طراحی بهینه و مدل‌سازی عددی توربین بادی بدون پره

سید محمود هاشمی نژاد[۱*] ، یاسین معصومی[۲]

[۱] استادیار، پژوهشگاه مواد و انرژی، تهران، ایران، hashemi@merc.ac.ir
[۲] پسآ دکتری، دانشگاه علم و صنعت، yasinmasumi1370@gmail.com

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:
تاریخ دریافت مقاله: ۱۴۰۲/۰۱/۲۸
تاریخ پذیرش مقاله: ۱۴۰۲/۰۸/۱۵
تاریخ انتشار مقاله: ۱۴۰۲/۰۸/۲۲

کلمات کلیدی:
توربین بدون پره
شبیه‌سازی FSI چند فیزیک،
ورق پیزوالکتریک
برداشت انرژی از FIV

چکیده

هدف اصلی مقاله حاضر، شبیه‌سازی عددی برداشت انرژی آیروالاستیک از نوسانات ناشی از جریان عبوری از یک تیر مرکب عمودی انعطاف‌پذیر نصب شده بر کف قرار گرفته در امتداد یک استوانه صلب با سطح مقطع دایروی، به عنوان یک پیکربندی ساده از توربین‌های بدون پره، می‌باشد. مکانیزم اصلی برداشت انرژی در این سیستم برمبنای تکه مواد پیزوالکتریک چسبانده شده در ریشه تیر الاستیک می باشد. همچنین، شبیه‌سازی و تعیین پارامترهای اصلی آئروالاستیک سیستم از طریق یک حل‌گر عددی کوپله سازه- سیال گذرا دو سویه بر مبنای روش دینامیک سیالات و جامدات محاسباتی مد نظر می‌باشد . نتایج به دست آمده نشان می دهد که کاهش جرم استوانه از ۲۰g به ۵g، افزایش ضخامت ورق از ۰/۵mm به ۰/۸mm و افزایش مدول یانگ از ۵۰GPa به ۸۰GPa می تواند به ترتیب تا ۹۰٪، ۷۰٪ و ۹۰٪ باعث بهبود حداکثر برداشت انرژی در ناحیه قفل شدگی گردد.

Optimum design and numerical modeling of a bladeless wind turbine

Seyyed Mahmoud Hasheminejad [1*], Yasin Masoumi [2]

[1] *Assistant Professor, Materials and Energy Research Center (MERC), Tehran, Iran; hashemi@merc.ac.ir*
[2] *Postdoc researcher, Iran University of Science and Technology;* yasinmasumi1370@gmail.com

ARTICLE INFO

Article History:
Received: 17 Apr 2023
Accepted: 06 Nov 2023
Available online: 13 Nov 2023

Keywords:
Bladeless turbine
FSI multiphysics simulation
piezoelectric patch
FIV energy harvesting

ABSTRACT

In this paper, a novel high-performance FIV-based aeroelastic bladeless turbine energy harvester that functions based on the piezoelectric mechanism is proposed and numerically implemented. The harvester consists of a circular cylinder fitted at the end of a flexible wall-mounted cantilever plate equipped with a piezoelectric (PZT) patch at its root. The three-dimensional flow field distribution of the piezoelectric-based energy harvesting system is simulated through a partitioned two-way iteratively implicit fully coupled nonlinear transient fluid structure interaction (FSI) scheme implemented in a multiphysics CFD-FEM simulation framework. The obtained results show that by decreasing the mass of the cylinder from 5g to 20g, and increasing the thickness of the base from 0.5mm to 0.8mm and Young's modulus from 50Gpa to 80Gpa, the maximum energy harvesting in the locking zone can improve up to %90, %70, and %90 respectively.

۱ – مقدمه

جریان سیال یک منبع انرژی است که با عبور از روی سازه‌ها می‌تواند باعث تحریک ارتعاشات (FIV[1]) آن‌ها شود. از این پدیده می‌توان در برداشت انرژی از سیال استفاده نمود [۱]. اخیرا برداشت انرژی نوسانات سیستم ناشی از جریان سیال توسط توربین‌های بدون پره مورد بررسی قرار گرفته است. این نوع توربین شامل ستونی است که در اثر وزش باد می‌لرزد و از این طریق انرژی الکتریکی تولید می‌شود. برای این منظور با عبور جریان از روی بدنه توربین، گردابه هایی به صورت تناوبی از دوسمت آن جدا می شوند که باعث ارتعاش آن در جهت عرضی

[1] Flow-Induced Vibration

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-09-17]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1402.19.40.3.1]
[DOI: 10.61186/marineeng.19.40.16]

نسبت به جریان می شود. بلافاصله پس از آنکه این سازه ها شروع به لرزش می کنند، نوعی دستگاه تناوبگر حرکات مکانیکی آن را به الکتریسیته تبدیل می کند. در شکل ۱ هندسه واقعی یک نوع توربین بدون پره به همراه مکانیزم اصلی رهایش گردابه ها جهت تحریک فرکانس ارتعاشات سیستم نشان داده شده است.

شکل ۱ – هندسه یک توربین بدون پره به همراه نحوه عبور جریان از روی آن.

مزیت اصلی این سیستم‌ها نسبت به توربین‌های بادی متداول مقرون به صرفه بودن، سازگاری با محیط زیست، آلودگی صوتی پایین، ایمنی و قابلیت اطمینان بالا، سادگی طراحی، هزینه ساخت و نگهداری پایین، عمر طولانی، حداقل خرابی های مکانیکی، و همچنین قابلیت نصب و راه اندازی و بهره وری عملیاتی حتی در محیط‌هایی با میانگین سرعت باد پایین می‌باشد[۲،۳] . مقرون به صرفه بودن، یکی از مزایای اصلی این سیستم‌ها است. در واقع بازگشت سرمایه در این نوع سیستم‌ها به واسطه طراحی، استفاده از مواد خام و نیاز غیر ضروری به ماشین خانه های معمولی، مکانیسم‌های پشتیبانی، پروانه‌ها و ژنراتورهای بادی باشد[۴]. [4]. علاوه بر این، طراحی ساده این توربین‌های بدون پره به این معنی است که به منظور کاهش اصطکاک از روغن روان کننده استفاده نمی شود. علاوه بر این، برخلاف نیروگاه‌های بادی معمولی که می‌توانند به دلیل وجود پره‌های بزرگ و آلودگی صوتی تولید شده، حیات وحش را مختل کنند، این سیستم‌ها به حیات وحش اطراف آسیبی نمی‌رسانند و صدای تولید شده آنقدر کم است که آزار دهنده نیست[۵].

اخیرا سونگ و همکاران [۶] در سال ۲۰۱۵ به بررسی پارامترهایی جهت افزایش برداشت انرژی از توربین‌های بدون پره کردند. آنها نتیجه گرفتند که استوانه‌ای با وزن کم و قطر زیاد می‌تواند راندمان برداشت انرژی را افزایش دهد. دایی و همکاران [۷] در سال ۲۰۱۶ با چسباندن یک لایه پیزوالکتریک به پایه این توربین‌ها اقدام به برداشت انرژی از آن‌ها کردند. ژانگ و همکاران [۸] در سال ۲۰۱۷ به بررسی اثر یک استوانه و استوانه و ورق بر بردا شت انرژی پرداختند. آنها با قرار دادن این دو استوانه در کنار هم باعث افزایش نوسانات و در نتیجه برداشت انرژی بیشتر شدند. سونگ و همکاران [۹] در سال ۲۰۱۷ به بررسی استفاده از ورق پیزوالکتریک متصل به یک استوانه در بحث برداشت انرژی پرداختند. در این تحقیقات یک سر ورق به تکیه‌گاه و سر دیگر آن به استوانه متصل شده بود. مجیا و همکاران [۱۰] در سال ۲۰۱۸ از یک ورق پیزوالکتریک قائم متصل به یک استوانه بلند قرار گرفته در معرض جریان انرژی برداشت کردند. در این تحقیقات آنها با تغییر خصوصیات هندسی سازه به بهینه سازی انرژی برداشت شده ناشی از خمش ورق پیزوالکتریک پرداختند. ثومایی و همکاران [۱۱] در سال ۲۰۱۹ ارتعاشات یک توربین بدون پره کوچک را بررسی کردند. در این تحقیق با تغییر سازه سعی شده است به صورت آزمایشگاهی راندمان سیستم بالا رود. فرانسیس و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۲۱ اثر پارامترهای مختلف هندسی بر راندمان توربین های بدون پره و بحث فرکانس و دامنه نوسانات آن را بررسی کردند. دهقانی و همکاران [۴] در سال ۲۰۲۱ با استفاده از روش یادگیری عمیق[2] به بررسی پارامترهای یک توربین بدون پره پرداختند. در نهایت این مقاله رابطه‌ای را برای پیشبینی راندمان این سیستم ارائه داده است. مافتونی و همکاران [۱۳] در سال ۲۰۲۱ به بررسی دامنه و فرکانس نوسانات و کنترل سیستم با توجه به نیروی پسآ وارد بر سیستم پرداختند. سباب و همکاران [۱۴] در سال ۲۰۲۱ به بررسی عددی ۲ و ۳ بعدی توربین‌های بدون پره پرداختند. در این تحقیقات آنها با شبیه‌سازی‌های متعدد راندمان این سیستم‌ها را بررسی کردند. رمدهانی و همکاران [۱۵] در سال ۲۰۲۲ به بهینه سازی طراحی مکانیکی توربین بادی بدون پره برای تامین برق در اندونزی پرداختند. در این تحقیقات با تغییر در شکل و هندسه سازه و همچنین اصطکاک سیستم سعی بر افزایش راندمان الکتریکی بوده است. یونیس و همکاران [۱۶] در سال ۲۰۲۲ جمع‌آوری انرژی ناشی از VIV را با استفاده از یک توربین بدون پره بررسی نمودند. در این تحقیقات با تغییر سطح مقطع هندسه سعی در بهبود راندمان سیستم بوده است.

با توجه به مطالبی که گفته شد، هدف اصلی طرح حاضر شبیه سازی عددی برداشت انرژی آیروالاستیک از نوسانات ناشی از جریان عبوری از یک تیر مرکب عمودی انعطاف پذیر نصب شده بر کف، که در امتداد یک استوانه صلب با سطح مقطع دایروی قرار گرفته است، به عنوان یک پیکربندی ساده از توربین‌های بدون پره می‌باشد. مکانیزم اصلی برداشت انرژی در این سیستم برمبنای تکه‌های مواد پیزوالکتریک چسبانده شده در ریشه تیر الاستیک

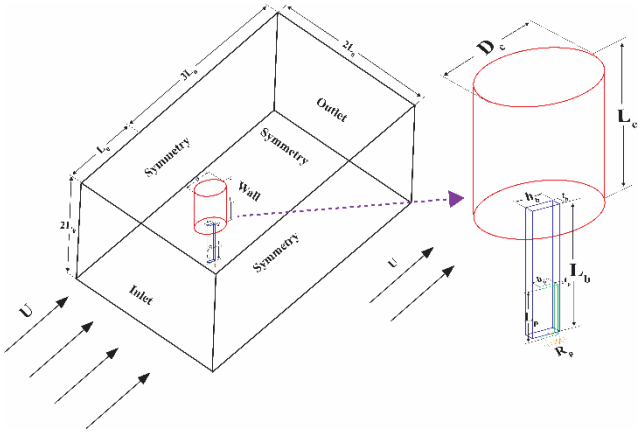
[2] Deep Learning

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-09-17]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1402.19.40.3.1]
[DOI: 10.61186/marineeng.19.40.16]

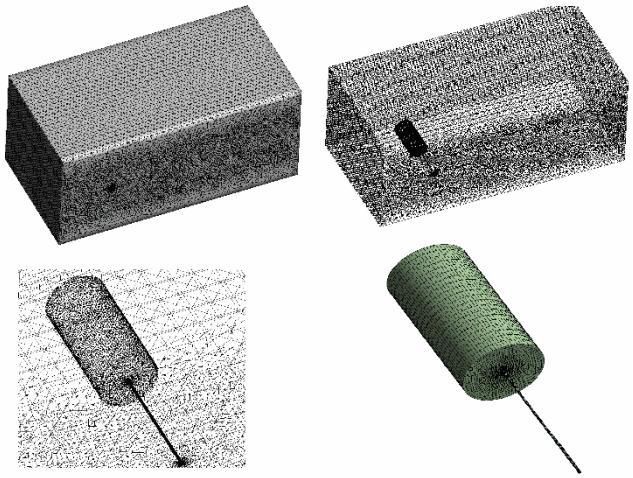
می باشـــد. در این تحقیق با تغییر پارامترهایی همچون چگالی استوانه، سختی و ضخامت پایه نگه دارنده به شبیه‌سازی و تعیین پارامترهای اصلی هیدروالاستیک سیستم، میدان جریان سه‌بعدی، و انرژی قابل برداشـــت از طریق یک حل‌گر عددی کوپله ســـازه-سیال (FSI) گذرا دو سویه بر مبنای روش CFD-CSD پرداخته شده است. در این راستا، مدل‌سازی آشفتگی طبق روش میانگین گیری رینولدز (RANS) با مدل انتقال تنش برشی k-ω (SST) انجام خواهد شـــد. در تحقیق حاضـــر تلاش خواهد شـــد با تغییر هندسه سیستم، محدوده و مقدار برداشت انرژی گسترش پیدا کند. امید اســـت با انجام این تحقیق بتوان گام بلندی را در زمینه توسعه انرژی‌های تجدیدپذیر در جمهوری اسلامی ایران برداشت.

