

# بررسی تاثیر پارامترهای موثر روی ارتعاشات رشته حفاری به روش تحلیلی و شبیه‌سازی عددی

میلااد نورآبادی<sup>۱</sup>، هادی سلیمی<sup>۲</sup>، ملیحه رهنما<sup>۳</sup>، جعفر اسکندری جم<sup>۴</sup> و\*

<sup>۱،۲،۳</sup> کارشناس ارشد مهندسی مواد مرکب، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران

<sup>۴</sup> استاد، عضو هیئت علمی، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران

\*مسئول مکاتبات: jejaam@gmail.com

## چکیده

## واژگان کلیدی

رشته حفاری  
استابیلایزر  
روش DQM  
روش عددی اجزای محدود

## تاریخچه مقاله

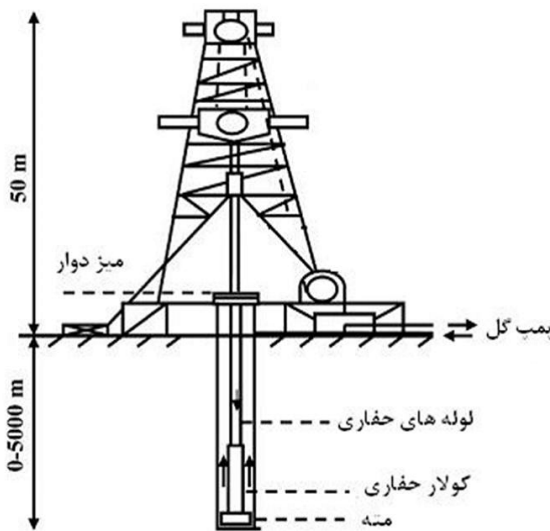
تاریخ دریافت ۱۳۹۶/۰۹/۱۷  
تاریخ پذیرش ۱۳۹۷/۰۹/۲۰

در این تحقیق تاثیر پارامترهای موثر (استابیلایزر، گل حفاری، اثر نیروی کششی) روی فرکانس‌های طبیعی ساختار رشته حفاری به روش تحلیلی و عددی بررسی شده است. ابتدا معادلات حاکم بر رشته حفاری و ارتعاش ساختاری آن ارائه می‌گردد. در ادامه یک نمونه رشته حفاری با مشخصات هندسی معین در نرم‌افزار اجزای محدود شبیه‌سازی شده و تاثیر پارامترهای مختلف روی ارتعاشات ساختار بررسی می‌شود. نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی اجزای محدود با نتایج روش تحلیلی DQM مقایسه شده است. نتایج نشان می‌دهد در هر شکل مود خمشی، هرچه نسبت طول نیم موج خمشی به فاصله استابیلایزرها عدد بزرگتری باشد، میزان تاثیر پذیری فرکانس طبیعی نیز چشمگیرتر خواهد بود. با در نظر گرفتن اثر گل حفاری نتایج نشان می‌دهد که فرکانس طبیعی در مود پیچشی ثابت است اما فرکانس‌های خمشی و محوری با افزایش نسبت  $\frac{Mm}{Ms}$  کاهش می‌یابند. همچنین اثرات پیش تنش ناشی از نیروی محوری منجر به کاهش فرکانس‌های طبیعی محوری، پیچشی و خمشی می‌شود و گشتاور پیچشی تأثیری در فرکانس‌های محوری و پیچشی رشته حفاری ندارد.

