



بررسی تاثیر غوطه وری و فشار خارجی بر فرکانس طبیعی پوسته های استوانه ای

رضاروستایی^۱

مجتمع دانشگاهی علوم و فنون دریایی ، دانشگاه صنعتی مالک اشتر

Roostae_321@yahoo.com

چکیده

در این تحقیق ابتدا به بررسی ارتعاشات آزاد پوسته های استوانه ای پرداخته شده و سپس تاثیر هر یک از عوامل فشار خارجی و سیال پیرامون بر روی فرکانس طبیعی پوسته بیان می شود، آنگاه یک مدل را توسط نرم افزار ANSYS تحلیل کرده و نتایج حاصل را با نتایج عملی مقایسه می کنیم، سرانجام پس از اطمینان از نتایج حاصل، بدنه فشار یک زیر دریایی به عنوان کاری متفاوت تحلیل شده است. فرکانسهای طبیعی و شکل مود ها بدست آمده و بعضی از آنها در پایان مقاله مورد بررسی قرار گرفته اند .

کلمات کلیدی : ارتعاشات ، پوسته های تقویت شده، غوطه ور، بدنه فشار

^۱- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک (پژوهشکده زیرسطحی)

**مقدمه :**

اهمیت آنالیز مودال پوسته های استوانه ای تقویت شده را از دو دیدگاه میتوان مورد بررسی قرار داد .

۱- پدیده باکلینگ دینامیک

۲- نویز منتشر شده در اثر ارتعاشات

باکلینگ دینامیک :

هنگامیکه یک پوسته استوانه ای تقویت نشده با فشار خارجی یکنواختی مواجه شود می تواند دچار باکلینگ شود. این شکل از شکست به عنوان ناپایداری پوسته شناخته شده است.

به علاوه اگر پوسته های استوانه ای تقویت شده با نیروهای متناوب مواجه شوند، می توانند در چند مود

مختلف مرتعش شوند ولی بطور مشخص کمترین فرکانسهای تشدید ارتعاش دارای مود شیپهایی شبیه

مودهای باکلینگ استاتیک هستند، شکل (۱).

کارهایی که در گذشته بر روی پوسته های شلجمی شکل و پوسته های استوانه ای تقویت شده توسط *Ross, Taylor* [1] و [2] انجام شده نشان می دهد که همچنان که فشار خارجی افزایش می یابد فرکانس های تشدید کاهش می یابند و با نزدیک شدن به فشار باکلینگ استاتیک مود شکل های ارتعاشی شبیه مود های باکلینگ استاتیک خواهند شد بدین صورت که در این حالت مقادیر مربوط به تعداد نیم موجهای طولی و تعداد موجهای محیطی برای کمترین فرکانس تشدید با مقادیر مربوط به باکلینگ استاتیک برابر خواهند شد .

این مشاهدات به پدیده ای بنام باکلینگ دینامیک اشاره دارد، این پدیده ممکن است در فشاری بسیار کوچکتر از فشاری که برای باکلینگ استاتیک پیش بینی شده رخ دهد .

تئوری :

در این قسمت ابتدا معادلات مربوط به ارتعاشات آزاد استوانه ها بیان میشود و سپس تاثیر هر یک از عوامل

فشار، چگالی و رینگ های تقویت کننده را در معادلات بررسی می شود .



ارتعاشات پوسته های استوانه ای:

معادله ماتریسی حرکت پوسته برای جابجاییهای کوچک حول نقطه تعادل به صورت زیر است.

$$M\ddot{U} + KU = 0 \quad (1)$$

بطوریکه U بردار جابجاییهای و M و K ماتریسهای جرم و سختی هستند. تمام ماتریسهای معادله (1) حقیقی و متقارن هستند. اگر ω فرکانس حرکت هارمونیک باشد و $\xi(t)$ دامنه حرکت، هر شکل مود را میتوان بصورت قسمت حقیقی $e^{i\omega t}$ نوشت.