۲ – روش حل عددی

در این بخش سیستم توربین بدون پره برداشت کننده انرژی ناشی از عبور جریان از روی سازه شامل استوانه دایره ای متصل به یک میله با یک لایه ورق پیزوالکتریک PZT چسبیده به ریشه تشریح شده است. این شبیه سازی‌ها در محیط نرم‌افزار تجاری انسیس انجام شـــده اســـت. همچنین آنالیزهای مربوط به جریان ســـیال و حرکات سازه به ترتیب در نرم‌افزارهای Fluent و Mechanical APDL انجام شـــده و انتقال اطلاعات از طریق ماژول کوپل‌کننده[۳] (SC) انجام می شود. در شکل ۲ مشاهده می شود که طول و قطر اســـتوانه L_c و D_c و همچنین طول، عرض و ضـــخامت پایه توربین با پایین نویس b و ورق پیزوالکتریک با پایین نویس p با L، h و t نشان داده شده است. همچنین مقاومت الکتریکی متصل به پایه پیزو با نماد R_p نمایش داده شـــده اســـت. همچنین ابعاد و شرایط مرزی ناحیه محاسباتی نیز در شکل ۲ آورده شده است. همچنین لازم به ذکر است که برای شرط ورودی، جریان با سرعت ثابت و برای شـــرط خروجی، جریان خروجی در نظر گرفته شـــده است. اطراف و بالای ناحیه محاسباتی شرط تقارن داشته و کف نیز دیوار بوده است. در شکل ۳ شبکه بندی ناحیه محاسباتی اطراف توربین بدون پره و خود توربین دیده می شود. با توجه به شکل ۳ مشاهده می شود که بر روی توربین بدون پره شبکه بندی منظم چهار وجهی آورده شده است. همچنین ناحیه محاسباتی به صورت منظم و گوه ای شـــکل شـــبکه بندی شـــده اســـت. با این وجود در وجهی از ناحیه محاســـباتی که پایه به زمین متصـــل شـــده اســـت، شبکه بندی نامنظم مشاده می شود. در این تصویر نمای مربوط به دیواره های اطراف ناحیه محاســـباتی، داخل آن و همچنین نمای نزدیک به توربین دیده می شـــود. مشـــاهده می شـــود که در نواحی که احتمال تغییرات شـــدیدتر جریان وجود داشـــته اســـت، شـــبکه بندی نیز به همان نسبت ریزتر شده است.



شکل ۲ – شماتیک هندسه و دامنه محاسباتی توربین بدون پره.



شکل ۳ – شبکه بندی ناحیه محاسباتی.

به منظور تحلیل مسئله در ناحیه سیال، از معادلات ناویراستوکس و پیوستگی استفاده شده است. در محاسبات مربوط به یک مسئله FSI، این معادلات به فرم ALE گسسته‌سازی می‌شوند. چراکه با تغییر شـــکل ســـازه، ناحیه شـــبکه‌بندی شـــده در ســـیال نیز تغییر می‌کند، لذا این ناحیه باید توســـط یک الگوریتم شـــبکه متحرک[۴] اصـــلاح شـــود [۱۷] . برای برقراری بقا در زمان[۵] برای این معادلات جدا سازی شده، حجم جاروب شده تو سط مرزهای حجم کنترل باید به گونه‌ای محاسبه شود که با گسسته‌سازی زمانی تغییر حجم آن ســـازگار باشـــد. همچنین، بر اســـاس قانون بقای هندســـی[۶] (GCL)، هر گسسته‌سازی با توجه به محاسبه منسجم کمیت‌های هندســـی وابســـته به زمان، محدودیت خاص خود را دارد [۱۸]. از این رو معادلات پیوستگی و ناویراستوکس در فرم ALE به صورت زیر نوشته می‌شوند [۱۹] :

$$\rho_f \frac{\partial}{\partial t}\mathbf{u}_f + \rho_f[(\mathbf{u}_f - \mathbf{u}_m).\nabla]\mathbf{u}_f = \nabla.(\boldsymbol{\sigma}_f) + \rho_f \mathbf{b}_f \quad \text{in}, \Omega_f \qquad (۱)$$

$$\nabla.\mathbf{u}_f = 0 \qquad \text{in } \Omega_f, \qquad (۲)$$

[3] System coupling
[4] Moving (deforming) mesh algorithm
[5] Conservative in time
[6] Geometric conservation law

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-09-17]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1402.19.40.3.1]
[DOI: 10.61186/marineeng.19.40.16]

که در این رابطه اندیس "f" بیان‌گر موئلفه سیال، $\mathbf{u}_{\mathrm{f}}$ سرعت سیال، ρ_{f} چگالی سیال، $\mathbf{u}_{\mathrm{m}}$ سرعت مش[۷] محاسبه شده [۲۰] ، $\mathbf{b}_{\mathrm{f}}$ بردار نیروهای حجمی و Ω_{f} ناحیه مشخص شده سیال هستند.
همچنین تانسور تنش $\boldsymbol{\sigma}_{\mathrm{f}}$ به صورت زیر تعریف می‌شود که p فشار سیال، $\mathbf{I}$ تانسور، ν_{f} لزجت دینامیکی سیال و ν_{tf} لزجت دینامیکی آشفتگی که از طریق مدل‌سازی آشفتگی k-ω (SST) به دست می‌آید[۱۹] .

$$\boldsymbol{\sigma}_{\mathbf{f}} = -\boldsymbol{p}\mathbf{I} + \boldsymbol{\rho}_{\mathbf{f}}\left(\boldsymbol{\nu}_{\mathbf{f}} + \boldsymbol{\nu}_{\boldsymbol{ft}}\right)[\boldsymbol{\nabla}\mathbf{u}_{\mathbf{f}} + (\boldsymbol{\nabla}\mathbf{u}_{\mathbf{f}})^{\mathbf{T}}] \quad (۳)$$

در این راستا معادلات حاکم برای انتقال انرژی جنبشی آشفتگی، k، و نرخ اتلاف ویژه، ω در ترکیب با معادلات حاکم اصلی حل شده اند [۲۱] :

$$\rho\frac{\partial(k)}{\partial \mathrm{t}} + \rho\frac{\partial(k\,u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_k\frac{\partial k}{\partial x_j}\right) + G_k + Y_k + S_k \quad (۴)$$

$$\rho\frac{\partial(\omega)}{\partial \mathrm{t}} + \rho\frac{\partial(\omega\,u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\omega\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right) + G_\omega + Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (۵)$$

که $G_k = -\rho\overline{u_i'u_j'}\frac{\partial u_j}{\partial x_i}$ بخش مربوط به تولید انرژی جنبشی $G_\omega = \alpha\frac{\omega}{k}G_k$، بخش تولید نرخ اتلاف مخصوص هستند. علاوه بر این، $\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$ و $\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}$ بیان‌گر اثرات پخش k و ω بوده و $Y_k = \rho\beta^* k\omega$ و $Y_\omega = \rho\beta_i\omega^2$ بیان گر بخش‌های اضمهلال k و ω هستند. نهایتا $\mathrm{D}_\omega = 2(1-F_1)\rho\sigma_{\omega,2}\frac{1}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j}$ بیان گر پخش عرضی و (S_k, S_ω) بخش‌های مربوط به تولید تعریف شده توسط کاربر هستند. در اینجا حل‌گر فشار مبنا برای محاسبات عددی انتخاب شده و در این راستا از الگوریتم SIMPLE به منظور برقراری تعامل بین گردایان‌های فشار و سرعت استفاده شده است. همچنین معادله مومنتوم و آشفتگی با روش پیش رو مرتبه دوم[۸] و معادله فشار با روش مرتبه دوم[۹] گسسته می‌شود. علاوه بر آن، روش DS[۱۰] و DR[۱۱] برای کنترل تغییر شکل‌های شبکه ناشی از حرکت سازه استفاده شده است.

یک ماده پیزوالکتر یک دارای میدان های تعاملی الکتریکی و مکانیکی است. حالت پیزوالکتریک را می‌توان به اثرات پیزوالکتریک مستقیم (حسگر) و معکوس (محرک) تقسیم کرد. در این راستا پاسخ مکانیکی ورق جداکننده پیزوالکتریک انعطاف‌پذیر توسط معادله تنش-تعادل (بقای تکانه)[۲] و پاسخ الکتریکی برای بقای جابجایی الکتریکی، $\mathbf{D}$ با استفاده از معادله ماکسول[۳] بیان می‌شود [۲۲] :

$$\rho_{\mathrm{s}}\ddot{\mathbf{u}}_{\mathrm{s}} = \boldsymbol{\nabla}.\bar{\boldsymbol{\sigma}}_{\mathrm{s}} + \mathbf{f}, \qquad \text{in} \quad \Omega_{\mathrm{s}}, \quad (۶)$$

$$\boldsymbol{\nabla}.\mathbf{D} = 0, \qquad \text{in} \quad \Omega_{\mathrm{s}}, \quad (۷)$$

که زیرنویس "s" بیان‌گر موئلفه سازه، Ω_{s} ناحیه مشخص شده سازه، ρ_{s} چگالی سازه، $\mathbf{u}_{\mathrm{s}}$ جابجایی سازه، $\mathbf{f}$ بردار نیروی حجمی وارده بر سازه، $\bar{\boldsymbol{\sigma}}_{\mathrm{s}}$ تنش اصلاح شده کوشی، با معادلات سازنده متناظر پیزوالکتریک خطی که به شکل زیر نوشته می‌شوند [۲۲]:

$$\bar{\boldsymbol{\sigma}}_{\mathbf{s}} = \boldsymbol{\sigma}_{\mathbf{s}} - \mathbf{e}\boldsymbol{\Phi} \quad (۸)$$

$$\mathbf{D} = \mathbf{e}^{\mathbf{T}}\mathbf{E} - \boldsymbol{\varepsilon}^{\mathbf{T}}\boldsymbol{\Phi} \quad (۹)$$

که $(\boldsymbol{\sigma}_{\mathrm{s}}, \mathbf{E})$ بیانگر بردارهای تنش و کرنش، $(\mathbf{D}, \boldsymbol{\Phi} = -\boldsymbol{\nabla}\phi)$ مشخص کننده بردارهای میدان جابجایی و الکتریکی، $(\mathbf{e}, \boldsymbol{\varepsilon})$ ماتریس‌های پیزوالکتریک و دی الکتریک و ϕ پتانسیل الکتریکی هستند. همچنین جریان الکتریکی در الکترودهای بالایی و پایینی هر لایه ورق جداکننده بایمورف پیزوالکتریک را بر اساس قانون گاوس با انتگرال‌گیری بر روی ناحیه قرارگیری الکترود (Γ_{s}) محاسبه کرد.

$$\frac{d}{dt}\int_{\Gamma_{\mathrm{s}}}(\boldsymbol{D}.\mathbf{n})\,\mathrm{d}\Gamma_{\mathrm{s}} = \frac{V_{\mathrm{p}}}{R_{\mathrm{p}}} = I_{\mathrm{p}} \quad (۱۰)$$

در این رابطه $\mathbf{n}$ بردار یکه عمود بر سطح، $V_{\mathrm{p}} = \phi$ پتانسیل الکتریکی روی سطوح پیزوالکتریک و R_{p} مقاومت متصل به پیزو هستند در ادامه با استفاده از روش اصل همیلتون و وریشن‌گیری[۱۴] خواهیم داشت [۲۳،۲۴] :

$$L = \int_{t_0}^{t}\delta\,(T-U)\,\mathrm{d}t + \int_{t_0}^{t}\delta\left(W_{\mathrm{df}} + W_{\mathrm{pf}}\right)\mathrm{d}t \quad (۱۱)$$

که در اینجا $(U, T, W_{\mathrm{df}}, W_{\mathrm{pf}})$ به ترتیب بیان‌گر انرژی کرنشی، انرژی جنشی و نیروهای سطحی و نقطه‌ای هستند.

