

تحلیل ارتعاشی و بررسی تغییرات فشار بر روتور توربین با تأکید بر تعامل کوپل و بدون کوپل سازه و سیال

محمد رضا نجفی*
دانشجوی دکتری دانشکده فنی و مهندسی
دانشگاه جامع امام حسین (علیه السلام)، تهران، ایران
najafi.m@ihu.ac.ir

محمد رضا الهامی
دانشیار دانشکده فنی و مهندسی
دانشگاه جامع امام حسین (علیه السلام)، تهران، ایران
mrelhami.63@gmail.com

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۱۲/۱۴

تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۰۹/۰۹

چکیده

پره توربین وظیفه استخراج انرژی در فشار بالا را دارد که در معرض نیروی گریز از مرکز و نیروهای سیال قرار می‌گیرد. در این مقاله ابتدا تحلیل ارتعاشی پره توربین و تأثیر فشار وارد بر سطح روتور^۱ در تعامل سازه و سیال بررسی شده است. سپس با مدل‌سازی و صحت‌سنجی نتایج و کوپل سیال و سازه، میزان جابه‌جایی و تغییر فرکانس ارتعاشی پره توربین در سه جنس مختلف بررسی می‌گردد. نتایج نشان می‌دهد با افزایش سرعت ورودی جریان سیال، میزان فشار وارد بر روتور افزایش یافته و در نتیجه دامنه نوسانات ارتعاشی نیز افزایش می‌یابد. همچنین نتایج حاصل از کوپل دوطرفه نشان می‌دهد که تغییرات فشار بر روی روتور در حالت کوپل کمتر و ملایم‌تر از حالت بدون کوپل است. فشار وارد بر سطح روتور از جلوی روتور به مرکز روتور حرکت کرده و همچنین فشار در حالت کوپل در سطح پایینی روتور افزایش و در سطح بالایی روتور کاهش یافته است.

واژگان کلیدی: ارتعاشات، آنالیز مودال^۲، روتور توربین، تغییرات فشار، تعامل سازه و سیال.

۱. مقدمه

اثرات سیال بر روی پروانه کشتی استفاده شده است [۸]. روتور توربین یکی از قسمت‌های حساس با هندسه پیچیده و خواص ویژه است زیرا علاوه بر اینکه با سرعت بالا در حال دوران است، باید دما و فشار بالای گازهای ورودی را نیز تحمل کند. تعامل سازه و سیال دارای پیچیدگی خاصی است اما مورد توجه محققان قرار گرفته است. پسکین^۵ با بررسی روش‌های مرز غوطه‌وری به بیان معادلات حاکم حرکت، بیان تعامل سیال - سازه و گسسته‌سازی معادلات پرداخته است [۹]. هویو و وانگ^۶ فرمولاسیون روش‌های مرز غوطه‌وری، روش دامنه غوطه‌وری و

تعامل سیال - سازه برای گروهی از مسائل به صورت وابستگی دوطرفه است که روند تغییرات در سازه به شکل جابه‌جایی و تغییر شکل است [۱]. تعامل سازه و سیال مفهوم گسترده‌ای است و بیشترین تمرکز در سال‌های اخیر روی محاسبات مهندسی آن بوده است [۲]. روش‌های حل عددی برای این‌گونه مسائل در تحلیل پایداری آیروالاستیک^۳ مانند فلاتر^۴، نوسانات سیکلی [۳]، طراحی هواپیما [۴-۵]، بالگرد [۶-۷] و بررسی

از نحوه تعامل سیال با جامد بود. نتایج شبیه‌سازی با دقت بسیار مناسبی با نتایج عددی مطابقت داده شد و تأثیر وجود حفاظ بر ضریب نیرو و ارتعاشات پره بررسی گردید [۲۵]. ژانگ^{۱۸} و همکاران توزیع تنش در تعامل سیال با سازه در توربین را بررسی کرده و نشان دادند فشار سیال در ورودی پره حداکثر بوده و در امتداد جهت جریان کاهش می‌یابد [۲۶].

با وجود تحقیقات گسترده روی پره توربین، بررسی تعامل سازه و سیال به صورت دو طرفه در دو حالت کوپل و بدون کوپل و تحلیل ارتعاشی آن به عنوان خلاء پژوهشی مطرح بوده و بررسی تغییرات فشار روی روتور با افزایش سرعت در این دو حالت، از نوآوری‌های پژوهش حاضر است. در این مقاله ابتدا پره توربین به صورت تئوری مورد بررسی قرار گرفته و تحلیل ارتعاشات پره بر اثر فشار جریان انجام می‌شود. در ادامه با مدل‌سازی پره و صحت‌سنجی نتایج آن، به بررسی تغییر شکل، آنالیز مودال و جابه‌جایی نوک روتور پرداخته می‌شود. اثر افزایش سرعت ورودی بر جابه‌جایی نوک روتور و تغییرات فشار روی روتور در دو حالت کوپل و بدون کوپل نیز مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۲. روش تحلیلی

۲-۱. معادلات تحلیلی آنالیز مودال پره توربین

پره به صورت یک تیر یکنواخت و مقطع مستطیلی در نظر گرفته می‌شود. برای آنالیز مودال پره توربین از معادلات دیفرانسیلی پیوسته تیر یک سر گیردار استفاده می‌شود. با توجه به این که پره توربین در حال دوران است، می‌توان آن را به عنوان یک جسم دوار در نظر گرفت. یکی از ویژگی‌های اجسام دوار این است که جسم در حال دوران دارای شتاب دورانی است در نتیجه نیروی گریز از مرکز در راستای شعاع دوران در جسم به وجود می‌آید که با توجه به سرعت دوران و چگالی جسم می‌تواند در جسم اثر بگذارد. این نیرو را می‌توان به عنوان یک نیروی محوری (در راستای پره توربین) در جسم در نظر گرفت. این نیروی محوری را می‌توان به دو صورت ثابت و متغیر با x در نظر گرفت.

