایش γ ، سرعت استوانه کاهش می یابد. با افزایش سرعت جریان آب، تغییر مقدار γ تأثیر بیشتری بر سرعت نوسان سیستم ایجاد می کند. بنابراین، تفاوت در سرعت حرکت استوانه در سرعت جریان کم ناچیز است، اما در سرعت جریان بالا، تفاوت قابل توجه است.

۴- با افزایش مقدار γ ، میانگین ضریب برآیی به طور کلی افزایش پیدا می کند. این مسئله به دلیل تغییر در الگوی جدایش جریان و کاهش نیروی برآیی وارد بر سیستم رخ می دهد. با افزایش

۳-۳- عدد استروهل

به منظور محاسبه عدد استروهل برای سیستم مورد مطالعه، تبدیل فوریه سریع (FFT) بر روی سیگنال های ضریب ریزش گردابه انجام شده و فرکانس غالب آن استخراج شده است. سپس مقادیر عدد استروهل با استفاده از رابطه $St = \frac{fD}{V}$ به دست آمده است. به دست آمده برای عدد استروهل در شکل ۱۰ نشان داده شده است. به طور کلی عدد استروهل با افزایش سرعت کاهش یافته روند نزولی را طی می کند. منحنی مربوط به هر γ را می توان دارای سه رژیم در نظر گرفت. در محدوده رژیم I، عدد استروهل با افزایش سرعت کاهش یافته کاهش می یابد. در رژیم II، این کاهش با افزایش سرعت کاهش یافته متوقف می شود و افزایش جزئی در عدد استروهل مشاهده می شود. در محدوده رژیم III، عدد استروهل با شیب و شدت بیشتر کاهش می یابد. به طور کلی می توان گفت که سیستم های با γ کوچکتر اعداد استروهل بزرگتری دارند، اگرچه این موضوع در همه سرعت های کاهش یافته صادق نیست. بیشترین مقدار عدد استروهل در $U^* = 4$ رخ می دهد و متعلق به سیستم با $\gamma = 0.1$ است. مقدار عدد استروهل در این حالت حدود 0.28 است. در این سرعت کاهش یافته کمترین مقدار عدد استروهل حدود 0.09 است که به سیستم با $\gamma = 0.5$ تعلق دارد. با افزایش مقدار γ ، نقطه شروع رژیم II در سرعت کاهش یافته کمتری قرار می گیرد و رژیم I محدوده کوچکتری را پوشش می دهد. در سرعت های کاهش یافته کوچک، تفاوت اعداد استروهل برای مقادیر متفاوت γ اندک است. با افزایش سرعت کاهش یافته، این تفاوت افزایش می یابد، اما در نهایت، به سرعت در $U^* = 12$ کاهش می یابد و تمام منحنی ها در $St = 0.05$ قرار می گیرند.

۴- نتیجه گیری

در این پژوهش، ارتعاشات ناشی از گردابه یک استوانه با تکیه گاه جهشی (snap-through) به صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفت. اثر پارامتر γ که نسبت طول فنر در نقطه ثابت پایدار آن را به طول فنر در نقطه ثابت ناپایدار آن نشان می دهد، بررسی شد. معادلات دوبعدی میانگین رینولدز ناویر-استوکس (RANS) و معادله حرکت استوانه به طور هم زمان حل شد تا سرعت و جابجایی سیستم به دست آید. برای مدل سازی تلاطم از مدل تلاطم انتقال تنش برشی (SST) $k-\omega$ استفاده شد. همچنین فرض شد که استوانه فقط می تواند در یک جهت حرکت کند و در جهات دیگر مهار شده است. پارامتر γ از 0.1 تا 0.5 تغییر یافت و رفتار سیستم برای هر مقدار ارزیابی شد. محدوده سرعت کاهش یافته از $U^* = 4$ تا $U^* = 12$ در نظر گرفته شد. برای تغییر سرعت کاهش یافته، سرعت جریان تغییر داده شد و با تغییر سرعت جریان، عدد رینولدز نیز از 37000 تا 100000 تغییر یافت. تاریخچه زمانی پاسخ جابجایی سیستم، سرعت حرکت استوانه و ضرایب هیدرودینامیکی به دست آمد. سپس میانگین و جذر میانگین مربعات (RMS) ضریب برآیی و