$$\begin{aligned}
\Delta U &= \int_{\Omega_{\mathrm{S}}}(\Delta\mathbf{E}:\bar{\boldsymbol{\sigma}}_{\mathrm{S}} - \Delta\boldsymbol{\Phi}.\mathbf{D})\mathrm{D}\Omega_{\mathrm{S}},\\
\delta T &= \int_{\Omega_{\mathrm{s}}}\rho_{\mathrm{s}}\delta\mathbf{u}_{\mathrm{s}}.\ddot{\mathbf{u}}_{\mathrm{s}}\,\mathrm{d}\Omega_{\mathrm{s}},\\
\delta W_{\mathrm{df}} &= \int_{\Omega_{\mathrm{s}}}\delta\mathbf{u}_{\mathrm{s}}.\mathbf{f}\,\mathrm{d}\Omega_{\mathrm{s}} + \int_{\Gamma_{\mathrm{s}}}(\delta\mathbf{u}_{\mathrm{s}}.\mathbf{t}_{\mathrm{f}})\,\mathrm{d}\Gamma_{\mathrm{s}}
\end{aligned} \quad (۱۲)$$

که در آن q بار الکتریکی در سطح پیزوالکتر یک، $\mathbf{t}_{\mathrm{f}}$ بیان‌گر نیروهای برشی سطح سازه و سیال هستند (Γ_{s}). نیروهای نقطه‌ای اعمال شده به سیستم به صورت زیر هستند:

$$W_{\mathrm{pf}} = W_{R_{\mathrm{p}}} = (\phi/R_{\mathrm{P}})\delta\phi \quad (۱۳)$$

[1] The dynamic remeshing procedure
[2] Stress–equilibrium (momentum conservation)
[3] Maxwell's equation
[4] Hamilton's principle of variational mechanics
[7] Mesh velocity
[8] The second-order upwind
[9] The second-order scheme
[10] The diffusion-based smoothing

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-09-17]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1402.19.40.3.1]
[DOI: 10.61186/marineeng.19.40.16]

معادله حاکم بر سازه در حالت وریشن گیری ضعیف[۵] به شرح زیر است [۲۵]:

$$\int_{\Omega_s} \rho_s \delta\mathbf{u}_s \cdot \ddot{\mathbf{u}}_s \, d\Omega_s - \int_{\Omega_s} \delta\mathbf{E}: \boldsymbol{\sigma}_s \, d\Omega_s + \int_{\Omega_s} \delta\mathbf{E}: \mathbf{e}: \boldsymbol{\Phi} \, d\Omega_s + \int_{\Omega_s} \delta\boldsymbol{\Phi}: \mathbf{e}^{\mathrm{T}}: \mathbf{E} \, d\Omega_s - \int_{\Omega_s} \delta\boldsymbol{\Phi}: \boldsymbol{\varepsilon}: \boldsymbol{\Phi} \, d\Omega_s + \int_{\Omega_s} \delta\mathbf{u}_s . \mathbf{f} \, d\Omega_s + \int_{\Gamma_s} (\delta\mathbf{u}_s . \mathbf{t}_f) \, d\Gamma_s - (\phi/R_P)\delta\phi = 0 \quad (۱۳)$$

در مرحله بعد، با اتخاذ یک روش توسعه داده شده، که در آن نتایج در هر مرحله از نتایج مرحله قبل به دست می‌آید، با استفاده از روش ULJ می‌توان از این روابط برای حل هندسه با تغییر شکل‌های غیرخطی با جابجایی‌ها، چرخش‌ها و کرنش‌های بزرگ استفاده نمود [۲۶]. با پیروی از رویکرد به کارگرفته شد [۲۳] ، معادلات شبیه‌سازی سازه را می‌توان از فرمول‌بندی المانی بر اساس اصل کار مجازی استخراج کرد. از آنجایی که در تنش کوشی تأثیر چرخش جسم صلب وارد نشده است، در نتیجه نرخ جومن تنش کوشی[۶] می‌توان به عنوان نرخ تنش مشخص در معادله سازنده[۷] مورد استفاده قرار داد. بنابراین، برای به دست آوردن این روابط زمان‌مند اساسی[۸] نرخ تنش کوشی را می‌توان به صورت زیر بیان کرد [۲۷]:

$$\dot{\boldsymbol{\sigma}}_s = \dot{\boldsymbol{\sigma}}_s^{\mathrm{J}} + \boldsymbol{\omega}\,\boldsymbol{\sigma}_s + \boldsymbol{\sigma}_s\,\boldsymbol{\omega}^{\mathrm{T}} \quad (۱۴)$$

که $\boldsymbol{\omega} = \frac{1}{2}(\nabla\mathbf{v}_s - \nabla\mathbf{v}_s{}^{\mathrm{T}}) = \boldsymbol{\Omega}/\Delta t$ تانسور چرخش، $\mathbf{v}_s$ بردار سرعت، $\dot{\boldsymbol{\sigma}}_s^{\mathrm{J}}$ نرخ جومن تغییر تنش کوشی و $\dot{\boldsymbol{\sigma}}_s$ نرخ زمانی تنش کوشی هستند. همچنین دوران چرخشی[۹] موثر با توجه به سیستم پیاده شده فعلی می‌تواند به صورت $\boldsymbol{\Omega} = \frac{1}{2}(\nabla\Delta\mathbf{u}_s - \nabla^{\mathrm{T}}\Delta\mathbf{u}_s)$ بیان شود. علاوه بر این بر مبنای قانون ماده سازنده[۲۸،۲۹] . تغییر در تنش ناشی از کرنش می‌تواند به صورت $\dot{\boldsymbol{\sigma}}_s^{\mathrm{J}} = \mathbf{C}_{\mathrm{EI}}^{\mathrm{J}}: \mathbf{D}$ بیان شود. که $\mathbf{D} = \frac{1}{2}(\nabla\mathbf{v}_s + \nabla\mathbf{v}_s{}^{\mathrm{T}}) = \dot{\boldsymbol{\epsilon}}$ نرخ تانسور تغییرات، $\mathbf{C}_{\mathrm{EI}}^{\mathrm{J}}$ مدول مماسی[۱۰] و $\Delta\boldsymbol{\epsilon} = \mathbf{D}\Delta t$ کرنش افزایشی خواهند بود. در نتیجه، نرخ تنش کوشی در $t = t_{n+1}$ می‌تواند به فرم زیر بیان شود:

$$(\boldsymbol{\sigma}_s)_{n+1} = (\boldsymbol{\sigma}_s)_n + \mathbf{C}_{\mathrm{EI}}^{\mathrm{J}}: \Delta\boldsymbol{\epsilon} + \boldsymbol{\Omega}\,(\boldsymbol{\sigma}_s)_n + (\boldsymbol{\sigma}_s)_n\,\boldsymbol{\Omega}^{\mathrm{T}} \quad (۱۵)$$

بنابراین در قالب جدا سازی المان محدود، دو معادله تعادلی سازه-پیزو را می‌توان به شکل کمیت‌های گره‌ای در قالب ماتریس کلی به صورت زیر نشان داد [۳۰،۳۱] :

$$\mathbf{M}_c\ddot{\mathbf{u}}_c + \mathbf{K}_c\mathbf{u}_c = \mathbf{F}_c \quad (۱۵)$$

که $\mathbf{M}_c = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{uu} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix}$ ،$\mathbf{K}_c = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{uu} & \mathbf{K}_{u\phi} \\ \mathbf{K}_{\phi u} & -\mathbf{K}_{\phi\phi} \end{bmatrix}$ ،$\mathbf{F}_c = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_u - \mathbf{f}_{u1} + \mathbf{K}_{uu}\,\mathbf{u}_n \\ \mathbf{f}_\phi \end{Bmatrix}$ ،$\mathbf{u}_c = \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_s \\ \phi \end{Bmatrix}$ هستند. در این روابط $(\mathbf{M}_{uu}, \mathbf{K}_{uu})$ بیان‌گر ماتریس های جرم و سختی سازه $(\mathbf{K}_{u\phi}, \mathbf{K}_{\phi\phi})$ماتریس‌های سختی پیزو و دی الکتریک $(\mathbf{f}_u - \mathbf{f}_{u1} + \mathbf{K}_{uu}\,\mathbf{u}_n, \mathbf{f}_\phi)$ بردارهای نیروی مکانیکی و بار الکتریکی هستند (توجه شود که $\mathbf{K}_{uu}$ ماتریس سختی سازه وابسته به جابجایی $\mathbf{u}_s$ است.). همچنین ماتریس‌های جرم و سختی و بردارهای نیرو مرتبط به صورت زیر استخراج می‌شوند:

$$\mathbf{M}_{uu} = \rho_s \int_{\Omega_s} \mathbf{N}_u^{\mathrm{T}}\,\mathbf{N}_u \, d\Omega_s,$$

$$\mathbf{K}_{\phi u} = \int_{\Omega_s} \mathbf{B}_\phi^{\mathrm{T}}\,\mathbf{e}\,\mathbf{B}_u \, d\Omega_s,$$

$$\mathbf{K}_{\phi\phi} = \int_{\Omega_s} \mathbf{B}_\phi^{\mathrm{T}}\,\boldsymbol{\varepsilon}\,\mathbf{B}_\phi \, d\Omega_s,$$

$$\mathbf{K}_{uu} = \int_{\Omega_s} \mathbf{B}_u^{\mathrm{T}}\,\mathbf{C}_{\mathrm{EI}}^{\mathrm{J}}\,\mathbf{B}_1 \, d\Omega_s + \int_{\Omega_s} \mathbf{B}_u^{\mathrm{T}}\,(\boldsymbol{\sigma}_s)_n\,\mathbf{B}_2^{\mathrm{T}} \, d\Omega_s + \int_{\Omega_s} \mathbf{B}_u^{\mathrm{T}}\,\mathbf{B}_2\,(\boldsymbol{\sigma}_s)_n \, d\Omega_s,$$

$$\mathbf{f}_u = \int_{\Omega_s} \mathbf{N}_u^{\mathrm{T}}\,\mathbf{f}_f\hat{\mathbf{f}} \, d\Omega_s + \int_{\Gamma_s} \mathbf{N}_u^{\mathrm{T}}\mathbf{f}_{\mathrm{t}_f}\hat{\mathbf{t}}_f \, d\Gamma_s,$$

$$\mathbf{f}_{u1} = \int_{\Omega_s} \mathbf{B}_u^{\mathrm{T}}\,(\boldsymbol{\sigma}_s)_n \, d\Omega_s,\ \mathbf{f}_\phi = \int_{\Omega_s} \mathbf{N}_\phi^{\mathrm{T}}\mathbf{f}_q\hat{q} \, d\Omega_s,$$

که جابجایی و پتانسیل الکتریکی با توجه به متغیر های گره‌ای $(\hat{\mathbf{u}}_s, \hat{\phi})$ به فرم زیر هستند:

$$\mathbf{u}_s = \mathbf{N}_u\hat{\mathbf{u}}_s,\ \phi = \mathbf{N}_\phi\hat{\phi}, \quad (۱۶)$$

که$(\mathbf{N}_u, \mathbf{N}_\phi)$ ماتریس‌های تابع شکل مربوطه را شامل می شوند [۳۰]. به همین ترتیب متغییرهای باقی مانده به صورت زیر به فرم متغییرهای گره‌ای تعریف می‌شوند:

$$\mathbf{E} = \mathbf{B}_u\hat{\mathbf{u}}_s\ ,\ \boldsymbol{\Phi} = \mathbf{B}_\phi\hat{\phi}\ ,\ \mathbf{f} = \mathbf{f}_f\hat{\mathbf{f}}\ ,\ \mathbf{t}_f = \mathbf{f}_{\mathrm{t}_f}\hat{\mathbf{t}}_f,$$

$$\Delta\boldsymbol{\epsilon} = \mathbf{B}_1\Delta\hat{\mathbf{u}}_s,\ \boldsymbol{\Omega} = \mathbf{B}_2\Delta\hat{\mathbf{u}}_s,\ q = \mathbf{f}_q\hat{q}, \quad (۱۷)$$

که ماتریس‌های $(\mathbf{B}_u, \mathbf{B}_\phi, \mathbf{B}_1, \mathbf{B}_2, \mathbf{f}_f, \mathbf{f}_{\mathrm{t}_f}, \mathbf{f}_q)$ تابع شکل مرتبط هستند.