معادله (2) فرکانسهای طبیعی سیستم را می دهد: [3]

$$[[K_t] - \omega^2 [M]] \xi = 0 \quad (2)$$

که در معادله بالا:

$[K_t]$: ماتریس سختی کل سیستم

$[M]$: ماتریس جرم کل سیستم به صورت زیر است:

$$[M] = \sum [m_e] \quad (3)$$

$[m_e]$: ماتریس جرم المان

ماتریس جرم المان توسط رابطه زیر محاسبه می شود:

$$[m_e] = \int [N]^T \rho [N] d(vol) \quad (4)$$

$[N]$: ماتریس توابع شکل المان

برای محاسبه ماتریس سختی با استفاده از اصل کار مجازی می توان ثابت کرد که ماتریس سختی کل در حقیقت برابندی است از مجموع ماتریس سختی الاستیک و ماتریس سختی هندسی بطوریکه ماتریس سختی هندسی به پیش تنش ایجاد شده در پوسته در اثر فشار خارجی (یا داخلی) وابسته است و ماتریس سختی الاستیک تنها به

خواص فیزیکی ماده بستگی دارد: [1]

$$[K_t] = [K] + [K_g] \quad (5)$$

$$[K] = \sum [k_e] \quad (6)$$



$$[K_g] = \sum [k_{ge}] \quad (7)$$

$$[K_e] = \int [B]^T [D][B] dv \quad (8)$$

$$[K_g] = \int [G]^T [\sigma][G] dv \quad (9)$$

در روابط بالا:

$[D]$: ماتریس تنش - کرنش ساختاری

$[G]$: ماتریس کرنش غیر خطی - جابجایی

$[K_e]$: ماتریس سختی الاستیک المان

$[K_{ge}]$: ماتریس سختی هندسی المان

$\{\sigma\}$: بردار تنش های غشایی

ارتعاشات آزاد استوانه های تقویت شده درون آب :

مدهای ارتعاشی استوانه های تقویت شده درون آب مشابه مدهای ارتعاشی آنها در هوا و یا تحت خلا می باشد. تفاوت اصلی در این است که حرکت آب به همراه سازه موجب کاهش فرکانسهای تشدید می شود (در مقایسه با ارتعاش آنها درون هوا و یا خلأ). تجربه نشان می دهد که میرایی ناشی از آب تأثیر ناچیزی بر اندازه فرکانس تشدید دارد. زینکوویچ و نیوتن [7] با محاسبات مختلف نشان دادند که معادله ارتعاش سازه درون سیال با صرف نظر از اثر دمینگ بصورت معادله (۱۰) خواهد بود. [7]

$$|\rho_F [k] - \omega^2 (\rho_F [M] + [S]^T [H]^{-1} [S])| = 0 \quad (10)$$

پارامتر $(1/\rho_F)[S]^T [H]^{-1} [S]$ جرم مجازی افزوده شده است که موجب کاهش فرکانس های طبیعی

میشود.



روش حل عددی شامل مراحل زیر است

الف) مدل سازی :

المانهای مورد استفاده

چهار نوع المان در ANSYS برای آنالیز آکوستیک مورد استفاده قرار می گیرند. Fluid 30 , Fluid 29 برای مدل کردن سیال اطراف سازه به ترتیب در مدل‌های دو بعدی و سه بعدی استفاده می شوند همچنین Fluid 130, Fluid 129 نیز برای مدل کردن محیط بی کران در اطراف المانهای Fluid 30, Fluid 29 استفاده می شوند [8].

از این المانهای برای مدل کردن سیال استفاده می شود و سپس از المانهای مناسب سازه (PLANE 45, PLANE42) برای مدل سازی سازه استفاده می گردد. توجه می شود که تنها المانهای Fluid 30, Fluid 29 می توانند در تماس با المانهای سازه باشند (داخل و یا خارج سازه) و همچنین، Fluid 130, Fluid 129 تنها می توانند در تماس Fluid 30 , Fluid 29 قرار گیرند و نمیتوانند بطور مستقیم در تماس با المانهای سازه ای باشند.

خواص مورد نیاز المانهای سیال دانسیته و سرعت صوت می باشند. Fluid 129 , Fluid 130 تنها به سرعت صوت نیاز دارند.

برای المانهای سازه باید مدول یانگ ، دانسیته و ضریب پواسون را تعیین کرد.

ب) مش بندی مدل

یک رینگ نمونه برای مش بندی با استفاده از المانهای دو بعدی آکوستیک در اینجا آورده شده است شکل (۲)، فرآیند مربوط به المانهای سه بعدی نیز مشابه می باشد.