## ۱ مقدمه

رشته حفاری جزء اصلی عملیات حفاری در صنعت نفت و گاز می‌باشد که وظیفه انتقال گشتاور به مته حفاری را بر عهده دارد. هدف اصلی عملیات حفاری، حفر چاه توسط مته به منظور دسترسی به منابع نفت و گاز می‌باشد. رشته حفاری بطور کلی از دو قسمت لوله‌های حفاری و کولار حفاری تشکیل شده است. لوله‌های حفاری لوله‌های باریکی هستند که قسمت فوقانی رشته حفاری را تشکیل می‌دهند. قسمت تحتانی رشته حفاری که شامل کولار حفاری، مته و پایدارکننده‌ها می‌باشد (Bottom Hole Assembly) نام دارد. با توجه به اینکه کولار حفاری تحت بار فشاری قرار دارد برای جلوگیری از کماتش آنها را ضخیم‌تر از لوله‌های حفاری می‌سازند و برای کاهش ارتعاشات جانبی ناشی از مته بر روی آنها تعدادی پایدارکننده که اندازه قطر آنها تقریباً با قطر مته برابر است قرار می‌دهند. سیستم محرکه در سطح عمدتاً شامل موتور الکتریکی، گیربکس و میز دوار است. گشتاور خروجی از موتور توسط کیلی از میز دوار به رشته حفاری منتقل می‌شود. وزن روی مته همان نیروی فشاری مورد نیاز برای عملیات حفاری است. سیال حفاری (گل حفاری) که معمولاً شامل آب و موادی با ویسکوزیته غیر نیوتنی است، از درون رشته حفاری به پایین پمپ می‌شود و براده‌های حفاری را از فضای بین رشته حفاری و چاه به بالا خارج می‌کند، سیال حفاری علاوه بر خارج کردن براده‌های حفاری، وظیفه سرد و روانکاری کردن مته حفاری را نیز برعهده دارد. شکل ۱ نمای کلی سیستم حفاری را نشان می‌دهد.

وجود پدیده‌های نامطلوب ارتعاشی که در این گونه سیستم‌ها رخ می‌دهد،



شکل ۱: شماتیکی کلی از سیستم حفاری

وجود پدیده‌های نامطلوب ارتعاشی که در این گونه سیستم‌ها رخ می‌دهد موجب بروز اختلال در فرآیند حفاری و ایجاد صدمات زیاد به بخش‌های مختلف سیستم و همچنین دیواره چاه می‌گردد. ارتعاشات رشته حفاری می‌تواند نرخ نفوذ را کاهش و در نتیجه، زمان و قیمت حفاری را افزایش دهد، همچنین می‌تواند خسارات دائمی را به دیواره چاه وارد نموده و خرابی زود هنگام مته و سایر تجهیزات حفاری شود. علاوه بر آن، ارتعاشات می‌تواند در عملکرد وسایل اندازه‌گیری تأثیر گذاشته و باعث ناپایداری در فرآیند حفاری

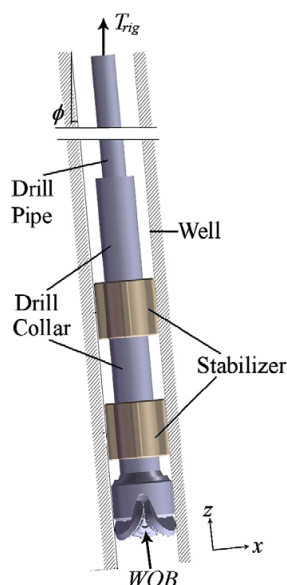
سازي آن را به روش تجربي بررسی نمود. در این مطالعه يك برنامه کامپيوتري برای بررسی و تحلیل ارتعاشی ارائه شده است.

هان و همکارانش در سال ۲۰۱۳ [۹] پاسخ هارونیک طولی يك دریل استرلینگ را با استفاده از نرم افزار انسیس تحلیل نمودند. در این تحقیق ابتدا آنالیز مودال ساختار بررسی شده و سپس تحلیل پاسخ هارمونیک مطالعه و بررسی می‌گردد.