در تحلیل گذرای حاضر، معادلات تعادل پیزو - سازه کوپل شده در حوزه زمان حل می شوند. از آنجایی که این یک سیستم مرتبه دوم در زمان است، روش FCNNTI[۲۲] را می‌توان به خوبی استفاده نمود [۱۹]. بر اساس این روش، معادلات دینامیکی غیرخطی سازه کوپل شده را می‌توان در زمان (t_{n+1}) به شکل زیر گسسته کرد [۳۰،۳۲] :

$$\mathbf{M}_c\ddot{\mathbf{u}}_c^{n+1} + \mathbf{C}_c\dot{\mathbf{u}}_c^{n+1} + \mathbf{K}_c\mathbf{u}_c^{n+1} = \mathbf{F}_c^{n+1} \quad (۱۸)$$

[1] Weak variational
[2] Jaumann rate of Cauchy stress
[3] Constitutive law
[4] An incrementally objective constitutive formulation
[5] Spin rotation
[6] Material constitutive
[7] Tangent modulus
[8] Fully coupled nonlinear Newmark time integration

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-09-17]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1402.19.40.3.1]
[DOI: 10.61186/marineeng.19.40.16]

که در مسئله حاضر، میرایی سازه ناچیز فرض می‌شود ($\mathbf{C_c} = \mathbf{0}$)، بار داخلی به صورت خطی با جابجایی گره متناسب نبوده و دارای رابطه‌ای به صورت $\mathbf{F_i^{n+1}}(\mathbf{u_c^{n+1}}) = \mathbf{K_c u_c^{n+1}}$ است [۳۰،۳۲] . همچنین، این[۲۳] TIA از خانواده نیومارک، به منظور به روز رسانی مکان و سرعت نیاز به تغییرات به صورت زیر دارد [۳۳]:

$$\dot{\mathbf{u}}_c^{n+1} = \dot{\mathbf{u}}_c^n + \left[(1-\tilde{\delta})\,\ddot{\mathbf{u}}_c^n + \tilde{\delta}\,\ddot{\mathbf{u}}_c^{n+1}\right]\Delta t$$
$$\mathbf{u}_c^{n+1} = \mathbf{u}_c^n + \dot{\mathbf{u}}_c^n \Delta t + \left[\left(\frac{1}{2}-\tilde{\alpha}\right)\ddot{\mathbf{u}}_c^n + \tilde{\alpha}\,\ddot{\mathbf{u}}_c^{n+1}\right]\Delta t^2 \quad (۱۹)$$

که $(\tilde{\alpha}, \tilde{\delta})$ پارامترهای یکپارچه سازی نیومارک هستند. همچنین فرم خطی عمل‌گر را می‌توان با استفاده از الگوریتم تکراری نیوتون-رافسن [۳۳] پس از معرفی پارامتر مقدار باقی مانده $\mathbf{R}_{n+1}(\mathbf{u}_c^{n+1})$ بیان نمود.

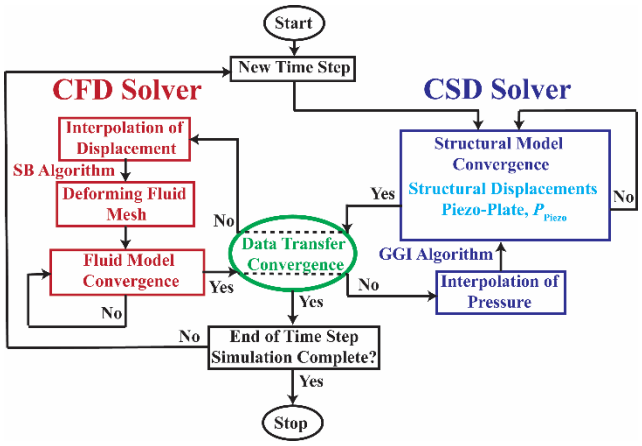
$$\mathbf{R}_{n+1}\left(\mathbf{u}_c^{(n+1,k)}\right) + \frac{\partial \mathbf{R}_{n+1}\left(\mathbf{u}_c^{(n+1,k)}\right)}{\partial \mathbf{u}_c^{(n+1,k)}}\,\Delta \mathbf{u}_c^{(n+1,k)} = \mathbf{0} \quad (۲۰)$$

شرط سازگاری هندسی برای اندرکنش سیال-سازه نشان می‌دهد که میدان‌های تنش نرمال و سرعت در سطح مشترک سیال-سازه باید پیوسته باشند. شرایط برهمکنش در سطح مشترک بین سیال و سازه به فرم برداری در ادامه بیان شده است [۳۴] :

$$\mathbf{u}_f = \dot{\mathbf{u}}_s$$
$$\boldsymbol{\sigma}_f.\mathbf{n} = \bar{\boldsymbol{\sigma}}_s.\mathbf{n} \quad (۲۱)$$

که $\mathbf{n}$ بردار عمود یکه به سمت بیرون است.

در مرحله بعد، روش اتصال ضعیف تقسیم‌بندی شده[۲۴] که می‌تواند از دقت زمانی مرتبه دوم با پایداری بالاتر برخوردار باشد [۳۵] ، برای اتصال حل‌کننده های CSD و CFD و حل مسئله شبیه سازی مشترک FSI استفاده می شود. جزئیات این الگوریتم به شرح زیر است [۳۶،۳۷] . معادلات حاکم بر جابجایی سازه و جریان سیال با حل کننده‌های CSD و CFD به طور متناوب در زمان حل می شوند. به منظور حل مسئله، تغییرات سازه در سطح مشترک سازه - سیال به عنوان یک شرط مرزی برای سیال (و بالعکس) در نظر گرفته می‌شود، و تا زمانی که معیار همگرایی برآورده شود این فرایند تکرار می‌شود. در این سطح مشترک، مبادله اطلاعات بر اساس روش های انتقال اطلاعات صورت می‌گیرد. از آنجایی که سازه و شبکه‌های سیال در سطح مشترک با یکدیگر همتا نیستند، درون‌یابی ضروری است. در اینجا، یک رویکرد اتصال ضمنی دو سویه منطبق بر تکرار[۲۵] به عنوان شبکه‌بندی عمومی سطح مشترک[۲۶] (GGI) و الگوریتم‌های نگاشت هوشمند[۲۷] (SBMA) برای انتقال داده بین حل‌گرها استفاده شده است. این رویکرد برای مدل سازی تغییر شکل‌های بزرگ‌تر که در آن تغییر شکل سازه به شدت تحت تأثیر میدان سیال قرار می‌گیرد، مناسب است [۳۸] . روند حل این الگوریتم در شکل ۴ نشان داده شده است.



شکل ۴ - مکانیزم کلی سیستم تعامل سازه سیال.

۳ – صحت سنجی و بررسی استقلال

در این بخش، روش محاسباتی حاضر با چندین نتیجه موجود از مقالات مختلف مقایسه شده است. شکل ۵ بخش الف نشان می‌دهد که نتایج حاضر با نتایج آزمایشگاهی [۳۹] تطابق نسبتا مناسبی دارد. در این شکل دامنه نوسانات استوانه در اعداد رینولدز مختلف $90 \le Re \le 140$ آورده شده است. همچنین در شکل ۵ بخش الف ناحیه قفل شدگی فرکانسی که همان ناحیه تطابق فرکانس رهایش گردابه ها با فرکانس طبیعی توربین است را نشان می دهد. در شکل ۵ بخش ب پاسخ زمانی جابجایی نوک یک ورق جداکننده متصل به پشت یک استوانه صلب ($Y^*_{\text{tip}} = Y_{\text{tip}}/D, X^*_{\text{tip}} = X_{\text{tip}}/D$ بر حسب زمان $T^* = tf = t/T$ با پارامترهای ورودی $Re = 100$، $L = 3.5D$؛ $\rho_s/\rho_f = 10$، $E/\rho_f U_\infty^2 =$ 1400؛ $\nu = 0.4$، $k = \infty\ \text{N/m}$، $c = 0\ \text{N/m.s}$) آورده شده است. با توجه به شکل، نتایج حاضر و نتایج تورک و هرون [۴۰] بسیار به هم نزدیک هستند. شکل ۵ بخش ج پاسخ زمانی دامنه نوسانات نوک یک ورق Y_{tip} یک سرگیردار مونومورف پیزوالکتر یک[۲۸] مغروق در سیال با پارامترهای ورودی ($L = 200D$؛ $h = 2D$؛ $\rho_f = 1.18\ \text{Kg/m}^3$؛ $\rho_s = 1800\ \text{Kg/m}^3$ ؛ $E = 2\ \text{Gpa}$ ؛ $\nu = 0.29$ ؛ $\varepsilon_{xx} = \varepsilon_{yy} = \varepsilon_{zz} = 1.062 \times 10^{-10}\text{F/m}$ ؛ $e_{31} = 3.13 \times 10^{-2}\text{C/m}^2$؛ $e_{32} = 0.36 \times 10^{-2}\text{C/m}^2, e_{33} = -5.9 \times 10^{-2}\text{C/m}^2$)

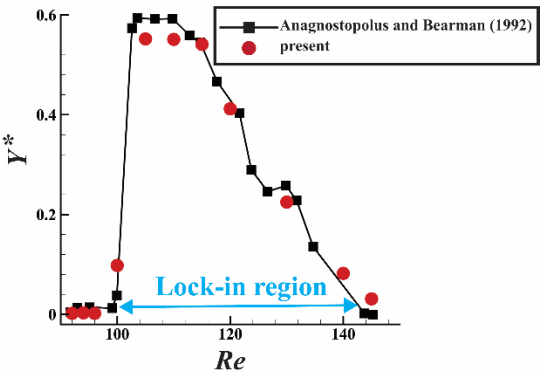
---

2 Time integration algorithms
2 The partitioned weak coupling strategy
2 The two-way iteratively implicit coupling approach
2 General Grid interface
2 Smart bucket mapping algorithms
2 Mono-morph piezoelectric

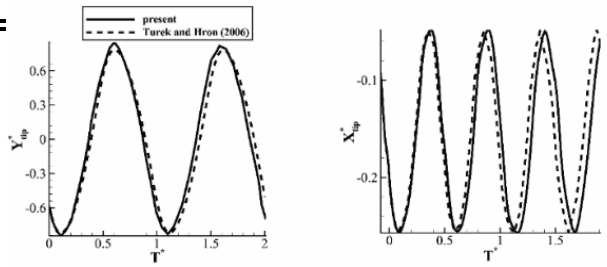
[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-09-17]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1402.19.40.3.1]
[DOI: 10.61186/marineeng.19.40.16]

مورد مقایسه قرار گرفته است. با توجه به شکل، نتایج به دست آمده از این شبیه‌سازی سازه تطابق کاملا مناسبی با نتایج کانکو و همکاران و همچنین رمجوودا و همکاران [۳۴, ۴۱] دارد.

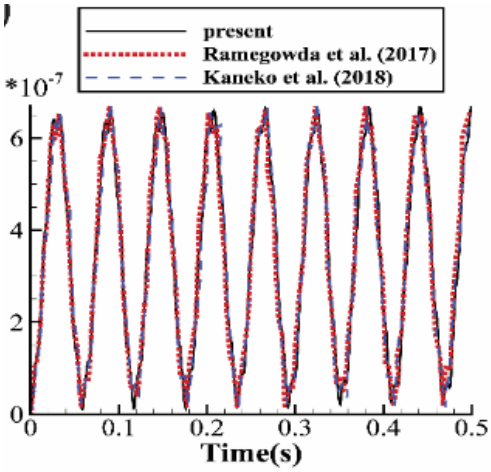
الف)



ب)



ج)



شکل ۵ – صحت سنجی مدل استفاده شده با مقالات معتبر.

جدول ۱ بحث استقلال از شبکه، دامنه و گام زمانی را مورد بررسی قرار داده است. در این راستا حداکثر جابجایی عرضی Y^* (mm) و فرکانس نوسانات fr (Hz) استوانه برای $U = 2.4\mathrm{m/s}$ مورد بررسی قرار گرفته است. این حالت مربوط به ستون ۵ (آخر) نتایج بوده است. با این وجود مشاهده می شود که اختلاف آن با نتایج مربوط به ستون ۴ چندان زیاد نیست. بنابراین به منظور کاهش هزینه محاسبات، نتایج مربوط به ستون ۴، $\Delta t = 0.0025\mathrm{s}, L_0 = (L_c + L_b), \Delta M = 0.00025\mathrm{m}$ که در جدول ۱ مشخص شده در ادامه مورد استفاده قرار گرفته است. لازم به ذکر است که در این حالت مقدار کمتر $y+$ از ۱۸ بوده است [۴۲].

جدول ۱ - بررسی دامنه استقلال از پارامترهای شبکه و اندازه دامنه محاسباتی و گام زمانی.