در اینجا یک رینگ توسط المان PLAN42 المان بندی شده است. لایه المان سیال که در تماس با PLAN42 است fluid 29 می باشد که دارای درجات آزادی u_x, u_y می باشد در حالی که تأثیرات متقابل سازه- سیال نیز در حالت فعال قرار داده می شود.

لایه خارجی سیال نیز توسط المان fluid 129 بدون درجات آزادی u_x, u_y مدل شده اند.



ج) تعیین سطح رویارویی سازه - سیال

مراحل تعیین سطح رویارویی سازه - سیال به صورت زیر است :

- ۱- انتخاب نودها در سطح مشترک
- ۲- انتخاب المانهای سیال که در تماس با این نودها هستند
- ۳- تعیین نودهای انتخاب شده به عنوان سطح رویارویی سازه - سیال

ارزیابی و مقایسه تحلیل ها

در این قسمت نمونه هایی که بر روی آنها تست مودال آزمایشگاهی انجام شده است را توسط نرم افزار ANSYS مدل کرده و نتایج حاصل را با هم مقایسه می کنیم تا از صحت نتایج آنالیز مودال نرم افزار اطمینان حاصل شود، این مدل ها در حالت های مختلف بدون تقویت کننده، با رینگ های تقویت، غوطه ور و تحت فشار مدل سازی و مقایسه شده اند

مقایسه نتایج حاصل از تحلیل نرم افزار ANSYS با نتایج داده شده در مرجع [6]

مدل استوانه ای است به ابعاد زیر:

شعاع = 100 mm

طول = 40 mm

ضخامت پوسته = 2 mm

پهنای رینگ تقویت = 4 mm

ارتفاع رینگ تقویت = $4/8 \text{ mm}$

تعداد رینگ ها = ۸ عدد

مدول الاستیسیته = 69 Gpa

نسبت پواسون = $0/3$



مقادیر حاصل از تحلیل ANSYS برای استوانه مدل که با ۸ رینگ تقویت شده است با نتایج آزمایشگاهی مقایسه می شود.

جدول (۱) مقایسه مقادیر حاصل از تحلیل ANSYS برای استوانه مدل که با ۸ رینگ تقویت شده است [9].
واحد فرکانس HZ است.

F نرم افزار	۱۰۵۴	۱۳۴۸	۱۳۸۰	۱۹۱۸
F تجربی	۱۰۷۶	۱۳۵۳	۱۳۷۲	۲۰۱۷
n	۳	۲	۴	۳
m	۱	۱	۱	۲

مقایسه نتایج حاصل از تحلیل با نرم افزار ANSYS با نتایج داده شده در مرجع [4].

مشخصات ظاهری مدل استوانه ای با ضخامت متغیر و به ابعاد زیر:

مدول الاستیسیته = 190 Gpa

نسبت پواسون = $0/3$

چگالی = $7860 \text{ kg} / \text{m}^3$

شعاع = 50 mm

فشار خارجی = 35 bar

شکل (۳) برشی از جداره استوانه را نشان می دهد (ابعاد به میلیمتر هستند)

جدول (۲) مقایسه مقادیر حاصل از تحلیل مدل غوطه و رادر فشار 35 bar را با نتایج تجربی از آنه شده در

مرجع [4].

mode	۱	۳	۴	۵
F نرم افزار	۱۷۳۱	۲۱۷۵	۳۲۸۹	۳۹۲۴
F تجربی	۱۷۶۶	۲۱۸۰	۳۲۵۴	۳۹۱۵
n	۳	۴	۵	۶
m	۱	۱	۱	۱

اکنون پس از اطمینان از صحت نتایج بدنه فشار زیر دریایی را مدل می کنیم.



– آنالیز مودال بدنه فشار زیردریایی با رینگ های تقویت کننده(در هوا)

جدول (۳) مقادیر فرکانس طبیعی بدنه فشار را با رینگ های تقویت نشان می دهد[9]

mode	۱	۲	۳	۴	۵
f	۳۶/۹	۴۸/۶	۶۵/۵	۸۶/۸	۸۹/۵
n	۱	۲	۲	۱	۲
m	۱	۱	۲	۲	۳

– آنالیز مودال بدنه فشار تقویت شده تحت فشار 20 bar

جدول (۴) مقادیر فرکانس طبیعی بدنه فشار را با رینگ های تقویت تحت فشار 20 bar نشان می دهد[9]

mode	۱	۲	۲	۲
f	۳۶/۸	۴۱/۶	۶۰/۲	۸۵/۴
r	۱	۲	۲	۱
rr	۱	۱	۲	۲

– آنالیز بدنه فشار تقویت شده در حالت غوطه ور

جدول زیر مقادیر فرکانس طبیعی بدنه فشار با رینگ های تقویت را در حالت غوطه ور، تحت فشار 15 bar