دیگر روش‌های غوطه‌وری را ارائه کردند [۱۰]. استودولا^{۱۹} در طی یک مطالعه تحلیلی فرکانس طبیعی یک پره را تخمین زد [۱۱]. دیمتریادیس^۸ [۱۲]، سالاما^۹ [۱۳]، جاج و گوردون^{۱۰} به تحلیل ارتعاش یک پره توربین با در نظر گرفتن به صورت یک دیسک به روش المان محدود پرداختند [۱۴-۱۵]. رومر^{۱۱} به تست دیسک و پره یک توربین به روش آزمایشگاهی در دمای محیط پرداخت و نتایج خود را با نتایج المان محدود مقایسه کرد. اشکال اصلی کار او، عدم در نظر گرفتن بار گریز از مرکز وارد بر پره بود [۱۶-۱۷]. این در حالی بود که پریرا^{۱۲} و همکارانش و هو^{۱۳} و همکارانش به صورت جداگانه به تحلیل و آنالیز مودال پره توربین گازی پرداختند و به این نتیجه رسیدند که مهم‌ترین عامل مؤثر بر فرکانس‌های طبیعی، بارهای گریز از مرکز و دما هستند [۱۸-۱۹]. فوربس^{۱۴} و همکارانش به بررسی دو بعدی تعامل سیال-سازه یک طرفه بر روی پره توربین پرداختند [۲۰]. آلسیروف^{۱۵} و همکارانش در یک پژوهش، تأثیر ارتعاشات پره توربین بر روی فشار نوک جلوی روتور و دیواره پوسته را در تعامل سیال و سازه به صورت یک طرفه بررسی کردند [۲۱] و در پژوهش دیگری تعامل سیال-سازه به صورت یک طرفه و دو طرفه بر روی پره توربین را بررسی کردند [۲۲]. بادشاه^{۱۶} و همکاران عملکرد یک مدل تعامل سیال-سازه را مورد ارزیابی قرار داده و آن را ارتقا دادند. نتایج نشان می‌دهد که تنش و جابه‌جایی نوک پره‌های توربین با جابه‌جایی زاویه‌ای ایجاد شده در پره تا $22/1$ درصد تغییر می‌کند که می‌تواند منجر به خستگی شود [۲۳]. آنها در پژوهشی دیگر عملکرد یک توربین در معرض سیال را به دو روش شبیه‌سازی دینامیکی محاسباتی سیالات (CFD) و مدل‌سازی تعامل سیال و سازه (FSI)، مدل‌سازی کرده و با نتایج تجربی صحت‌سنجی کردند. با بررسی گستره فشار بر پره توربین در دو مدل، دلیل تفاوت در نتایج به دست آمده دو روش بررسی گردید [۲۴]. گو^{۱۷} و همکاران اثر تعامل سیال-سازه را بر توربین زیر دریایی در جریان‌های بزرگ گردابی بررسی کردند. هدف کار آنها بررسی تغییر شکل روتور در این شرایط و آگاهی

ورود سیال به مجموعه پره‌ها را به صورت یک بار گسترده روی آنها در نظر می‌گیریم که این بار گسترده، ناشی از فشار دینامیکی عبور سیال فرض می‌شود که بر حسب سرعت سیال تغییر می‌کند. یعنی $f(x, t)$ به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$f(x, t) = \frac{1}{2} \rho_f [v(x, t)]^2 \quad (4)$$

سرعت سیال (هوا) بر روی پره توربین را می‌توان به صورت یک توزیع خطی در نظر گرفت. به این معنی که این سرعت در ریشه پره (اتصال پره به روتور) برابر با حاصل ضرب شعاع روتور در سرعت زاویه‌ای آن بوده (Ωr) و در نوک پره برابر شعاع روتور به علاوه طول پره در سرعت دورانی مجموعه $((r + l)\Omega)$ است. بدین ترتیب تابع سرعت هوای ورودی به مجموعه پره‌ها به صورت زیر خواهد بود:

$$v = \Omega(r + x) \quad (5)$$

میزان فشار محوری سیال در راستای طول پره (P) به کمک نرم افزار محاسبه گردیده و در معادله اعمال می‌شود که این فشار با افزایش سرعت افزایش می‌یابد و به صورت یک نیروی کششی است.

تحلیل پره توربین به وسیله معادلات ارتعاش عرضی تیر یک سر گیردار صورت می‌گیرد:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \right) \\ & + \rho A(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} \\ & - P \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \\ & - T \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \\ & = f(x, t) \end{aligned} \quad (6)$$

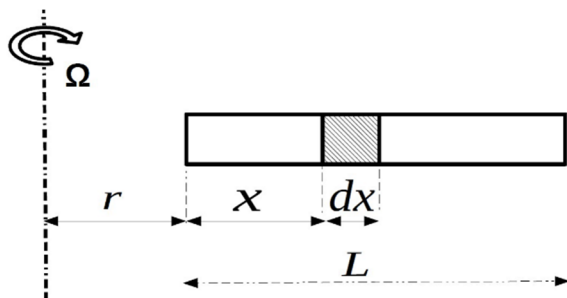
با استفاده از روش گالرکین داریم:

$$T = m\bar{r}\Omega^2 \quad (1)$$

$$T = \dot{m}r\Omega^2, \dot{m} = \frac{m(l-x)}{l}, r = h + x \quad (2)$$

۲-۲. تحلیل ارتعاش پره بر اثر فشار جریان

به منظور بررسی آنالیز مودال پره و تحلیل معادلات حاکم از نرم افزار میپل^{۱۹} و با استفاده از فشارهای ناشی از حل میدان سیال صورت می‌پذیرد. مدل در نظر گرفته شده تحت تأثیر چند نیرو است که اولی آن نیروی گریز از مرکز (T) که ناشی از دوران مدل حول محور دورانی خودش است و دومی نیروی توزیع شده روی پره $(f(x, t))$ به خاطر ورود سیال سرعت بالا به توربین و سومین نیرو، نیروی محوری از سیال (P) است که در راستای طول مدل است. نیروی محوری وارد شده به پره تنها تابعی از طول پره بوده و به زمان وابسته نیست و فرض می‌شود با سرعت زاویه‌ای ثابت Ω در حال دوران است. با توجه به شکل ۱ نیروی گریز از مرکز در هر نقطه از طول پره به صورت معادله ۳ بیان می‌شود.



شکل ۱. نحوه اعمال نیروی گریز از مرکز بر روی پره

$$\begin{aligned} T &= \int_x^l \rho A(x) \Omega^2 (r + x) dx \\ &= \rho A \Omega^2 \left(rl + \frac{l^2}{2} - \left(rx + \frac{x^2}{2} \right) \right) \end{aligned} \quad (3)$$

با توجه به معادله ۳ نیروی محوری T در $x=l$ یعنی نوک پره برابر صفر است.

$$\int_0^l (EI\varphi_i^{(4)}(x)q_i(t))\varphi_j(x)dx + \int_0^l \rho A\varphi_i(x)\ddot{q}_i(t)\varphi_j(x)dx - \int_0^l T\dot{\varphi}_i(x)q_i(t)\varphi_j(x)dx - \int_0^l P\ddot{\varphi}_i(x)q_i(t)\varphi_j(x)dx = \int_0^l f(x,t)\varphi_j(x)dx \quad (10)$$

$\varphi_i(x)$ شکل مود برابر است با [27]:

$$\varphi_i(x) = c_i[\sin\beta_i x - \sinh\beta_i x - \alpha_i(\cos\beta_i x - \cosh\beta_i x)] \quad (11)$$

که داریم:

$$\alpha_i = \frac{\sin\beta_i l + \sinh\beta_i l}{\cos\beta_i l + \cosh\beta_i l} \quad (12)$$

$$\beta_1 l = 1.875104 \quad \beta_2 l = 4.694091$$

اکنون باید شکل مود، نیروهای گریز از مرکز و سیال را در معادله ۹ جای‌گذاری کرده و معادله را حل کرد که این کار توسط نرم‌افزار میپل صورت می‌گیرد.