Time step				
Δt	0.01s	0.005s	**0.0025s**	0.00125s
Y^*(mm)	6.65 (9.0%)	6.32 (3.6%)	**6.15 (0.8%)**	6.10
fr (Hz)	4.73 (6.3%)	4.61 (3.4%)	**4.42 (0.7%)**	4.45
Domain size				
L_0	0.5(L_c+L_b)	0.75(L_c+L_b)	(L_c+L_b)	2(L_c+L_b)
Y^*(mm)	5.62(8.3%)	5.90(3.7%)	**6.15 (0.3%)**	**6.13**
fr (Hz)	4.16 (6.0%)	4.28 (3.4%)	**4.40 (0.7%)**	4.43
Mesh resolution				
ΔM	0.0024m	0.0012m	**0.0006m**	0.0003m
Y^*(mm)	5.12 (16.5%)	5.81 (5.3%)	**6.10 (0.5%)**	6.13
fr (Hz)	4.66 (5.7%)	4.58 (3.8%)	**4.40 (0.2%)**	4.41

۳ – روش حل و نتایج عددی

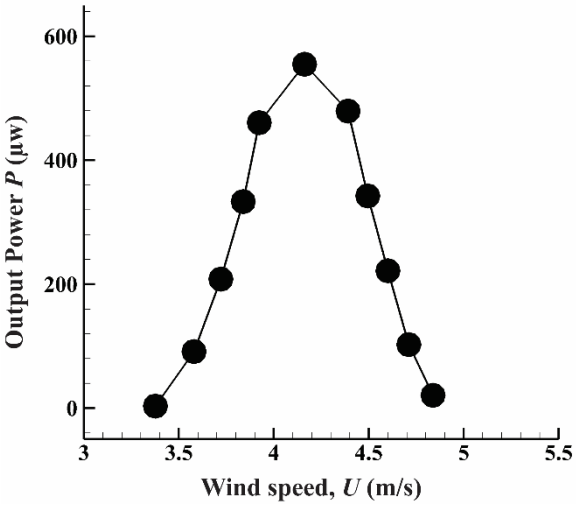
در جدول ۲ اطلاعات هند سی مربوط به هند سه توربین بدون پره آورده شده است.

جدول ۲ - مشخصات هندسی توربین بدون پره.

لایه پیزوالکتریک		پایه		استوانه	
طول	L_p=28 mm	طول	L_b=80 mm	قطر	D_c=40 mm
عرض	h_p=14 mm	عرض	h_b=17 mm	طول	L_c=80 mm
ضخامت	t_p=0.3 mm	ضخامت	t_b=0.65 mm	چگالی	ρ_b=27.9 kg/m^3
چگالی	ρ_p=5440 kg/m^3	چگالی	ρ_b=2700 kg/m^3	مقاومت الکتریکی	R_p=250 kΩ
مدول یانگ	E_p=30.3 Gpa	مدول یانگ	E_b=69.5 Gpa	چگالی هوا	ρ_a=1.2 kg/m^3

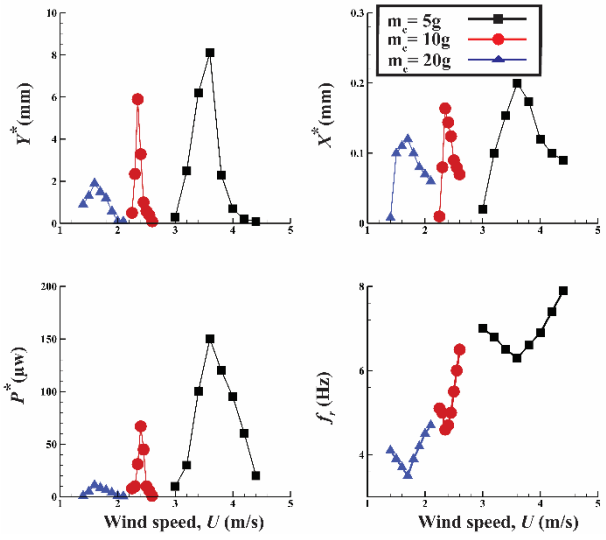
در شکل ۶ نتایج مربوط به برداشت انرژی از این توربین بدون پره در سرعت های مختلف آورده شده است. با توجه به شکل ۵ مشخص است که با افزایش سرعت عبوری از روی استوانه رفته رفته فرکانس گردابه‌های رها شده از پشت استوانه بر فرکانس سیستم منطبق شده و در نتیجه جابجایی‌های استوانه و انرژی برداشت شده از لایه پیزوالکتریک افزایش یافته است.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-09-17]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1402.19.40.3.1]
[DOI: 10.61186/marineeng.19.40.16]



شکل ۶ - توان برداشت شده از یک توربین بدون پره در سرعت های مختلف جریان.

در شکل ۷ نتایج مربوط به حداکثر جابجایی در راستای طولی و عرضی، فرکانس نوسانات و حداکثر توان برداشت شده در سرعت های مختلف و برای جرم های مختلف استوانه آورده شده است. با توجه به شکل ۶ مشخص است که در هر حالت برای جرم استوانه، ابتدا نوسانات آن کم بوده و با نزدیک شدن فرکانس رهایش گردابه ها به فرکانس طبیعی سیستم، نهایتا استوانه به شدت بیشتری نوسان داشته است. با افزایش بیشتر سرعت و خارج شدن از شرایط قفل شدگی فرکانسی (جایی که فرکانس رهایش گردابه ها و فرکانس طبیعی سیستم بر هم منطبق می شوند. شکل ۵ بخش الف)، مجددا نوسانات استوانه کاهش داشته است. همچنین این نوسانات استوانه باعث خم شدن پایه متصل به آن شده و تنشی که از این طریق به لایه پیزوالکتریک چسبیده به آن وارد می شود، تبدیل به ولتاژ الکتریکی شده است. با متصل کردن مقاومت به دو سر این لایه پیزوالکتریک، توان الکتریکی تولید شده از این طریق را می توان برداشت و ذخیره سازی نمود. همچنین مشاهده می شود که در ناحیه قفل شدگی فرکانس نوسانات مقداری کاهش پیدا کرده و مجددا افزایش یافته است. با توجه به شکل ۷ مشخص است که به طور کلی با افزایش جرم، نوسانات استوانه به خصوص در راستای عرضی کاهش یافته است. در واقع مشاهده می شود که برای تغییر جرم از ۵g به ۲۰g در حدود ۷۵٪ جابجایی عرضی و ۴۰٪ جابجایی طولی کاهش یافته است. به همین نسبت این کاهش در میزان جابجایی باعث کاهش در انرژی برداشت شده توسط پیزوالکتریک نیز شده است. با ملاحظه شکل ۷ مشخص است که این افزایش جرم باعث کاهش ۹۰٪ حداکثر جذب انرژی در ناحیه قفل شدگی بوده است. همچنین مشاهده می شود که در حدود ۴۰٪ فرکانس نوسانات نیز کاهش یافته است. علاوه بر این، افزایش جرم استوانه باعث شده است که قفل شدگی در سرعت های پایین تری رخ دهد. در واقع با این افزایش جرم ناحیه قفل شدگی در حدود ۵۰٪ به سمت سرعت های پایین تر کشیده شده است. با افزایش جرم، فرکانس طبیعی سیستم کاهش خواهد یافت. در نتیجه آن، با افزایش سرعت و فرکانس رهایش گردابه ها، این دو فرکانس در سرعت های پایین تری بر هم منطبق خواهند شد. لذا رهایش ناحیه قفل شدگی و حداکثر میزان جابجایی و برداشت انرژی در سرعت های پایین تری رقم خواهد خورد. همچنین وزن کمتر باعث خواهد شد که برای نوسانات عرضی استوانه انرژی کمتری مورد نیاز باشد، در نتیجه دامنه نوسانات آن بیشتر افزایش یافته است. علاوه بر این، وزن کمتر باعث شده است که سیستم تحریک پذیرتر بوده و در نتیجه در ناحیه سرعتی بیشتری دامنه نوسانات شدت گرفته و ناحیه قفل شدگی عریض تر شود. بنابراین، در ساخت توربین بدون پره، هر چه قدر که وزن استوانه کاهش یابد، شدت و دامنه رخداد نوسانات افزایش خواهد یافت. با این وجود پایه نگهدارنده استوانه باید به نحوی طراحی شود که توان تحمل این نوسانات را از نظر شکست خستگی و تنش لهیدگی داشته باشد. همچنین مشاهده شد که کاهش وزن باعث می شود که ناحیه قفل شدگی در سرعت های بالاتری رخ دهد. بنابراین با توجه به سرعت بادی که در محدوده استفاده از این توربین وجود دارد، محدودیت کاهش وزن استوانه وجود خواهد داشت. یعنی اگر سرعت باد غالب در ناحیه در حدود ۲/۵m/s باشد، بهتر است که وزن سازه استوانه در حدود ۱۰g طراحی شود. بنابراین مشاهده می شود که لازم است در موقع ساخت به همه این عوامل توجه شود.

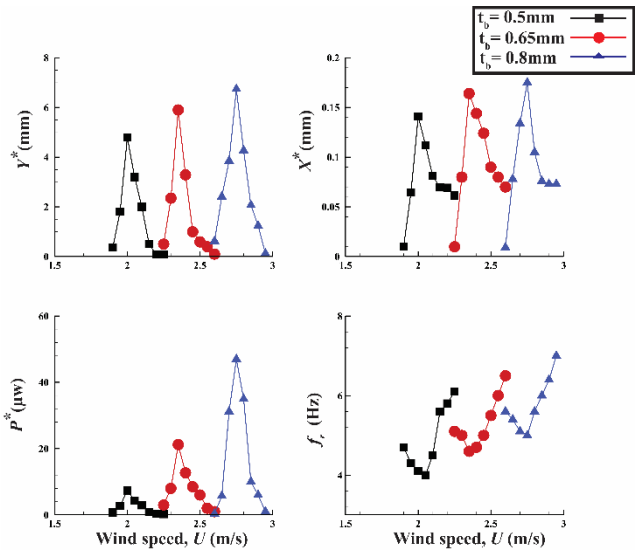


شکل ۷ - بررسی اثرات تغییر جرم استوانه بر جابجایی ها، فرکانس و توان برداشت شده از توربین بدون پره.

در شکل ۸ نتایج مربوط به تغییر ضخامت پایه متصل به استوانه بر پارامترهای حداکثر جابجایی طولی و عرضی، فرکانس نوسانات عرضی و حداکثر توان برداشت انرژی آورده شده است. با توجه به شکل ۸ مشخص است که در همه حالات نتایج مربوط به قفل شدگی از یک رفتار مشخص و تقریبا یکسان پیروی کرده اند. هر چه قدر که ضخامت ورق کمتر بوده است، فرکانس طبیعی آن

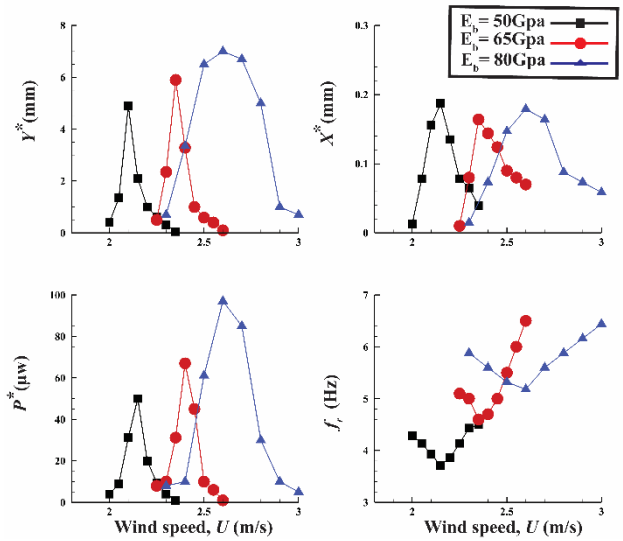
[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-09-17]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1402.19.40.3.1]
[DOI: 10.61186/marineeng.19.40.16]

کاهش یافته و در نتیجه تحریک پذیری آن بیشتر شده و بنابراین سیستم در سرعت های پایین تری وارد ناحیه قفل شدگی فرکانسی شده است. به نحوی که با افزایش ضخامت از ۰/۵mm به ۰/۸mm سرعتی که در آن حداکثر نوسانات ناحیه قفل شدگی رخ داده است از ۲m/s به ۲/۷m/s رسیده است. با افزایش ضخامت مقاومت در برابر حرکت افزایش پیدا کرده، و جابجایی ها به سرعت های بالاتر و با دامنه بیشتر منتقل شده است. در این راستا مشاهده می شود که این افزایش ضخامت باعث افزایش ۲۸٪ جابجایی عرضی و ۲۸٪ جابجایی طولی شده است. همچنین مشاهده می شود که به علت افزایش جابجایی ها، ورق، خمش بیشتر و درنتیجه تنش بیشتری در ورق پیزوالکتریک حاصل شده و بنابراین توان استخراجی از آن در حدود ۷۰٪ افزایش یافته است. علاوه بر این مشاهده می شود که افزایش ضخامت سختی فنریت سیستم را افزایش و در نتیجه فرکانس آن را بالا برده است. بنابراین می توان مجددا نتیجه گرفت که افزایش ضخامت ورق می تواند نتیجه بهتری از نظر برداشت انرژی اما در سرعت های بالاتری به همراه داشته باشد. همچنین در ضخامت های کم احتمال شکست افزایش یافته و بنابراین نیاز به استفاده از مصالح مقاوم تر با صرف هزینه بیشتر وجود دارد. همچنین به منظور طراحی مناسب باید بررسی نمود که محدوده سرعت باد در منطقه ای که قرار است این برداشت کننده مورد استفاده قرار بگیرد چه میزان است. هرچه قدر که سرعت باد رایج در منطقه ای بیشتر باشد، بالطبع باید به منظور کالیبره کردن ناحیه قفل شدگی با آن، ضخامت ورق پایه نیز افزایش پیدا کند. بنابراین مجموعه این عوامل در کنار هم می توان دید مناسبی را برای انتخاب بهترین ضخامت پایه ورق به همراه داشته باشد.