نشان می دهد[9]

جدول (۵) مقادیر فرکانس طبیعی بدنه فشار با رینگ های تقویت در حالت غوطه را نشان می دهد.

mode	۱	۲	۳	۴	۵
f	۵/۲	۱۰/۴	۱۴/۶	۱۵/۴	۲۳/۷
n	۱	۲	۱	۲	۲
m	۱	۱	۲	۲	۳

جمع بندی

فشار هیدرو استاتیکی اعمال شده بر پوسته باعث ایجاد پیش تنشهایی در آن می شود ، این تنشها با استفاده از تئوری غشایی محاسبه میشوند ، در صورتی که فشار خاجی باشد مولفه های بردار تنش منفی بوده ومنجر



به کاهش سختی سازه خواهد شد) در صورتی که فشار داخلی باشد سختی پوسته افزایش می یابد) ، با توجه

به رابطه کلی $\omega = \sqrt{\frac{K}{M}}$ این کاهش سختی منجر به کاهش فرکانسهای طبیعی پوسته می شود .

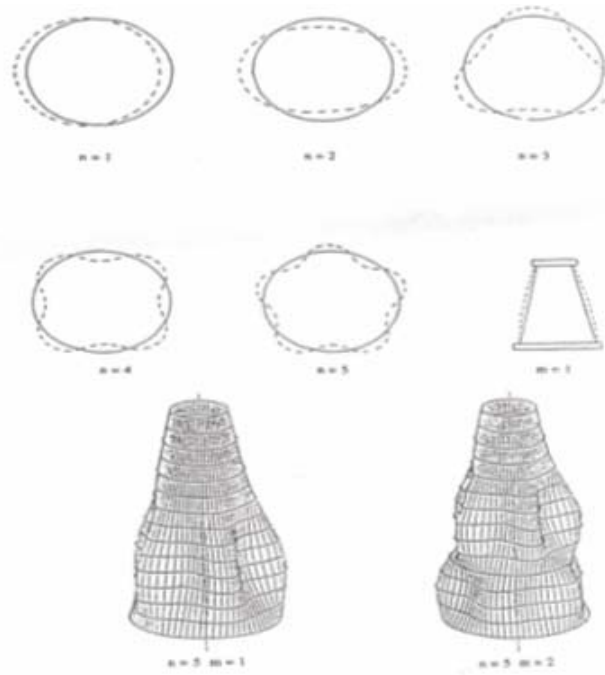
استفاده از رینگ های تقویت کننده باعث افزایش سختی ترکیب رینگ و پوسته میشود .و افزایش فرکانس طبیعی مجموع رینگ و پوسته مورد انتظار است.

سرانجام هنگامیکه پوسته در محیط سیال غوطه ور است به دلیل حرکت المان هایی از سیال که در تماس با پوسته هستند (جرم اضافه شده) جرم کلی سیستم مرتعش افزایش یافته و کاهش فرکانس های طبیعی را در پی خواهد داشت.

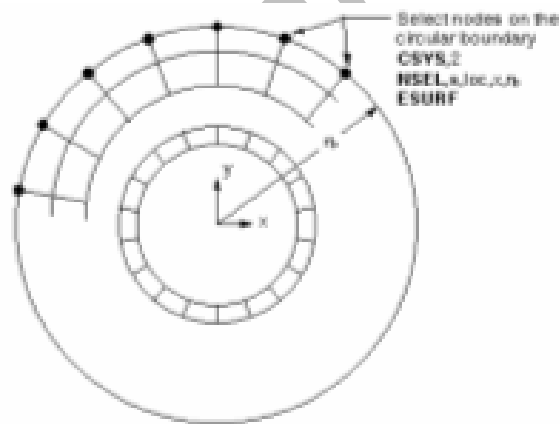
مراجع:

- 1-K . Ragagapolon , Finite Element Buckling of Stiffened Cylindrical Sells,1993
- 2-Ross,Pressure Vessels Under External Pressure,Elsevier Science,1995
- 3-A .joseph Stanly , N . Ganesan , " Free Vibration Characteristics of Stiffened Cylindrical Shells " , Internet Source,1995
- 4-C.T.F Ross , M.W.Taylor,W.D.Richards,A.P.F. Little,"Vibration of Varying Thichness Circular Cylinder Under Uniform External Pressure",2000
- 5-Filippov , S.B. , Haseganu,"Low Frequency Vibrations of a Thin Cylindrical Sell Joined with an Annular Thin Plate",Trans of CSME,27,183-192,2003
- 6-Yang,B.Zhou,J,"Analysis of Ring Stiffened Cylindrical Shells",Journal of Applied Mechanics,2004
- 7- Filippov , S.B,"Theory of Connected and Stiffened Shells",St.Petersburg State University , St. Petersburg (inRussian)2002
- 8-Ansys Source , Ver 5.4

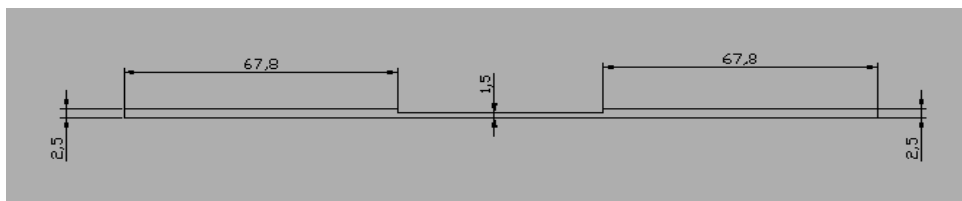
۹-روستایی،ر،پایان نامه کارشناسی ارشد،ارتعاشات پوسته های استوانه ای غوطه ور،دانشگاه صنعتی مالک اشتر ۱۳۸۴



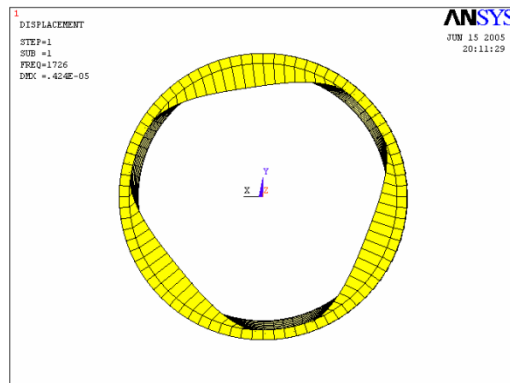
شکل (۱) نمایش مودهای مختلف ارتعاشی یک استوانه [4]



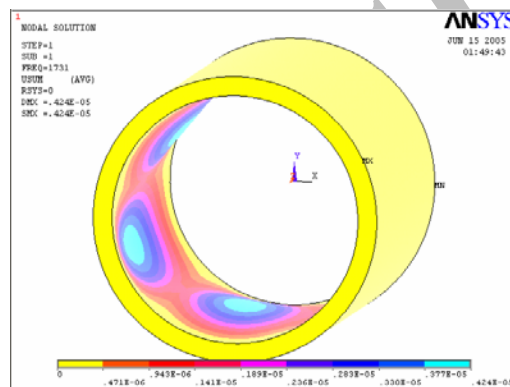
شکل (۲) مش بندی یک رینگ غوطه ور [11]



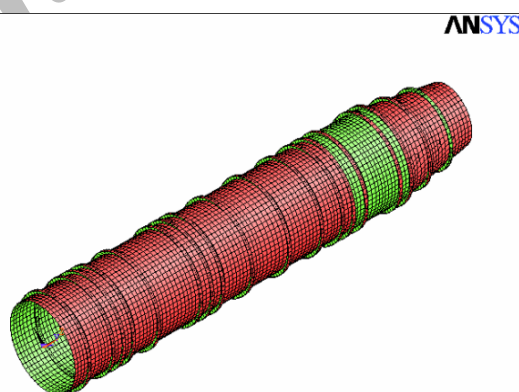
شکل (۳) برشی از مدل مرجع [4]