- 5 - Gao Y, Jiang Z, Ma L, Fu S, He G, Shi C. Numerical study of vortex-induced vibrations of a circular cylinder at different incidence angles. *Ocean Engineering*. 2022 Sep 1;259:111858.
- 6 - Zhang M, Song Y, Abdelkefi A, Yu H, Wang J. Vortex-induced vibration of a circular cylinder with nonlinear stiffness: prediction using forced vibration data. *Nonlinear Dynamics*. 2022 May;108(3):1867-84.
- 7 - Mackowski AW, Williamson CH. An experimental investigation of vortex-induced vibration with nonlinear restoring forces. *Physics of Fluids*. 2013 Aug 1;25(8).
- 8 - Huynh BH, Tjahjowidodo T, Zhong ZW, Wang Y, Srikanth N. Nonlinearly enhanced vortex induced vibrations for energy harvesting. In *2015 IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)*. 2015 Jul 7 (pp. 91-96). IEEE.
- 9 - Tumkur RK, Calderer R, Masud A, Pearlstein AJ, Bergman LA, Vakakis AF. Computational study of vortex-induced vibration of a sprung rigid circular cylinder with a strongly nonlinear internal attachment. *Journal of Fluids and Structures*. 2013 Jul 1;40:214-32.
- 10 - Huynh BH, Tjahjowidodo T. Experimental chaotic quantification in bistable vortex induced vibration systems. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2017 Feb 15;85:1005-19.
- 11 - Huynh BH, Tjahjowidodo T, Zhong ZW, Wang Y, Srikanth N. Design and experiment of controlled bistable vortex induced vibration energy harvesting systems operating in chaotic regions. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2018 Jan 1;98:1097-115.
- 12 - Badhurshah R, Bhardwaj R, Bhattacharya A. Lock-in regimes for vortex-induced vibrations of a cylinder attached to a bistable spring. *Journal of Fluids and Structures*. 2019 Nov 1;91:102697.
- 13 - Mishra R, Bhardwaj R, Kulkarni SS, Thompson MC. Vortex-induced vibration of a circular cylinder on a nonlinear viscoelastic support. *Journal of Fluids and Structures*. 2021 Jan 1;100:103196.
- 14 - Badhurshah R, Bhardwaj R, Bhattacharya A. Numerical simulation of Vortex-Induced Vibration with bistable springs: Consistency with the Equilibrium Constraint. *Journal of Fluids and Structures*. 2021 May 1;103:103280.
- 15 - Kaewunruen S, Chiravatchradej J, Chucheepsakul S. Nonlinear free vibrations of marine risers/pipes transporting fluid. *Ocean Engineering*. 2005 Mar 1;32(3-4):417-40.
- 16 - Asil Gharebaghi S, Shirzad M. Chaotic Vortex-Induced Vibrations of Rigid Cylinders with Nonlinear Snapping Support. *International Journal of Bifurcation and Chaos*. 2024 Jun 15:2450096.
- 17 - Asil Gharebaghi S, Shirzad M. Numerical study of the dynamic behavior of cylinders with nonlinear support exposed to flow. *Journal of Marine Engineering*. 2023 Nov 10;19(40):30-42.
- 18 - Gao Y, Liu L, Zou L, Zhang Z, Yang B. Effect of surface roughness on vortex-induced vibrations of a freely vibrating cylinder near a stationary plane wall. *Ocean Engineering*. 2020 Feb 15;198:106837.
- 19 - Prasanth TK, Mittal S. Vortex-induced vibration of two circular cylinders at low Reynolds number. *Journal*

سرعت جریان، این ضریب کاهش می‌یابد و در سرعت‌های کاهش‌یافته بزرگ، مقداری نزدیک به صفر دارد. در سرعت‌های کاهش‌یافته بزرگ، نیروهای لزجت بر نیروهای اینرسی غلبه می‌کنند. این باعث می‌شود که جریان سیال به صورت آرام و لایه روی سطح جسم حرکت کند و جدایش جریان رخ ندهد. در نتیجه، نیروی برآیی تولید شده بسیار کم و نزدیک به صفر خواهد بود.