شکل ۸ – بررسی اثرات تغییر ضخامت پایه نگه دارنده بر جابجایی ها، فرکانس و توان برداشت شده از توربین بدون پره.

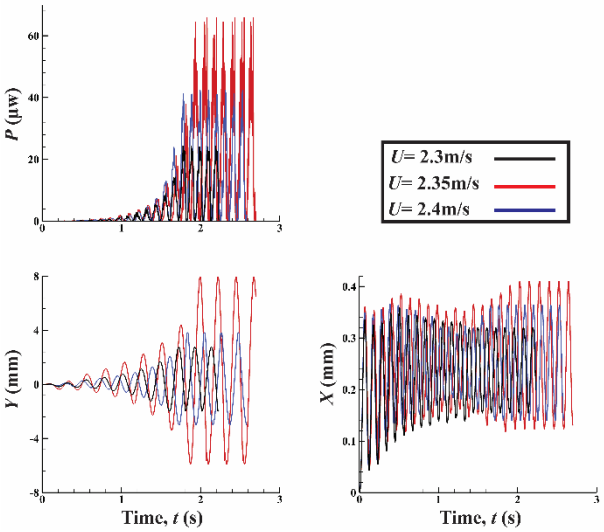
در شکل ۹ اثرات تغییر سختی پایه توربین بدون پره بر جابجایی های طولی و عرضی، توان و فرکانس آورده شده است. با توجه به شکل ۹ مشخص است که افزایش سختی باعث افزایش حداکثر نوسانات عرضی و همچنین توان برداشت شده اما در سرعت های بالاتر می شود. در این راستا با تغییر مقدار مدول یانگ از ۵۰Gpa به ۸۰Gpa مشاهده می شود که میزان جابجایی عرضی در حدود ۳۵٪ افزایش یافته است (ناحیه قفل شدگی به سرعت های بالاتر منتقل شده و در نتیجه جریان با انرژی بیشتری سازه را تحریک کرده است.). همچنین مشاهده می شود که توان برداشت شده در این حالت در حدود ۹۰٪ و فرکانس نوسانات در حدود ۴۰٪ افزایش یافته است. علاوه بر این مشاهده می شود که با کاهش مقدار مدول یانگ، محدود قفل شدگی به سرعت های پایین تری (از ۲/۶m/s به ۲/۱m/s) منتقل شده و پهنای آن نیز کاهش یافته است. با کاهش این پارامتر، سختی فنریت سازه کم خواهد شد. بنابراین با اعمال نیروی کمتری (سرعت پایین تر) جسم شروع به نوسان می کند. همچنین با افزایش ضخامت، در سرعت های پایین نوسانات دیده نشده است. اما با افزایش سرعت، حساسیت سیستم در نزدیکی ناحیه قفل شدگی (شکل ۵ بخش الف) افزایش یافته و در نتیجه پهنای این ناحیه افزایش یافته است. نیروهای وارده بر سازه در این سرعت ها در کنار افزایش مقاومت سازه در برابر خمش باعث اعمال تنش بیشتر به لایه پیزوالکتریک شده که خود این مسئله عاملی برای افزایش توان برداشت شده می شود. بنابراین مشخص است که با افزایش مدول یانگ، امکان برداشت انرژی افزایش خواهد یافت (اما در سرعت های بالاتر). بنابراین محدودیت سرعت باد در منطقه و همچنین شکست ناشی از تنش های اعمالی باعث خواهد شد که در انتخاب مدول یانگ پارامترهای دیگری نیز علاوه بر برداشت توان مورد بررسی قرار گیرد. در نتیجه بررسی همه این عوامل با همدیگر می تواند نتیجه مناسبی را برای انتخاب مناسب مدول یانگ این ورق به همراه داشته باشد.



[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-09-17]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1402.19.40.3.1]
[DOI: 10.61186/marineeng.19.40.16]

شکل ۹ - بررسی اثرات تغییر مدول یانگ پایه نگه دارنده بر جابجایی ها، فرکانس و توان برداشت شده از توربین بدون پره.

در شکل ۱۰ تاریخچه نو سانات توان و جابجایی عر ضی و تولیدی نوک اســـتوا نه برای ســـر عت های ۲/۳۰m/s، ۲/۳۵m/s ، و ۲/۴۰m/s (حداکثر نوســـانات در ناحیه قفل شـــدگی) آورده شـــده اســـت. با توجه به این نتایج مشـــخص اســـت که نوســـانات عرضـــی ا ستوانه و بالطبع توان بردا شت شده از سیستم رفته رفته افزایش یافته ا ست. در این را ستا، با عبور جریان از روی ا ستوانه به تدریج گردابه های رها شده از پشت ا ستوانه باعث اعمال نیرو به بدنه آن شـــده و توربین را به نوســـان در خواهند آورد. بعد از گذشـــت مدت زمانی این حرکت ها به حالت پایا رســـیده و یک ســـری نوســـان با دامنه و فرکانس م شخص در سی ستم پدید خواهد آمد. همچنین م شاهده می شود که نو سانات عر ضی ا ستوانه به یک سمت تمایل بیشتری دا شته ا ست. این عدم تقارن در نتایج به علت قرار گیری ورق پیزوالکتریک در یک سمت پایه ا ست. همچنین م شاهده می شـــود که این عدم تقارن در جایی که حداکثر ســـرعت وجود دارد بیشتر بوده ا ست. علاوه بر این م شاهده می شود که با شروع حل، به علت اعمال نیروهای فشـــاری وارده از طرف جریان به اســـتوانه، سیستم سریعا در جهت جریان انحراف پیدا کرده و با فرکانسی دو برابر نو سانات عر ضی شروع به ارتعاش خواهد کرد. در این را ستا مشـــاهده می شـــود که نوســـانات جابجایی در راســـتای محور x در حدود ۱/۴۰ نوســـانات در راســـتای محور y بوده اســـت. همچنین مشاهده می شود که نوسانات در این راستا تقریبا با جابجایی ثابت در همین راستا هم مقدار بوده است. بنابراین می توان نتیجه گرفت که قرار دادن ورق پیزوالکتریک به منظور برداشت انرژی در راستای محور x نسبت به محور y چندان قابل توجه نیست. چرا که دامنه جابجایی ها چندان شدید نیست. اما در صورت استفاده از برداشت کننده انرژی الکترو مغناطیسی، از آنجا که فرکانس نوسانات نیز در میزان بردا شت انرژی موثر ا ست، می تواند در میزان انرژی ذخیره شـــده نهایی موثر باشـــد. همچنین یکی دیگر دلایل نوســـانات کم و خمش کم تیر در را ستای محور x، به اختلاف ضخامت پایه در دو راســـتای محور x و y بر می گردد. در واقع با کاهش ضـــخامت در راستای محور x و یا دایره ای در نظر گرفتن سطح مقطع میله نگه دارنده، می توان از ارتعاشـــات در راســـتای محور x نیز بیشـــتر بهره برداری نمود. همچنین با ملاحظه توان برداشـــت شـــده از لایه پیزوالکتریک مشاهده می شود که فرکانس نوسانات برابر با فرکانس جابجایی در را ستای محور x ا ست. همچنین برای U=2.35m/s مشـــاهده می شـــود که در هر دوره تناوب در حدود ۱۲۰۰μw و یا در هر ثانیه ۱۰۰۰۰μw توان را می توان برداشـــت کرد. همچنین لازم به ذکر اســـت که این مقدار برداشـــت انرژی از اتصـــال یک مقاومت به بدنه لایه پیزوالکتریک بردا شت شد. بنابراین با مت صل کردن مقاومت الکتریکی به نقاط دیگری از این لایه پیزوالکتریک می توان میزان برداشت انرژی را از هر توربین افزایش داد. علاوه بر آن، همانگونه که بیان شد می توان بردا شت انرژی را از ارتعا شات در راســـتای محور x نیز داشـــت. همچنین در کف این اســـتوانه نیز می توان مواد پیزو قرار داده و از تنش به وجود آمده در آنجا برق ا ستخراج نمود. در کنار بردا شت انرژی از پیزوالکتریک، با توجه به مطالبی که مطرح شد می توان برداشت کننده الکترومغناطیسی را نیز اضافه نمود و به این ترتیب سطح برداشت انرژی را افزایش داد. به نظر می ر سد که با ادغام و ترکیبی همه این بردا شت کننده ها بتوان تا بیش از ۱۰ برابر نیز سطح برداشت انرژی را از مقادیر بیان شده در این نمودار افزایش داد.

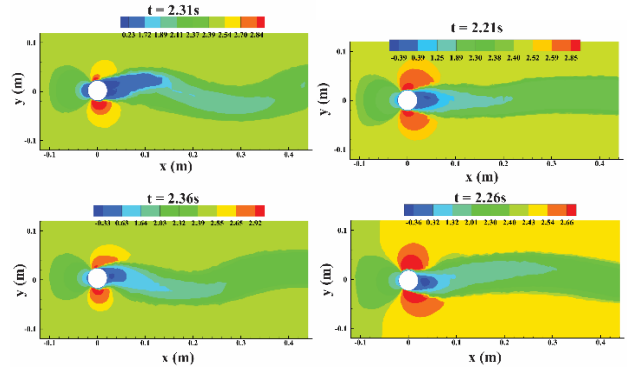


شکل ۱۰ - بررسی تاریخچه اثرات تغییر سرعت جریان بر جابجایی ها و توان برداشت شده از توربین بدون پره.

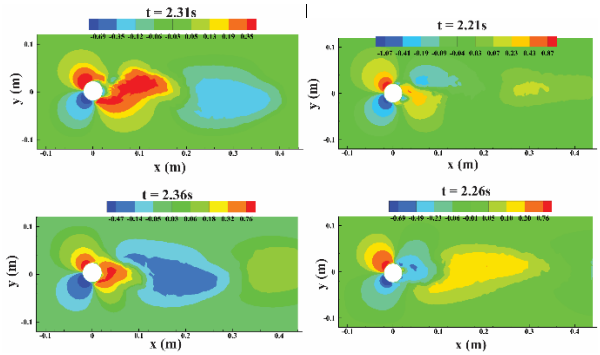
در ادامه برای U=2.4m/s نتایج مربوط به کانتورهای ســـرعت، فشار و خطوط جریان در زمان های t=2.21s, 2.26s, 2.31s, 2.36s (محل گذر از خط تقارن و قله نوســـانات در راســـتای محور y) آورده شده است. در این راستا کانتورهای U_x، U_y، U_z و p در صـــفحه x-y و در فاصـــله z=0.15m از کف آورده شـــده اســـت. همچنین فشار بر روی سطح استوانه در صفحه های x-z، y-z، x-y و ایزومتریک آورده شده است. با توجه به شکل ۱۱ مشاهده می شـــود که U_x در هر لحظه با زمان در حال تغییر اســـت. در جلو اســـتوانه با برخورد جریان ســـیال، رفته رفته ســـرعت جریان کاهش یافته و بر روی ا ستوانه ناحیه سکون جریان دیده می شود. در دو سمت ا ستوانه فشار تولید شده در ناحیه سکون به سرعت تبدیل شـــده و بنابراین بیشـــترین مقادیر U_x در این نواحی بوده اســـت. همچنین در پشـــت اســـتوانه به علت خلاء تشـــکیل شـــده جریان به سمت آن کشیده شده و جدایش و برگشت جریان در این نواحی دیده می شود. با توجه به شکل مشاهده می شود که این رگشت جریان در حدود زاویه ۱۲۰ درجه رخ داده است. همچنین مشاهده

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-09-17]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1402.19.40.3.1]
[DOI: 10.61186/marineeng.19.40.16]