فرکانس دورانی را می‌توان از معادله ۱۳ محاسبه کرد [28]

$$\omega_{r_i}^2 = \omega_{n_i}^2 + \Omega^2 \frac{\int_0^l \left(\left(rl + \frac{l^2}{2} \right) - \left(rx + \frac{x^2}{2} \right) \right) \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} \varphi_i \right) dx}{\int_0^l (\varphi_i^2) dx} \quad (13)$$

سیال نیز که در رابطه ۱۴ با ω_p نشان داده شده است، به‌صورت زیر به‌دست می‌آید:

$$\omega_{v_i}^2 = \omega_{n_i}^2 + \frac{\int_0^l \left(\Omega^2 \left(\left(rl + \frac{l^2}{2} \right) - \left(rx + \frac{x^2}{2} \right) \right) + \frac{P}{\rho A} \right) \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} \varphi_i \right) dx}{\int_0^l (\varphi_i^2) dx} \quad (14)$$

$$\left(EI \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} \right) + \rho A \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} - P \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} - T \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} = f(x,t) \quad (7)$$

فرم کاهش یافته رابطه ۷ نیز به‌صورت زیر است:

$$\int_0^l (EIw^{(4)}(x,t))dx + \int_0^l (\rho Aw^{(2)}(x,t))dx - \int_0^l (Tw^{(2)}(x,t))dx - \int_0^l (Pw^{(2)}(x,t))dx = \int_0^l f(x,t)dx \quad (8)$$

که داریم:

$$w(x,t) = \sum_{i=1}^N \varphi_i(x)q_i(t) \quad (9)$$

$w(x,t) = \varphi_i(x)q_i(t)$ را در معادله اصلی جای‌گذاری کرده و دو طرف معادله را در $\varphi_i(x)$ ضرب نموده و از کل معادله از صفر تا l انتگرال گرفته می‌شود. در نتیجه:

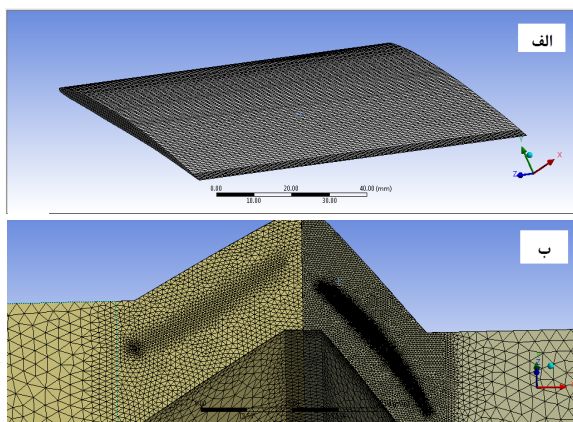
در رابطه ۱۳، ω_n فرکانس طبیعی و ω_p فرکانس دورانی را نشان می‌دهد. میزان فرکانس در حالت دورانی و فشار محوری

همچنین سه جنس مختلف مورد استفاده قرار گرفت که مشخصات آنها در جدول ۲ آمده است.

جدول ۲. مشخصات روتورهای مورد بررسی

چگالی (kg/m ³)	مدول یانگ (GPa)	جنس روتور
۹	۳۰۰	شماره ۱
۷۸۰۰	۲۰۰	شماره ۲ (فولاد)
۲۸۰۰	۷۰	شماره ۳ (آلومینیوم)

هندسه نمونه پره توربین به وسیله نرم افزار کاتیا^{۲۰} ترسیم گردیده و وارد نرم افزار انسیس^{۲۱} شده و مراحل مش بندی و تحلیل بر روی آن صورت گرفته است. در مرحله مش بندی ۲۱۲۰۴ المان و ۱۰۴۲۰۶ گره تولید شده که به صورت مکعبی و تعداد کمی هرمی در نقاط تیز ایرفویل^{۲۲} هستند. در شکل ۳ نمایشی از مش پره توربین، استاتور^{۲۳} و روتور آمده است. در قسمت ب و در سمت راست روتور با تراکم مش زیاد و در سمت چپ، استاتور با تراکم مش کمتر مشاهده می شود.



شکل ۳. الف) مدل مش پره توربین ب) نمای نزدیک مش از سر استاتور و روتور

برای مستقل کردن میدان سیال از مش، به تحلیل چند نمونه مش بندی پرداخته شده و سپس با بررسی تغییرات فشار در چند نقطه بهترین روش مش بندی انتخاب شده است که در جدول ۳ انواع مش بندی همراه با فشار در چند نقطه از پره آورده شده

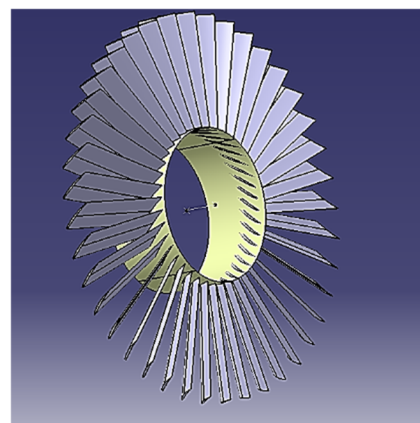
پس از استخراج معادلات تحلیلی جهت اعتبارسنجی از مقایسه نتایج فشار در نوک پره توربین با نتایج منتشر شده در مرجع [۲۲] استفاده شده است. نتایج جدول ۱ صحت نتایج تحلیلی را نشان می دهد.

جدول ۱. مقایسه نتایج تحلیلی با مرجع [۲۲]

زاویه (درجه)	میزان فشار بر نوک روتور (Pa)		درصد خطا
	پژوهش حاضر	مرجع [۲۲]	
۴	۴۸۰۰	۵۰۰۰	۴/۱۶
۲	۵۸۰۰	۶۱۰۰	۵/۱۷
۱	۶۱۰۰	۶۰۰	۱/۶۴
-۰/۵	-۴۷۰	-۵۰۰	۶/۳۸
-۰/۲۵	۰	۰	-
۰	۱۸۵	۲۰۰	۸/۱
-۰/۵	-۹۵	-۱۰۰	۵/۲۶
-۱	۲۱۰۰	۲۰۰۰	۴/۷۶
-۲	۲۱۵۰	۲۰۰۰	۶/۹۷
-۴	۴۰۰۰	۴۰۰۰	۰

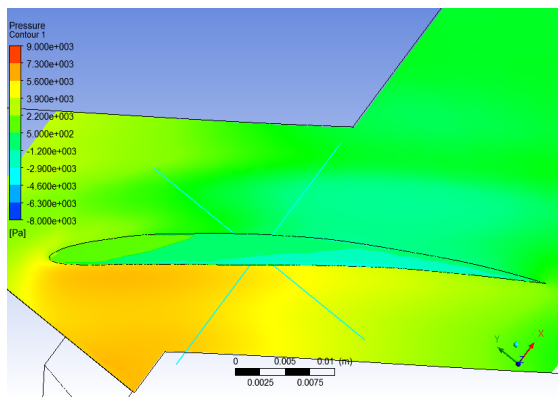
۳. شبیه سازی عددی

در این بخش یک توربین با ۴۰ پره استاتور و روتور با مقطع ایرفویل NACA 4506 استفاده شده که طول آن ۱۵۰ میلی متر و اندازه وتر آن ۵۰ میلی متر که در شکل ۲ مشاهده می شود.