۵- تقریباً می‌توان گفت که سیستم‌هایی با γ کوچک‌تر عدد استروهال بزرگ‌تری ایجاد می‌کنند. عدد استروهال بسته به مقدار سرعت جریان، سه نوع رژیم رفتاری را نشان می‌دهد. با افزایش سرعت جریان، عدد استروهال، در رژیم I، کاهش می‌یابد. در رژیم II اندکی افزایش می‌یابد و در نهایت در رژیم III با شدت زیادی کاهش می‌یابد. کاهش عدد استروهال در سرعت‌های بالاتر نشان می‌دهد که در این سرعت‌ها، الگوی جدایش گردابه‌ها پیچیده‌تر شده و فرکانس جدایش کاهش می‌یابد. با افزایش مقدار γ ، نقاط شروع و پایان رژیم II در سرعت کاهش‌یافته کمتری قرار می‌گیرند و محدوده رژیم I کوچک‌تر می‌شود. این بدان معنی است که با افزایش γ ، در سرعت‌های کاهش یافته پایین‌تر، فرکانس جدایش گردابه‌ها به حداکثر خود می‌رسد. همچنین، با کاهش مقدار γ ، دامنه تغییرات عدد استروهال کاهش می‌یابد. این نشان می‌دهد که با افزایش غیرخطی بودن سیستم، حساسیت فرکانس جدایش گردابه‌ها به تغییرات سرعت جریان کاهش پیدا می‌کند.

تاییدیه اخلاقی: محتویات علمی حاصل فعالیت‌های پژوهشی نویسندگان بوده و صحت نتایج آن نیز بر عهده نویسندگان مقاله است. همچنین تایید می‌شود که این مقاله در نشریه دیگری چاپ نشده و یا در دست بررسی برای چاپ نمی‌باشد.

تعارض منافع: در فرآیند انجام و گزارش، بی‌طرفی رعایت شده و تعارض منافعی وجود نداشته است.

منابع مالی: منابع مالی توسط نویسندگان تامین شده است.

منابع

- 1 - Zhao M, Kaja K, Xiang Y, Yan G. Vortex-induced vibration (VIV) of a circular cylinder in combined steady and oscillatory flow. *Ocean Engineering*. 2013 Nov 15;73:83-95.
- 2 - Rahman MA, Leggoe J, Thiagarajan K, Mohd MH, Paik JK. Numerical simulations of vortex-induced vibrations on vertical cylindrical structure with different aspect ratios. *Ships and Offshore Structures*. 2016 May 18;11(4):405-23.
- 3 - Lou M, Chen P, Chen Z. Experimental investigation on the suppression of vortex-induced vibration of two interfering risers by control rods. *Ships and Offshore Structures*. 2017 Nov 17;12(8):1117-26.
- 4 - Gao Y, Zhang Z, Zou L, Zong Z, Yang B. Effect of boundary condition and aspect ratio on vortex-induced vibration response of a circular cylinder. *Ocean Engineering*. 2019 Sep 15;188:106244.

- of Fluids and Structures*. 2009 May 1;25(4):731-41.
- 20 - Bao Y, Huang C, Zhou D, Tu J, Han Z. Two-degree-of-freedom flow-induced vibrations on isolated and tandem cylinders with varying natural frequency ratios. *Journal of Fluids and Structures*. 2012 Nov 1;35:50-75.
- 21 - Ramlan R, Brennan MJ, Mace BR, Kovacic I. Potential benefits of a non-linear stiffness in an energy harvesting device. *Nonlinear Dynamics*. 2010 Mar;59:545-58.
- 22 - Huynh BH, Tjahjowidodo T, Zhong Z, Wang Y, Srikanth N. Chaotic responses on vortex induced vibration systems supported by bi-stable springs. In *ISMA2016 International Conference on Noise and Vibration Engineering*. 2016 (pp. 695-704).
- 23 - Lee JH, Bernitsas MM. High-damping, high-Reynolds VIV tests for energy harnessing using the VIVACE converter. *Ocean Engineering*. 2011 Nov 1;38(16):1697-712.
- 24 - Gao Y, Zhang Z, Zou L, Liu L, Yang B. Effect of surface roughness and initial gap on the vortex-induced vibrations of a freely vibrating cylinder in the vicinity of a plane wall. *Marine Structures*. 2020 Jan 1;69:102663.