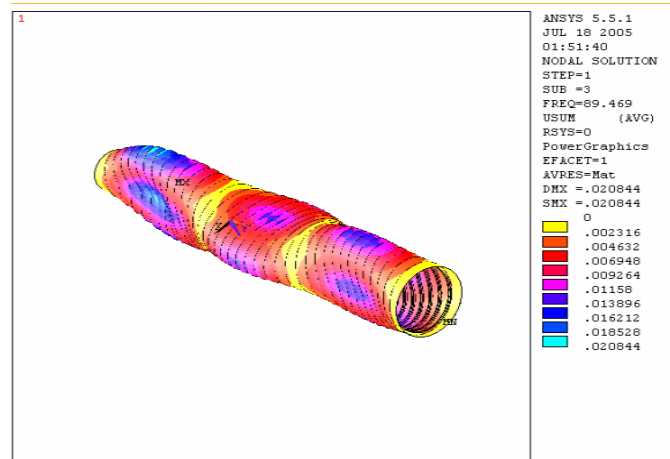
شکل (۴) نمایش مقطع عرضی استوانه مدل در حالت غوطه ور ($n = 3, m = 1$) [9]



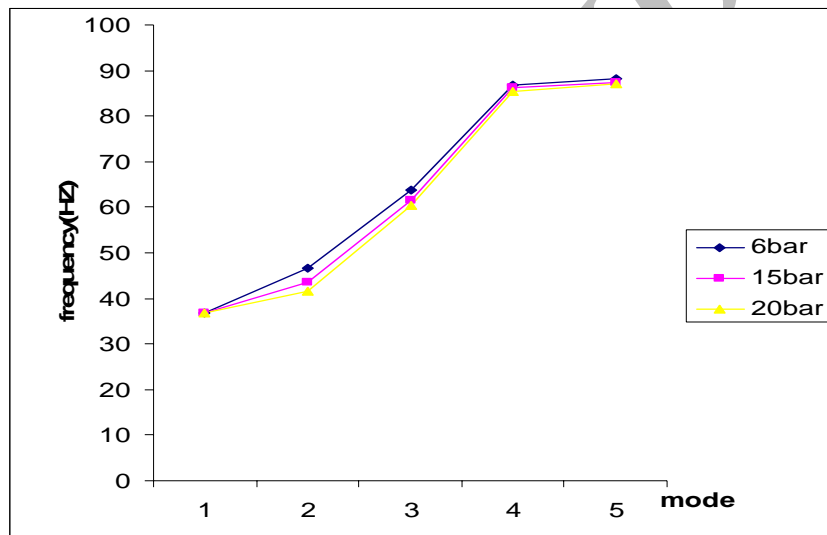
شکل (۵) نمایش مود ارتعاشی استوانه مدل در حالت غوطه ور ($n = 3, m = 1$) [9]



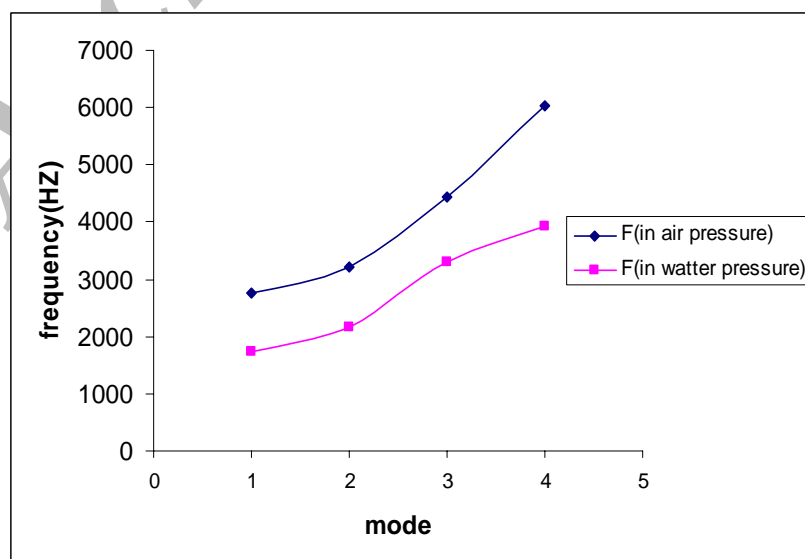
شکل (۶) نمایش مدل مش بندی شده بدنه فشار با رینگ های تقویت [9]



شکل (۷) نمایش مود ارتعاشی بدنه فشار را در هوا ($n = 2$, $m = 3$)



شکل (۸) مقایسه فرکانس طبیعی بدنه فشار در سه فشار مختلف [9]



شکل (۹) مقایسه فرکانس طبیعی در حالت غوطه ور و تحت فشار 20bar