شکل ۲. روتورهای پره توربین

موضوع بعد، بررسی شرایط مرزی سیال - سازه است. سرعت ورودی برابر $v = -44/38i + 61/08j + 0k \text{ m/s}$ و فشار استاتیکی در خروجی صفر در نظر گرفته شده است. استاتور، روتور، پوسته و توپی نیز به صورت دیواره مدل شده‌اند. در شکل ۴ نمای کلی از شرایط مرزی نشان داده شده است. در شکل ۵ کانتور فشار اطراف نوک پره توربین نشان داده شده است. فشار در پایین پره با گذر از لبه پره به سرعت افزایش می‌یابد و تا ۶۰۰۰ پاسکال می‌رسد ولی تغییرات فشار در لبه بالایی با شیب کمتری انجام شده است. این نتیجه تطابق خوبی با نتایج مرجع [۲۲] دارد.

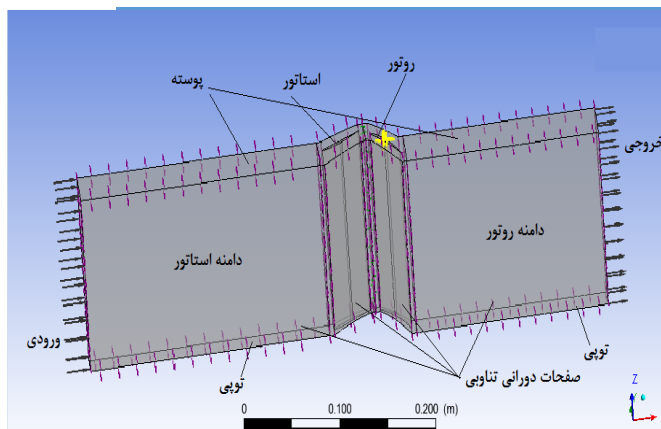


شکل ۵. کانتور فشار در اطراف نوک روتور

است. در نهایت از ۱/۷ میلیون مش از نوع هرمی برای این تحلیل استفاده شد.

جدول ۳. بررسی استقلال از مش میدان سیال

تعداد مش (میلیون)	P center (Pa)	P 250 (Pa)	همگرایی
۱/۴	-۵۸۰/۰۴	-۸۳۴/۳۶	ضعیف
۱/۴۹	-۵۸۵/۰۸	-۸۶۸/۳۹	ضعیف
۱/۶۸	-۵۴۵/۳۵	-۸۷۲/۲۳	ضعیف
۱/۹۳۸	-۱۰۳۳/۳	-۱۱۴۴/۲	قوی
۱/۶۶	-۹۹۵/۱۳	-۱۰۴۴/۷	متوسط
۱/۷	-۹۶۵	-۱۰۰۸/۲	قوی



شکل ۴. نمای کلی از شرایط مرزی

جدول ۴. مقایسه فرکانس حاصل از حل عددی و تحلیلی پره در دوران ۵۰۰ بر ثانیه

مود	فرکانس از حل عددی	فرکانس از حل تحلیلی	درصد خطا
۱	۳۸۴۶/۸	۳۷۸۴/۷۵	۱/۶۱٪
۲	۲۳۳۵۳	۲۳۷۱۸/۶۶	۱/۲۱٪
۳	۲۴۴۷۶	۲۴۷۲۱	۱٪
۴	۵۰۴۵۱	۵۳۴۰۰/۴۸	۵/۶۴٪

با وجود صحت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی عددی، به اعتبارسنجی با نتایج تحلیلی نیز پرداخته می‌شود. در جدول ۴ مقایسه فرکانس حاصل از حل عددی و تحلیلی پره در دوران ۵۰۰ دور بر ثانیه آورده شده است. خطای ناچیز در نتایج نشان می‌دهد که می‌توان از حل عددی برای تحلیل پره در حالت‌های مختلف استفاده نمود.

۴. نتایج

۴-۱. بررسی جابه‌جایی و تغییر فرکانس ارتعاشی

جدول ۵ تغییر شکل (جابه‌جایی) و آنالیز مودال روتور با سرعت ورودی ۷ و ۱/۵۷ را نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، در سرعت ۷ فرکانس مود اول نسبت به فرکانس طبیعی، افزایش یافته ولی این تغییرات چندان زیاد نیست. همچنین با افزایش سرعت، فشار روی پره افزایش یافته و در نتیجه باعث افزایش فرکانس مود اول شده است.

جدول ۵. کانتور فشار در اطراف نوک روتور

سرعت	حداکثر تغییر شکل (mm)	فرکانس مود اول (Hz)
۷	۰/۵۶۴۹	۳۸۵۰/۱
۱/۵۷	۳/۳۸۷۸	۳۸۵۸/۵

شرایط تغییرات مش روشن باشد. برای دیواره‌های روتور در سازه باید جابه‌جایی به‌عنوان شرط مرزی تعامل سیال و سازه و در میدان سیال، قرار گیرد.

در اینجا به بررسی جابه‌جایی و پیش‌نوک روتور در هر سه جنس اشاره شده در قسمت‌های قبل، پرداخته می‌شود. در جدول ۶ جابه‌جایی نوک روتور در سه جنس مختلف آورده شده است.

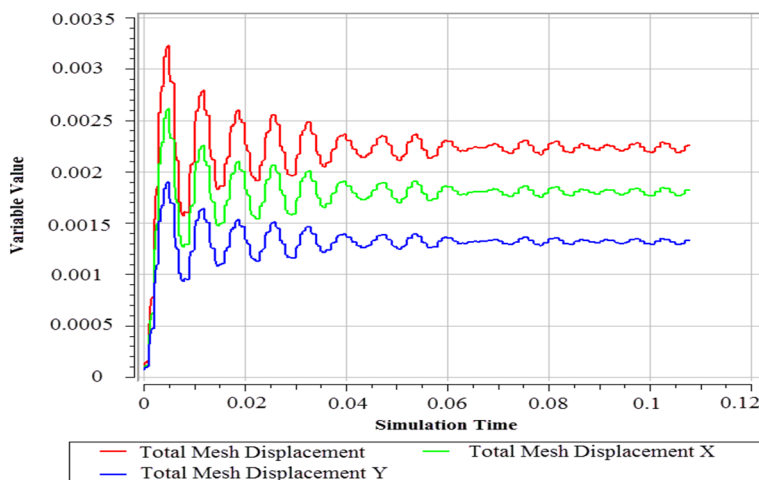
جدول ۶. مقایسه جابه‌جایی نوک روتور در سه جنس مختلف

جنس روتور	جابه‌جایی نوک روتور (mm)	دامنه نوسانات پیش‌نوک (mm)
شماره ۱	۰/۷	۰/۰۱۵
شماره ۲	۱/۲	۰/۰۸
شماره ۳	۲/۲	۰/۱

جنس شماره یک به علت مدول یانگ بالا و چگالی کم دارای مود ارتعاشی زیادی است و در نتیجه دامنه نوسانات در بازه زمان کمی و به سرعت کاهش یافته و به حالت ثابتی رسیده است. روتور جنس دوم به دلیل داشتن مدول یانگ و چگالی بالا، دارای مود ارتعاشی پایینی است. شکل ۶ تغییرات نوک روتور را برای جنس سوم در حدود ۲/۲ میلی‌متر عمود بر سطح روتور نشان داده است. نوسانات اولیه نوک روتور به علت مود ارتعاشی پایین، کند به حالت پایدار می‌رسد.