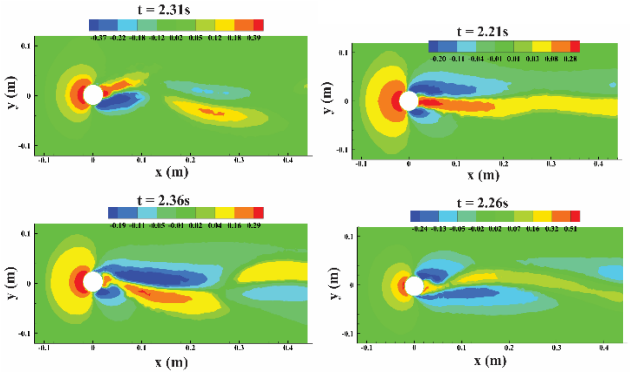
می شود که اثرات مربوط به این رخداد در پشت استوانه تا دامنه نسبتا زیادی ادامه داشته است. علاوه بر این مشاهده می شود که تغییرات غالب U_x ناشی از جریان ورودی بوده و در نقاط مورد مطالعه تنها کشیدگی لایه های برشی به سمت مثبت و منفی محور y دیده می شود. همچنین مشاهده می شود که استوانه به هر سمتی که حرکت داشته است، ناحیه افزایش سرعت در آن جهت y بیشتر بوده است. در شکل ۱۲ U_y در زمان های t=2.21s, 2.26s, 2.31s, 2.36s (محل گذر از خط تقارن و قله نوسانات در راستای محور y) آورده شده است. با توجه به شکل ۱۲ مشخص است که سرعت در راستای y تا ۱/۳ سرعت در راستای محور x نیز بوده است. یعنی انحراف جریان توسط هندسه و حرکت های عرضی استوانه باعث شده است که جریان در نزدیکی استوانه در راستای محور y شدت گیرد. در این راستا مشاهده می شود که بیشترین مقدار سرعت در حدود زاویه ۴۵ درجه نزدیک استوانه رخ داده است. همچنین لایه های برشی تشکیل شده در پشت استوانه نیز باعث تغییر جهت جریان در پشت استوانه به سمت محور y و در نهایت رهایش گردابه ها بوده است. مشاهده می شود که با حرکت استوانه در راستای محور y، مقدار و ناحیه سرعت در دو سمت استوانه در حال تغییر است. به نحوی که استوانه به هر سمتی که حرکت داشته است، افزایش سرعت جریان نیز به همان سمت بوده است. در شکل ۱۳ U_z در زمان های t=2.21s, 2.26s, 2.31s, 2.36s (محل گذر از خط تقارن و قله نوسانات در راستای محور y) آورده شده است. با توجه به شکل ۱۳ مشخص است که به طور کلی میزان سرعت در راستای محور z از سرعت جریان در راستای محور y کمتر بوده است. همچنین با توجه به اینکه صفحه x-y در نظر گرفته شده نزدیک به نوک استوانه است (در فاصله z=0.15m از کف) در نتیجه مقادیر مثبت سرعت به خاطر ناحیه افت فشار بالای استوانه همواره بیشتر بوده است. در این شکل مشخص است که جریان از ناحیه سکون جلو استوانه به سمت بالا حرکت کرده و از دو سمت آن در راستای پایین به پشت استوانه وارد می شود. همچنین به علت برگشت جریان در پشت استوانه، این جریان در ناحیه پشت از پایین به بالا حرکت می کند. مشاهده می شود که با گذشت زمان تغییر خاصی در آرایش لایه های برشی تشکیل شده به وجود نیامده و تنها مقادیر تغییر داشته است. همچنین در این تصویر رهایش گردابه ها در پشت استوانه نیز دیده می شود. یعنی گردابه ها به صورت اریب در صفحه y-z تشکیل شده و در راستای محور x رها می شوند.



شکل ۱۱- کانتور سرعت U_x برای سرعت ورودی U=2.4m/s در زمان های منتخب.



شکل ۱۲- کانتور سرعت U_y برای سرعت ورودی U=2.4m/s در زمان های منتخب.

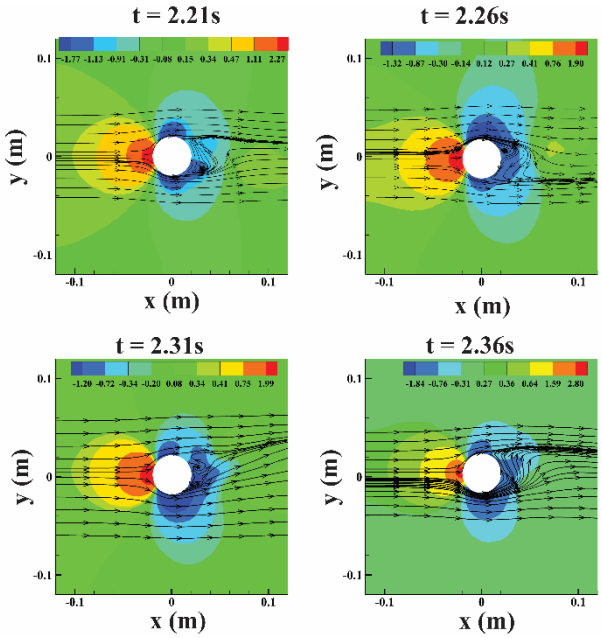


شکل ۱۳- کانتور سرعت U_z برای سرعت ورودی U=2.4m/s در زمان های منتخب.

در شکل ۱۴ کانتور فشار p و خطوط جریان در زمان های t=2.21s, 2.26s, 2.31s, 2.36s (محل گذر از خط تقارن و قله نوسانات در راستای محور y) آورده شده است. در این شکل مشاهده می شود که ناحیه سکون در جلو استوانه با نوسان عرضی آن مقداری جابجا شده است. این جابجایی نیز خود عاملی برای افزایش نوسانات خودتحریک استوانه بوده است. همچنین در دو سمت استوانه که بیشترین سرعت جریان وجود داشت، مشاهده می شود که کمترین میزان فشار نیز در همین ناحیه است. با این وجود به خاطر حرکت عرضی استوانه، استوانه در هر جهتی که حرکت داشته، مداری از افت فشار در همان سمت کاهش یافته است. همچنین مشاهده می شود که ناحیه افت فشار و در نتیجه

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-09-17]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1402.19.40.3.1]
[DOI: 10.61186/marineeng.19.40.16]

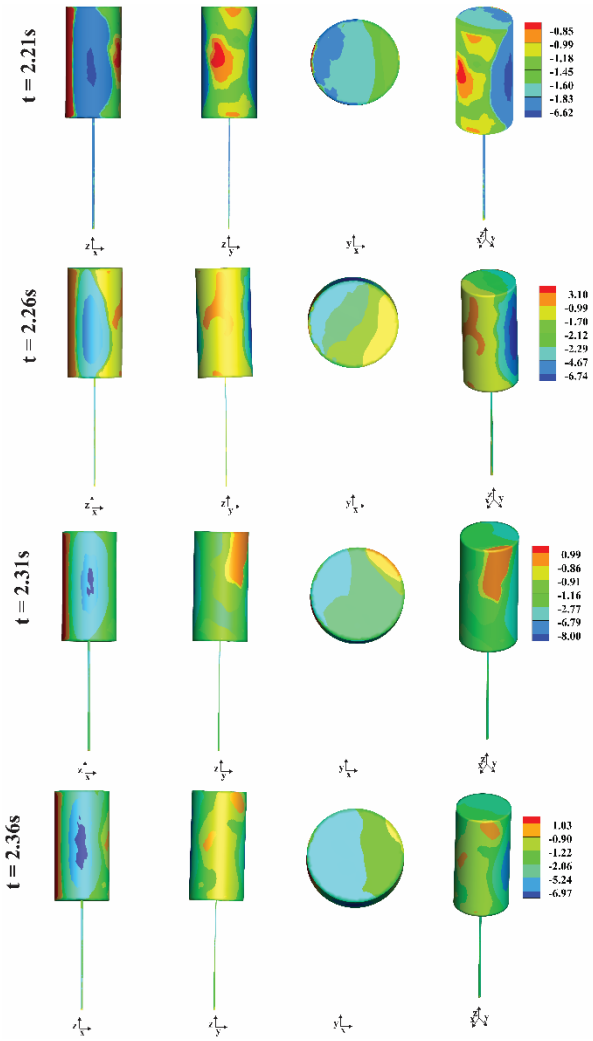
آن برگشت جریان در پشت استوانه وجود داشته است. در نتیجه این اتفاقات مشاهده می شود که خطوط جریان به سمت پشت استوانه منحرف شده و یک سری حباب های چرخشی در پشت استوانه تشکیل شده و در ادامه در جریان رها شده است. در این راستا حباب های تشکیل شده در راستای مثبت و منفی محور y به ترتیب ساعت گرد و پادساعت گرد بوده است.



شکل ۱۴- کانتور فشار و خطوط جریان برای سرعت ورودی U=2.4m/s در زمان های منتخب.

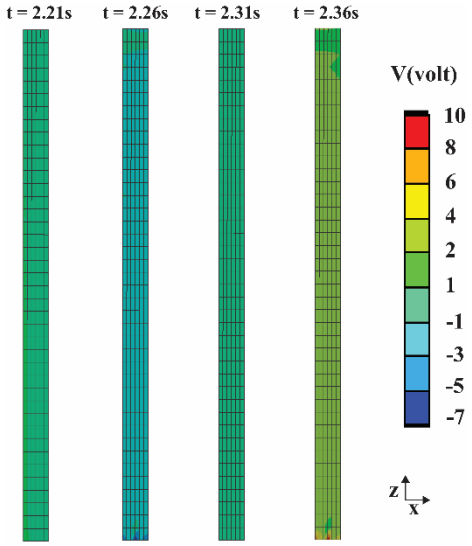
در شکل ۱۵ فشار بر روی سطح استوانه در زمان های t=2.21s, 2.26s, 2.31s, 2.36s (محل گذر از خط تقارن و قله نوسانات در راستای محور y) در صفحه های x-z، y-z، x-y و ایزومتریک آورده شده است. در این شکل علاوه بر توزیع فشار بر روی توربین بدون پره، نوسانات و خمش های آن نیز دیده می شود. مشاهده می شود که نوسانات در راستای محور y شدید تر از محور x بوده است. این نوسانات در کنار جریان عبوری از روی استوانه باعث شده است که تغییر فشار بر روی سطح استوانه رخ دهد. ملاحظه می شود که حداکثر فشار در جلو استوانه و مرکز بوده و در بالا و پایین آن فشار کاهش یافته است. حداقل فشار نیز در کناره ها و مرکز بوده و در بالا و پایین آن فشار افزایش یافته است. در گوشه ها و لبه ها استوانه که فشار افزایش یافته است، امکان افزایش تمرکز تنش و رشد ترک وجود خواهد داشت. همچنین این بحث برای پایه توربین و به خصوص در نزدیکی سطح زمین مطرح خواهد بود.

در شکل ۱۶ توزیع ولتاژ بر روی بدنه لایه پیزوالکتریک در زمان های t=2.21s, 2.26s, 2.31s, 2.36s (محل گذر از خط تقارن و قله نوسانات در راستای محور y) در صفحه x-z آورده شده است. با توجه به شکل ۱۶ مشخص است که بیشترین میزان ولتاژ در پایه ورق تولید شده است. همچنین دیده می شود که در هنگام قله و قعر نوسانات استوانه بیشترین میزان تولید ولتاژ وجود داشته است. مشاهده می شود که با دور شدن از کف، میزان ولتاژ تولیدی نیز کاهش یافته است. عدم تقارن موجود در میزان ولتاژ منفی و مثبت به خاطر قرار گیری لایه پیزوالکتریک در یک سمت پایه اصلی توربین بوده است. همچنین مشاهده می شود که به علت جابجایی ورق در راستای محور x، تقارن کاملی در میزان ولتاژ در این راستا وجود ندارد. از این شکل می توان برداشت کرد که امکان ذخیره انرژی از کف و از نقاط دیگر ورق نیز وجود دارد. بنابراین با بررسی امکان سنجی برداشت انرژی از نقاط دیگر می توان استفاده از این سیستم را مقرون به صرفه تر کرد.



شکل ۱۵- کانتور فشار بر روی سطح توربین سرعت ورودی U=2.4m/s در زمان های منتخب.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-09-17]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1402.19.40.3.1]
[DOI: 10.61186/marineeng.19.40.16]



شکل ۱۶- کانتور ولتاژ بر روی سطح پیزوالکتریک سرعت ورودی U=2.4m/s در زمان های منتخب.

۲ – نتیجه گیری

ا ستفاده از انرژی جریان عبوری از روی یک ا ستوانه نو سانی تحت عنوان توربین بدون پره یکی از روش های جدید و جذاب برداشت انرژی محسوب می شود که اخیراً توجه زیادی را در جامعه مکانیک سیالات به خود جلب کرده ا ست. در این را ستا یک شبیه سازی برهمکنش سیال-سازه (FSI) در تعامل با ورق پیزوالکتریک PZT بررسی شده است. در این مقاله نتایج کلیدی زیر دیده شده است.