بو و همکارانش در سال ۲۰۱۵ [۱۰] پاسخ ارتعاشی بوسیله تحریک هارمونیک را روی يك رشته حفاری انعطاف‌پذیر مطالعه نمودند. در این مطالعه تئوری دینامیکی و متودولوژی تحریک توسعه داده شده و تاثیر فرکانس های تحریک و پارامترهای سازه روی پاسخ ارتعاشی سازه استخراج شده است. البدری و المنصوری در سال ۲۰۱۶ [۱۱] تحلیل شکست در رشته حفاری صنایع نفت را بررسی کردند. آنها در این تحقیق تاثیر باد را روی تغییر شکل رشته حفاری بررسی نمودند. همانه و همکارانش در سال ۲۰۱۶ [۱۲] ارتعاشات پیچشی رشته حفاری به روش تجربي و مدل سازی اجزای محدود بررسی نمودند. بلکم و همکارانش در سال ۲۰۱۷ [۱۳] تسلیم ناشی از خستگی رشته حفاری را برای دو آلیاژ آلومینیوم و فولاد بررسی کردند. در این مطالعه تاثیر پارامترهای موثر روی ارتعاشات سازه رشته حفاری به روش عددی و تحلیلی بررسی می‌گردد.

## ۲ معادلات حاکم

در این بخش ارتعاشات آزاد رشته حفاری بررسی می‌گردد. برای دستیابی به معادلات حاکم بر رشته حفاری، بایستی با محاسبه روابط انرژی جنبشی و پتانسیل المان و نیروهای وارد بر المان، معادلات حاکم بر المان را تعیین نمود. با توجه به اینکه رشته حفاری شامل لوله‌های حفاری، لوله‌های وزنه، پایدارکننده‌ها و مته می‌باشد، هنگام مدل سازی مسأله معادلات بکار رفته برای هر منطقه بصورت جداگانه بسط داده شده‌اند. به منظور فرمول بندی مسأله هر يك از بخش های دریل استرلینگ به صورت تیر مدل سازی می‌شود [۱۴].



شکل ۲: شماتیکی از بخش های دریل استرلینگ

چاه شود. اگر این پدیده‌های ارتعاشی به طور دقیق شناخته شده، و کنترلی دقیق روی نحوه کار حفاری اعمال گردد، باعث کاهش هزینه‌ها، کوتاه شدن زمان حفاری و در مجموع باعث بالا رفتن بازده حفاری می‌شود. محققان با استفاده از قوانین مکانیک، معادلات ریاضی مختلفی را برای حرکت و شبیه سازی رشته حفاری بدست آورده‌اند. اما با توجه به پیچیدگی موضوع و دخالت عوامل مختلفی همچون اثرات غیر خطی بار محوری یا تنش سختی، تماس رشته با دیواره‌ی چاه، خارج از مرکز بودن رشته و سایر پارامترها، حل تحلیلی توسط معادلات ریاضی، پاسخگوی این رفتار پیچیده‌ی رشته‌ی حفاری نمی‌باشد. به همین منظور روش‌های عددی در این زمینه بکار گرفته شده‌اند. روش اجزاء محدود یکی از روش‌های قوی در حل معادلات دیفرانسیل جزئی می‌باشد که به طور گسترده‌ای برای تحلیل معادلات حاکم بر پدیده‌های فیزیکی بکار می‌رود. اولین مطالعات در مورد ارتعاشات رشته حفاری توسط فینی و بیلی انجام شده است [۱].

خان [۲] تحلیل مودال را برای ارتعاشات محوری و پیچشی رشته حفاری با استفاده از روش اختلاف محدود انجام داد. وی از معادله موج طولی و پیچشی با صرف نظر از اثرات جرم اضافه، میرایی ناشی از گل حفاری، زاویه چاه و تماس رشته با دیواره استفاده نمود.

ری [۳] معادلات دیفرانسیل ارتعاشات عرضی BHA در فاصله‌ی بین مته و معادلات زاویه دار بودن چاه و عدم انطباق مرکز جرم لوله‌ها با محور را حل نمود. وی با حل این معادلات به وسیله‌ی روش عددی تفاضل محدود به بررسی اثرات گشتاور و وزن وارد بر مته، میرایی گل حفاری و زاویه قرارگیری BHA بر نیروهای وارد بر مته و پایدارکننده‌ها پرداخته است.