۴-۲. بررسی جابه‌جایی نوک روتور در سه جنس مختلف

یکی از تحلیل‌های مشکل، شبیه‌سازی تعامل سیال-سازه قوی به‌صورت دو طرفه است. در این شبیه‌سازی هم میدان سیال و هم میدان سازه به‌طور هم‌زمان تحلیل می‌شوند (کوپل دو طرفه) در نتیجه تغییرات هرکدام بر دیگری تأثیرگذار است. در این تحلیل، تمام شرایط مرزی مانند قبل است با این تفاوت که نوع تحلیل را باید به‌صورت گذرا قرارداد و در دامنه روتور باید



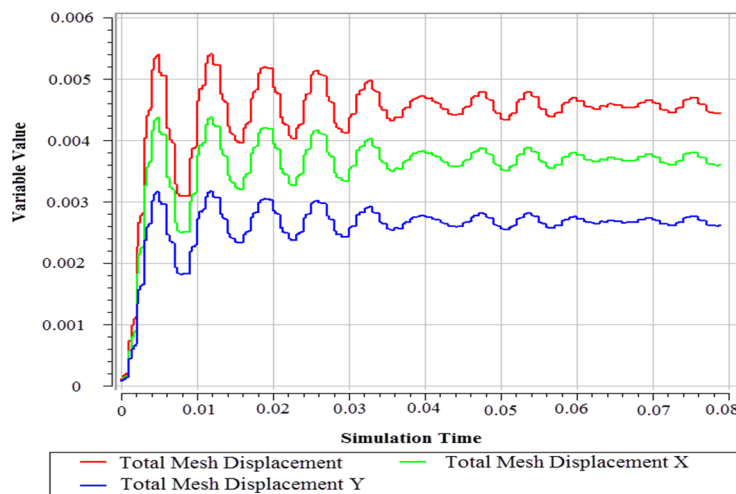
شکل ۶. جابه‌جایی نوک روتور نسبت به زمان در جنس شماره ۳

۳-۴. بررسی اثر افزایش سرعت ورودی بر جابه‌جایی نوک روتور

با توجه به شکل ۷ با افزایش سرعت ورودی به ۱/۲۵۷ نوک روتور در جنس شماره ۳ به میزان ۴/۵ میلی‌متر جابه‌جایی دارد که به نسبت حالت قبل افزایش دو برابری را داشته است. همچنین نتایج نشان می‌دهد که بعد از ۰/۰۴ ثانیه جابه‌جایی نوک روتور به حالت پایای خود رسیده است.

با مقایسه نتایج سه جنس مورد بررسی ثابت می‌شود که در این تحلیل دو طرفه، تأثیر سیال در جنس شماره ۳ از سایر جنس‌ها بیشتر است.

به همین دلیل در ادامه، سایر پارامترها روی جنس شماره ۳ مورد بررسی و تحلیل قرار می‌گیرد.

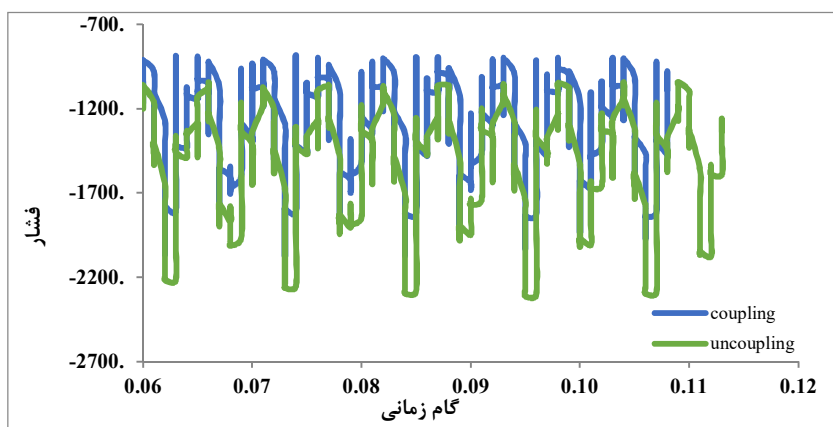


شکل ۷. جابه‌جایی نوک روتور نسبت به زمان در سرعت ۱/۲۵۷

تغییرات فشار در حالت کوپل ملایم‌تر است، چون در این حالت فشار نوک روتور نسبت به حالت بدون کوپل افزایش یافته و دلیل آن، جابه‌جایی نوک روتور است.

۴-۴. بررسی تغییرات فشار روی روتور در دو حالت کوپل و بدون کوپل

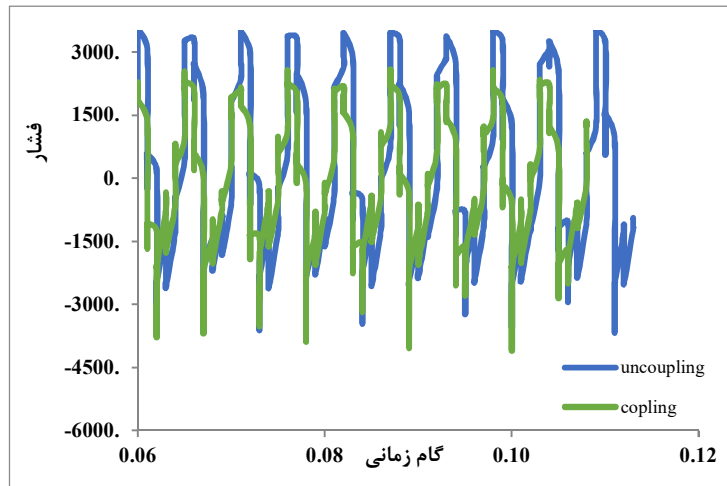
شکل ۸ تغییرات فشار در نقطه‌ای روی نوک روتور برای سرعت ورودی ۷ در دو حالت کوپل و بدون کوپل نشان می‌دهد.



شکل ۸. تغییرات فشار در نقطه‌ای روی نوک روتور برای سرعت ورودی ۷ در دو حالت کوپل و بدون کوپل

زیادی را به دنبال دارد و می‌تواند محل برخورد اولیه جریان باشد. به علت جابه‌جایی کم نوک روتور در این مرحله، تغییرات فشار در قسمت‌های مختلف در حالت‌های کوپل و غیرکوپل نزدیک به هم شده‌اند.