- در این تحقیق مشاهده شد که با افزایش سرعت عبوری از روی استوانه رفته رفته فرکانس گردابه‌های رها شده از پشت استوانه بر فرکانس سیستم منطبق شده و در نتیجه جابجایی‌های استوانه و انرژی برداشت شده از لایه پیزوالکتریک افزایش یافته است.
- به طور کلی با افزایش جرم از 5g به ۲۰g در حدود ۷۵٪ جابجایی عرضی و ۴۰٪ جابجایی طولی کاهش یافته است. همچنین این افزایش جرم کاهش ۹۰٪ حداکثر جذب انرژی در ناحیه قفل شدگی بوده است. همچنین مشاهده می شود که در حدود ۴۰٪ فرکانس نوسانات نیز کاهش یافته است. همچنین ناحیه قفل شدگی در حدود ۵۰٪ به سمت سرعت های پایین تر کشیده شده و ناحیه قفل شدگی نیز عریض تر شده است. بنابراین، در ساخت توربین بدون پره، هر چه قدر که وزن استوانه کاهش یابد، شدت و دامنه رخداد نوسانات افزایش خواهد یافت.
- با افزایش ضخامت ورق از ۰/۵mm به ۰/۸mm سرعتی که در آن حداکثر نوسانات ناحیه قفل شدگی رخ داده است از ۲m/s به ۲/۷m/s رسیده است. افزایش ضخامت در سرعت های بالاتر باعث افزایش ۲۸٪ جابجایی عرضی و ۲۸٪ جابجایی طولی و همچنین ۷۰٪ توان ا ستخراجی از آن شده است (ناحیه قفل شدگی به سرعت های بالاتر منتقل شده و در نتیجه جریان با انرژی بیشتری سازه را تحریک کرده است.). بنابراین می توان نتیجه گرفت که افزایش ضخامت ورق می تواند نتیجه بهتری از نظر برداشت انرژی اما در سرعت های پالاتر به همراه داشته باشد.
- افزایش مدول یانگ از ۵۰۰۰۰Mpa به ۸۰۰۰۰Mpa میزان حداکثر جابجایی عرضی را در سرعت های بالاتر محدوده قفل شدگی خود در حدود ۳۵٪ افزایش داده است. همچنین مشاهده می شود که توان برداشت شده در این حالت در حدود ۹۰٪ فرکانس نوسانات در حدود ۴۰٪ افزایش یافته است. علاوه بر این با کاهش مدول یانگ محدوده قفل شدگی به سرعت های پایین تری (از ۲/۶m/s به ۲/۱m/s) منتقل شده و پهنای آن نیز کاهش یافته است. بنابراین مشخص است که با افزایش مدول یانگ، امکان برداشت انرژی افزایش خواهد یافت (اما در سرعت های بالاتر).
- مشاهده شد که نوسانات جابجایی در راستای محور x در حدود ۱/۴۰ نوسانات در راستای محور y بوده است. همچنین نوسانات در این راستا تقریبا با جابجایی ثابت در همین راستا هم مقدار بوده است. بنابراین می توان نتیجه گرفت که قرار دادن ورق پیزوالکتریک به منظور برداشت انرژی در راستای محور x نسبت به محور y چندان قابل توجه نیست. اما در صورت استفاده از برداشت کننده انرژی الکترو مغناطیسی، می تواند در میزان انرژی ذخیره شده نهایی موثر باشد. با متصل کردن مقاومت الکتریکی به نقاط دیگری از این لایه پیزوالکتریک می توان میزان برداشت انرژی را از هر توربین افزایش داد. همچنین در کف این استوانه نیز می توان مواد پیزو قرار داده و از تنش به وجود آمده در آنجا برق استخراج نمود. به نظر می رسد که با ادغام و ترکیبی همه این برداشت کننده ها بتوان تا بیش از ۱۰ برابر سطح برداشت انرژی را از مقادیر بیان شده در این نمودار افزایش داد. بنابراین با بررسی امکان سنجی برداشت انرژی از نقاط دیگر می توان استفاده از این سیستم را مقرون به صرفه تر کرد.
- مشاهده شد که هر چه طراحی سیستم به نحوی باشد که خمش در پایه آن بیشتر شود، امکان برداشت انرژی از آن نیز افزایش خواهد یافت. با این وجود احتمال شکست نیز به همان میزان افزایش یافته و بنابراین نیاز به استفاده از مصالح مقاوم تر با صرف هزینه بیشتر وجود

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-09-17]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1402.19.40.3.1]
[DOI: 10.61186/marineeng.19.40.16]

دارد. همچنین تغییر در ناحیه قفل شـدگی فرکانسـی با تغییرات اعمال شده نیز باعث می شود که علاوه بر بحث امکان مقاومت سـازه در مقابل شـکسـت به محدودیت سرعت جریان باد در آن ناحیه نیز توجه شود.

۶ - مراجع

1. Lian, J., et al., *Analysis on flow induced motion of cylinders with different cross sections and the potential capacity of energy transference from the flow.* 2017. **2017**.
2. Asre, C.M., V.K. Kurkute, and N.J. Kanu, *Power generation with the application of vortex wind turbine.* Materials Today: Proceedings, 2022. **56**: p. 2428-2436.
3. Balakrishnan, S. and R. Arun, *N, VB (2019).* Design, Analysis and Prototype of Vortex Bladeless Wind Turbine: p. 7305-7308.
4. Dehghan Manshadi, M., et al., *Predicting the Parameters of Vortex Bladeless Wind Turbine Using Deep Learning Method of Long Short-Term Memory.* Energies, 2021. **14**(16): p. 4867.
5. Villarreal, D.Y. and V.B. SL, *VIV resonant wind generators.* Vortex Blade-less SL https://vortexbladeless. com, 2018.
6. Song, R., et al., *A study of vortex-induced energy harvesting from water using PZT piezoelectric cantilever with cylindrical extension.* Ceramics International, 2015. **41**: p. S768-S773.
7. Dai, H., et al., *Orientation of bluff body for designing efficient energy harvesters from vortex-induced vibrations.* Applied Physics Letters, 2016. **108**(5): p. 053902.
8. Zhang, L., et al., *Improving the performance of aeroelastic energy harvesters by an interference cylinder.* Applied Physics Letters, 2017. **111**(7): p. 073904.
9. Song, J., et al., *Performance of a circular cylinder piezoelectric wind energy harvester fitted with a splitter plate.* Applied Physics Letters, 2017. **111**(22): p. 223903.
10. Jia, J., et al., *Modeling and analysis of upright piezoelectric energy harvester under aerodynamic vortex-induced vibration.* Micromachines, 2018. **9**(12): p. 667.
11. Thomai, M.P., et al. *Experimental analysis of vortex induced vibration in the bladeless small wind turbine*. in *Gas Turbine India Conference*. 2019. American Society of Mechanical Engineers.
12. Francis, S., V. Umesh, and S. Shivakumar, *Design and Analysis of Vortex Bladeless Wind Turbine.* Materials Today: Proceedings, 2021. **47**: p. 5584-5588.
13. Maftouni, N., M. Dehghan Manshadi, and S.M. Mousavi, *The effect of drag force on the body frequencies and the power spectrum of a bladeless wind turbine.* Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, 2021. **45**(4): p. 604-611.
14. Sabab, M.W. and S. Mohd, *Aerodynamic Characteristic Of Vortex Bladeless Wind Turbine: A Short Review*. Research Progress in Mechanical and Manufacturing Engineering, 2021. **2**(1): p. 177-186.
15. Ramadhany, M.F., et al., *Optimization of Mechanical Design Bladeless Wind Turbine for Electricity Fulfilment in Nusa Tenggara Timur, Indonesia*. arXiv preprint arXiv:2205.02786, 2022.
16. Younis, A., et al., *Design and Development of Bladeless Vibration-Based Piezoelectric Energy–Harvesting Wind Turbine.* Applied Sciences, 2022. **12**(15): p. 7769.
17. Degroote, J., et al., *Simulation of fluid–structure interaction with the interface artificial compressibility method.* International Journal for Numerical Methods in Biomedical Engineering, 2010. **26**(3-4): p. 276-289.
18. Lesoinne, M., C. Farhat, and engineering, *Geometric conservation laws for flow problems with moving boundaries and deformable meshes, and their impact on aeroelastic computations.* Computer methods in applied mechanics, 1996. **134**(1-2): p. 71-90.
19. Wang, H., Q. Zhai, and J. Zhang, *Numerical study of flow-induced vibration of a flexible plate behind a circular cylinder.* Ocean Engineering, 2018. **163**: p. 419-430.
20. Wang, H., et al., *Wake-induced vibrations of an elastically mounted cylinder located downstream of a stationary larger cylinder at low Reynolds numbers*. Journal of Fluids Structures, 2014. **50**: p. 479-496.
21. ANSYS, I., *ANSYS FLUENT user's guide. Release 18.2.* 2017.
22. Ramegowda, P.C., et al., *Hierarchically decomposed finite element method for a triply coupled piezoelectric, structure, and fluid fields of a thin piezoelectric bimorph in fluid.* Computer Methods in Applied Mechanics Engineering, 2020. **365**: p. 113006.
23. Bathe, K.-J., *Finite Element Procedures*. 2006: Klaus-Jurgen Bathe.
24. Behjat, B. and M. Khoshravan, *Geometrically nonlinear static and free vibration analysis of functionally graded piezoelectric plates.* Composite Structures, 2012. **94**(3): p. 874-882.
25. Allik, H. and T.J. Hughes, *Finite element method for piezoelectric vibration.* International journal for numerical methods in engineering, 1970. **2**(2): p. 151-157.
26. Kojić, M. and K.-J. Bathe, *Studies of finite element procedures—Stress solution of a closed elastic strain path with stretching and shearing using the updated Lagrangian Jaumann formulation.* Computers Structures, 1987. **26**(1-2): p. 175-179.
27. Espath, L., et al., *A NURBS-based finite element model applied to geometrically nonlinear elastodynamics using a corotational approach.* International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2015. **102**(13): p. 1839-1868.
28. McMeeking, R.M. and J. Rice, *Finite-element formulations for problems of large elastic-plastic deformation.* International Journal of Solids Structures, 1975. **11**(5): p. 601-616.
29. Sokhanvar, S., J. Dargahi, and M. Packirisamy, *Hyperelastic modelling and parametric study of soft tissue embedded lump for MIS applications.* The International Journal of Medical Robotics Computer Assisted Surgery, 2008. **4**(3): p. 232-241.
30. Kohnke, P., *Theory reference for the mechanical APDL and mechanical applications.* Ansys Inc, release, 2009. **12**.
31. Malgaca, L., *Integration of active vibration control methods with finite element models of smart laminated composite structures.* Composite Structures, 2010. **92**(7): p. 1651-1663.
32. Subbaraj, K. and M. Dokainish, *A survey of direct time-integration methods in computational structural dynamics—II. Implicit methods.* Computers Structures, 1989. **32**(6): p. 1387-1401.
33. Jacob, B.P. and N.F.F. Ebecken, *An optimized implementation of the Newmark/Newton-Raphson algorithm for the time integration of non-linear problems.* Communications in Numerical Methods in Engineering, 1994. **10**(12): p. 983-992.
34. Kaneko, S., et al., *Numerical study of active control by piezoelectric materials for fluid–structure interaction problems.* 2018. **435**: p. 23-35.
35. Jean-Mark, V., et al., *Strong coupling algorithm to solve fluid-structure interaction problems with a staggered approach.* Report, Open Engineering SA, 2009.
36. Richter, T., *Numerical methods for fluid-structure interaction problems.* Institute for Applied Mathematics, University of Heidelberg, Germany, 2010.
37. Hou, G., J. Wang, and A. Layton, *Numerical methods for fluid-structure interaction—a review.* Communications in Computational Physics, 2012. **12**(2): p. 337-377.
38. Benra, F.-K., et al., *A comparison of one-way and two-way coupling methods for numerical analysis of fluid-structure interactions.* Journal of applied mathematics, 2011. **2011**.
39. Anagnostopoulos, P., P.J.J.o.F. Bearman, and Structures, *Response characteristics of a vortex-excited cylinder at low Reynolds numbers.* 1992. **6**(1): p. 39-50.
40. Turek, S. and J. Hron, *Proposal for numerical benchmarking of fluid-structure interaction between an elastic object and laminar incompressible flow*, in *Fluid-structure interaction*. 2006, Springer. p. 371-385.
41. Ramegowda, P.C., et al. *A finite element approach for a coupled numerical simulation of fluid-structure-electric interaction in mems*. in *COUPLED VII: proceedings of the VII International Conference on Computational Methods for Coupled Problems in Science and Engineering*. 2017. CIMNE.
42. Narendran, K., et al. *Hydrodynamic Study of Flow Past Cylinders with Different Diameters at High Reynolds Number*. in *Proceedings of the Fourth International Conference in Ocean Engineering (ICOE2018)*. 2019. Springer.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-09-17]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1402.19.40.3.1]
[DOI: 10.61186/marineeng.19.40.16]