شکل ۹ تغییرات فشار در نقطه‌ای روی جلوی نوک روتور برای سرعت ورودی ۷ در دو حالت کوپل و بدون کوپل نشان می‌دهد. تغییرات فشار شدید در این محل، به این علت است که نقطه انتخابی بحرانی بوده و هرگونه تغییر در سیال در این نقطه اثرات

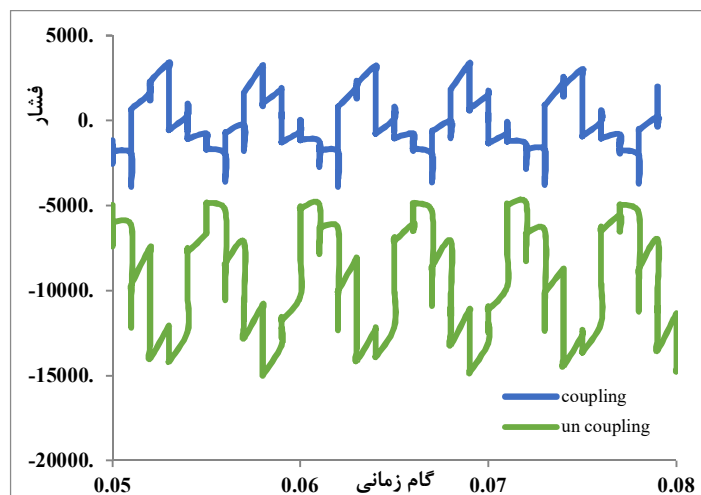


شکل ۹. تغییرات فشار در نقطه‌ای روی جلوی نوک روتور برای سرعت ورودی ۷ در دو حالت کوپل و بدون کوپل

روتور برای سرعت ورودی ۱/۲۵۷ را نشان می‌دهد. با افزایش سرعت، میزان فشار در سر جلوی روتور در حالت کوپل نسبت به حالت غیرکوپل با افزایش چشم‌گیری همراه می‌شود که علت آن جابه‌جایی ۴/۵ میلی‌متری نوک روتور است که در جریان سیال تأثیر گذاشته است.

۴-۵. بررسی اثر افزایش سرعت ورودی بر تغییرات فشار روی روتور

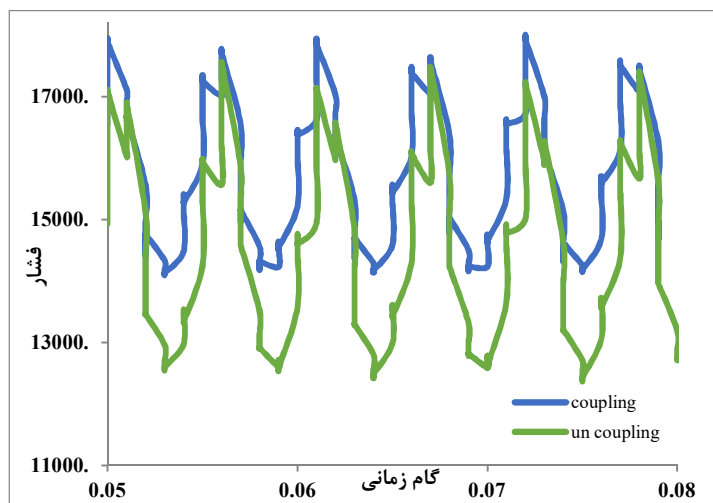
در این بخش به بررسی اثر افزایش سرعت ورودی بر تغییرات فشار روی روتور در دو حالت کوپل و بدون کوپل پرداخته می‌شود. شکل ۱۰ تغییرات فشار در نقطه‌ای روی جلو نوک



شکل ۱۰. تغییرات فشار در نقطه‌ای روی جلو نوک روتور برای سرعت ورودی ۱/۲۵۷ در دو حالت کوپل و بدون کوپل

بهبتر و کامل تری را بر این سطح داشته است و توانسته بیشترین فشار را بر روتور وارد نماید. در مجموع می توان گفت افزایش سرعت، باعث افزایش فشار بر سطح روتور شده و بازه زیاد تغییرات فشار را به دنبال دارد. همچنین در حالت کوپل فشار وارده بر سطح پایین روتور نسبت به حالت غیر کوپل افزایش یافته است.

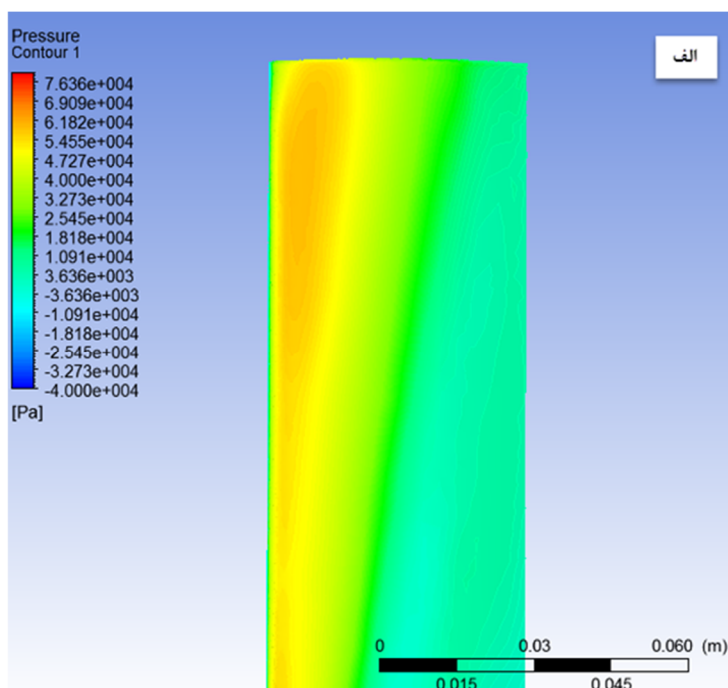
شکل ۱۱ نشان می دهد که تغییرات فشار در نقطه ای روی سطح پایین روتور برای سرعت ورودی ۱/۲۵۷ در حالت کوپل بین ۱۷۱۹۴ تا ۱۲۶۴۳ و در حالت غیر کوپل ۱۸۰۰۰ تا ۱۴۳۰۰ پاسکال است و در حالت کوپل، میزان فشار در این منطقه افزایش یافته است. می توان گفت که در این حالت سیال تأثیر

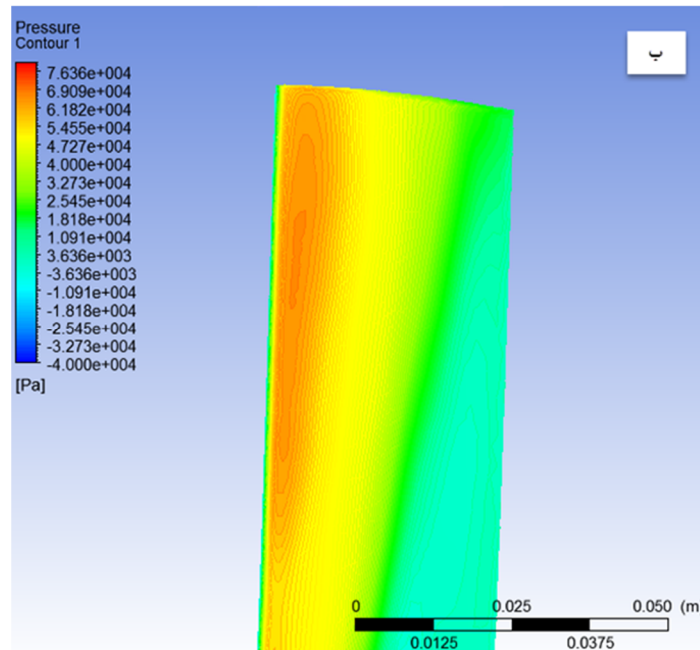


شکل ۱۱. تغییرات فشار در نقطه ای روی سطح پایین روتور برای سرعت ورودی ۱/۲۵۷ در دو حالت کوپل و بدون کوپل

نسبت به نواحی دیگر بیشتر است. همچنین فشار در حالت کوپل نسبت به حالت غیر کوپل افزایش یافته است.

نمایی از کانتور فشار در سطح پایین روتور در دو حالت کوپل و غیر کوپل در شکل ۱۲ نشان داده شده است. فشار در نوک روتور بیشترین مقدار را داشته و در ناحیه جلوی روتور میزان فشار

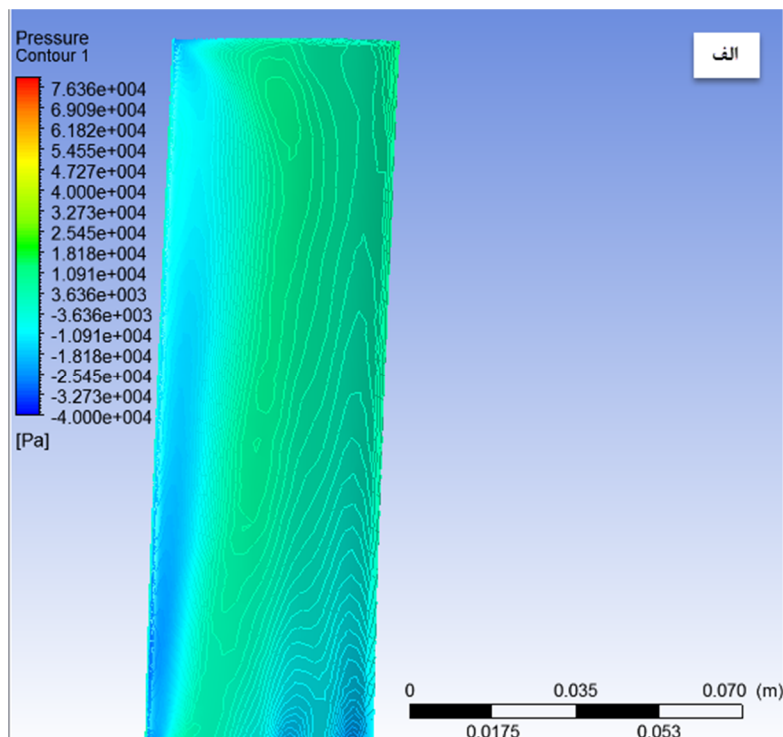


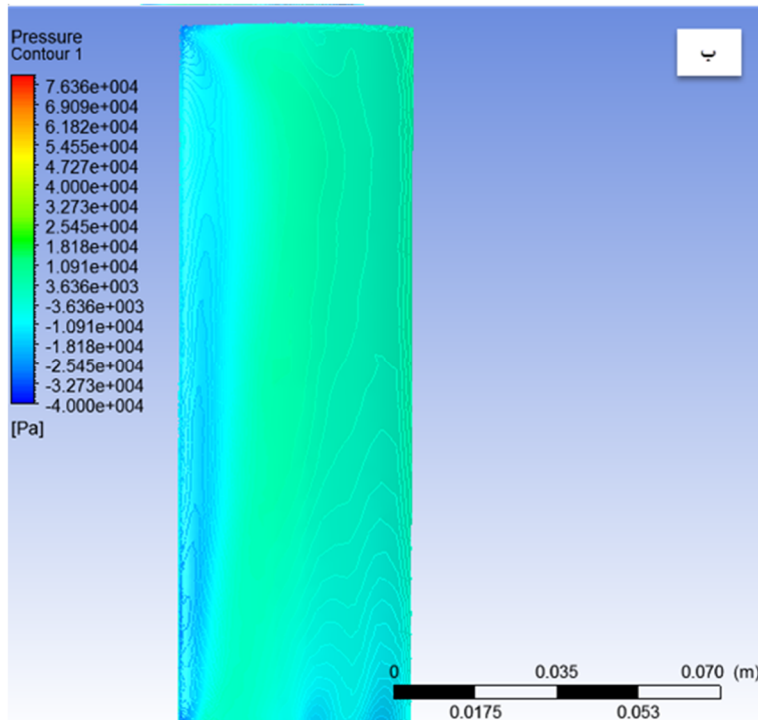


شکل ۱۲. کانتور فشار سطح زیرین روتور در حالت کوپل (الف) و غیر کوپل (ب)

همچنین در ناحیه جلوی روتور میزان فشار نسبت به نواحی دیگر کمتر است و به طور کلی فشار در حالت کوپل نسبت به حالت غیر کوپل کاهش یافته است.

در شکل ۱۳ کانتور فشار بر سطح بالایی روتور نشان می‌دهد که فشار در نوک روتور بیشترین مقدار را دارد.





شکل ۱۳. کانتور فشار سطح بالایی روتور در حالت کوپل (الف) و غیر کوپل (ب)

۵. نتیجه گیری

در این پژوهش به تحلیل ارتعاشی و بررسی تغییرات فشار روی روتور در تعامل سیال و سازه به صورت کوپل و بدون کوپل پرداخته شد. ابتدا معادلات تحلیلی آنالیز مودال پره توربین استخراج و نتایج آن با خطای کمتر از ۶ درصد صحت سنجی شد. آنالیز مودال روتور با جنس‌های شماره ۲ (فولاد) و شماره ۳ (آلومینیوم) نزدیک به هم بود که علت آن نزدیک به هم بودن نسبت $\frac{E}{\rho}$ در دو جنس است.

همچنین نتایج نشان داد پره علاوه بر انحراف اولیه در جای خود، نوساناتی با دامنه ۰/۲ میلی‌متر دارد. افزایش سرعت ورودی جریان سیال منجر به افزایش یافتن دامنه نوسانات ارتعاشی می‌شود و در نتیجه میزان فشار وارد بر روتور افزایش می‌یابد.

نتایج حاصل از کوپل دو طرفه نشان می‌دهد که تغییرات فشار بر روی روتور در حالت کوپل کمتر و ملایم‌تر از حالت غیر کوپل است. فشار وارده بر سطح روتور از جلو روتور به

مرکز روتور حرکت کرده و همچنین فشار در حالت کوپل در سطح پایینی روتور افزایش و در سطح بالایی روتور کاهش یافته است. افزایش سرعت نیز باعث افزایش فشار بر سطح روتور شده و بازه زیاد تغییرات فشار را به دنبال دارد.

۶. پیوست ۱، علائم و اختصارات

شعاع توپی	h
طول پره	l
جرم پره	m
شعاع توپی	r
شعاع توپی ثابت	\bar{r}
چگالی پره	ρ
سطح مقطع پره	A
سرعت دورانی	Ω
طول پره	L
دانسیته هوای ورودی	ρ_f
شکل مود	$\varphi_i(x)$

سفتی خمشی	EI	فشار محوری سیال در راستای طول پره	P
تعداد مود	N	نیروی گریز از مرکز	T

۷. مأخذ

- [1] Bazilevs, Yuri, Kenji Takizawa, and Tayfun E. Tezduyar, "Computational fluid-structure interaction: methods and applications", John Wiley & Sons, 2013.
- [2] Souli, M'hamed, and David J. Benson, eds., "Arbitrary Lagrangian Eulerian and fluid-structure interaction: numerical simulation" John Wiley & Sons, 2013.
- [۳] تشکری بافقی، محمد، الهامی، محمدرضا، و ربیعی، علیرضا، "تحلیل عددی پدیده تعامل سیال-سازه بر روی پره توربین"، نشریه علمی مکانیک سیالات و آیرودینامیک، دوره ۴، شماره ۲، پاییز و زمستان ۱۳۹۴.
- [4] Farhat, C., "Parallel and distributed solution of coupled nonlinear dynamic aeroelastic response problems", J. Wiley & Sons, 1997.
- [5] Rifai, Steven M., Zdeněk Johan, Wen-Ping Wang, Jean-Pierre Grisval, Thomas JR Hughes, and Robert M. Ferencz, "Multiphysics simulation of flow-induced vibrations and aeroelasticity on parallel computing platforms", *Computer methods in applied mechanics and engineering*, 1999, Vol.174, no.3-4, pp.393-417.
- [6] Pahlke, Klausdieter, "Berechnung von Strömungsfeldern um Hubschrauberrotoren im Vorwärtsflug durch die Lösung der Euler-Gleichungen", PhD diss., 1999.
- [7] Hierholz, Karl-Heinz, "Ein numerisches Verfahren zur Simulation der Strömungs-Struktur-Interaktion am Hubschrauberrotor", VDI-Verlag, 1999.
- [8] Dubini, G., Riccardo Pietrabissa, and Franco Maria Montevicchi, "Fluid-structure interaction problems in bio-fluid mechanics: a numerical study of the motion of an isolated particle freely suspended in channel flow", *Medical engineering & physics*, 1995, Vol.17, no.8, pp.609-617.
- [9] Peskin, Charles S., "The immersed boundary method", *Acta numerica*, 2002, Vol.11, pp.479-517.
- [10] Hou, Gene, Jin Wang, and Anita Layton, "Numerical methods for fluid-structure interaction—a review", *Communications in Computational Physics*, 2012, Vol.12, no.2, pp.337-377.
- [11] Stodola, Aurel, "Steam and gas turbines: with a supplement on the prospects of the thermal prime mover", Vol.2, McGraw-Hill, 1927.
- [12] Dimitriadis, E. K., "The Vibration of Packeted-Bladed Discs Alloys", PhD diss., MSc. Thesis., Imperial College, 1979.
- [13] Salama, A. L., and M. Petyt, "Dynamic response of packets of blades by the finite element method", *Trans ASME, Journal of Mechanical Design*, 1978, Vol.100, no.4, pp.660-666.
- [14] Judge, John, Christophe Pierre, and Oral Mehmed, "Experimental investigation of mode localization and forced response amplitude magnification for a mistuned bladed disk", *J. Eng. Gas Turbines Power*, 2001, Vol.123, no.4, pp.940-950.
- [15] Gordon, Robert, and Joseph Hollkamp, "An experimental investigation of non-uniform damping in blade-disk assemblies", In *34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, 1998, p.3747
- [16] Roemer, Michael J., Stephen H. Hesler, and Neville F. Rieger, "On-site modal testing of low-pressure turbine blade rows", *Sound and Vibration*, 1994, Vol.28, no.5, pp.16-22.
- [17] Orsagh, R. F., and M. J. Roemer, "Examination of Successful Modal Analysis Techniques Used for Bladed-Disk Assemblies", *IMPACT TECHNOLOGIES LLC ROCHESTER NY*, 2002.
- [18] Pereira, J. C., L. A. M. Torres, Tractebel Energia, E. da Rosa, and H. Bindewald, "A Low Cycle Fatigue Analysis on a Steam Turbine Bladed Disk-Case Study", In *12th IFTMMMWorld Congress*, 2007, pp. 18-21.
- [19] Hou, Jianfu, and Bryon J. Wicks, "Root flexibility and untwist effects on vibration characteristics of a gas turbine blade", DEFENCE SCIENCE AND TECHNOLOGY ORGANIZATION VICTORIA (AUSTRALIA) PLATFORM SCIENCES LAB, 2002.

- [20] Forbes, Gareth L., Osama N. Alshroof, and Robert B. Randall, "Fluid-structure interaction study of gas turbine blade vibrations", *Australian Journal of Mechanical Engineering*, 2011, Vol.8, no.2, pp.143-150.
- [21] Alshroof, O., Gareth Forbes, and R. Randall, "Relationship between the pressure at the casing wall and at the blade tip for a vibrating turbine blade", In *Proceedings of the 17th Australasian Fluid Mechanics Conference.*, Australasian Fluid Mechanics Society, 2010.
- [22] Alshroof, Osama N., Gareth L. Forbes, Nader Sawalhi, Robert B. Randall, and Guan H. Yeoh, "Computational fluid dynamic analysis of a vibrating turbine blade", *International Journal of Rotating Machinery*, 2012.
- [23] Badshah, Mujahid, Saeed Badshah, and Kushsairy Kadir, "Fluid structure interaction modelling of tidal turbine performance and structural loads in a velocity shear environment", *Energies*, 2018, Vol.11, no.7, p.1837.
- [24] Badshah, Mujahid, Saeed Badshah, and Sakhi Jan, "Comparison of computational fluid dynamics and fluid structure interaction models for the performance prediction of tidal current turbines", *Journal of Ocean Engineering and Science*, 2020, Vol.5, no.2, pp.164-172.
- [25] Gu, Jintong, Fulin Cai, Norbert Müller, Yuquan Zhang, and Huixiang Chen, "Two-Way Fluid-Solid Interaction Analysis for a Horizontal Axis Marine Current Turbine with LES", *Water*, 2020, Vol.12, no.1, p.98.
- [26] Zeyu, Zhang, Hui Jizhuang, Suo Xuefeng, Zhang Fuqiang, and Lei Jingyuan, "Fluid-solid interaction analysis of torque converters", *High Technology Letters*, 2019, pp.239-244.
- [27] S. S. Rao, "Mechanical Vibrations", Pearson Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ, USA, 4th edition, 2004.
- [28] G. Genta, "Dynamics of Rotating systems", Springer, 2005.

پی نوشت:

1. Rotor
2. Modal analysis
3. Aeroelastic
4. Flutter
5. Peskin
6. Hou & Wang
7. Stodola
8. Dimitriadis
9. Salama
10. Judge & Gordon
11. Roemer
12. Periera & [et al.]
13. Hou & [et al.]
14. Forbes & [et al.]
15. Alshroof
16. Badshah & [et al.]
17. Gu & [et al.]
18. Zhang & [et al.]
19. Maple Software
20. CATIA Software
21. ANSYS Software
22. Airfoil
23. Stator