بیرد و همکاران [۴] يك برنامه کامپيوتري به نام GEODYN2 را به روش اجزاء محدود برای تحلیل سه بعدی مجموعه پایین رشته (BHA) در حالت گذرا، تهیه نموده‌اند. آنها در این برنامه کامپيوتري رشته حفاری را به صورت يك تیر پیوسته در نظر گرفته و در تحلیل خود اثر برخورد رشته حفاری با دیواره را تأثیر داده‌اند.

برگس و همکاران [۵] علل شکست در رشته‌های حفاری را ارتعاشات جانبی معرفی نموده‌اند و عوامل مؤثر بر این نوع ارتعاشات را سرعت دوران، تماس رشته و مته با سازند حفاری و ارتعاشات وارد شده به سیستم از طریق پمپ گل حفاری بیان کرده و سپس توسط برنامه‌ای به روش اجزاء محدود، ارتعاشات جانبی را بررسی کرده‌اند.

جوجی و همکاران [۶] ارتعاشات رشته حفاری را با نصب ابزار اندازه‌گیری ارتعاشات در نقاط مختلف رشته بررسی کرده و نتایج خود را با پاسخ‌هایی که توسط نرم‌افزارهای NATFREQ، WHIRL، NADRID بدست آورده‌اند مقایسه و مورد بررسی قرار داده‌اند. در مقایسه با روش‌های عددی اجزاء محدود و تفاضل محدود، روش تربیع دیفرانسیلی (DQM) روش جدیدتری برای حل دستگاه معادلات دیفرانسیل است. به علت سادگی الگوریتم به کار رفته در DQM و همچنین دقت بالای آن، کاربرد این روش در حل معادلات دیفرانسیل حاکم بر سیستم‌های مهندسی روز به روز افزون می‌گردد [۷].

راجانوس در سال ۲۰۱۲ [۸] کاهش ارتعاشات پیچشی دریلینگ و بهینه

فرکانس های طبیعی عرضی، پیچشی، محوری دریل استرینگ با استفاده از معادلات موج در هر جهت قابل استخراج است. معادلات دیفرانسیل پیچشی، محوری حرکت به صورت زیر قابل نوشتن است.

$$\frac{\partial^2 u_k}{\partial z^2} - \frac{1}{c_a^2} \frac{\partial^2 u_k}{\partial t^2} = 0 \quad c_a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, k = 1, \dots, m$$

$$\frac{\partial^2 \theta_k}{\partial z^2} - \frac{1}{c_t^2} \frac{\partial^2 \theta_k}{\partial t^2} = 0 \quad c_t = \sqrt{\frac{G}{\rho}}, k = 1, \dots, m \quad (7)$$

در معادله بالا چرخش پیچشی،  $\rho$  دانسیته جرمی،  $G$  مدول برشی،  $c_t$  و  $c_a$  به ترتیب سرعت انتشار موج محوری و پیچشی هستند. با استفاده از روش جداسازی متغیرها و بکارگیری روش DQM رابطه زیر استخراج می‌گردد:

$$\left(\frac{L}{l_k}\right)^2 \sum_{j=1}^{N_k} C_{ijk}^{(\gamma)} U_{jk} = -\lambda_a \cdot U_{ik}$$

$$k = 1, \dots, m \quad i = 2, 3, \dots, N_k - 1$$

$$\left(\frac{L}{l_k}\right)^2 \sum_{j=1}^{N_k} C_{ijk}^{(\gamma)} \Theta_{jk} = -\lambda_t \cdot \Theta_{ik}$$

$$k = 1, \dots, m \quad i = 2, 3, \dots, N_k - 1$$

$$\left(\frac{\mathbf{A}}{\mathbf{A}_k}\right) \left(\frac{\mathbf{I}_k}{\mathbf{I}}\right) \left(\frac{L}{l_k}\right)^2 \sum_{j=1}^{N_k} C_{ijk}^{(\gamma)} W_{jk} + i \left(\frac{\mathbf{A}}{\mathbf{A}_k}\right) \left(\frac{(\mathbf{TOB})L^2}{Il_k^2}\right) \sum_{j=1}^{N_k} C_{ijk}^{(\gamma)} W_{jk} + \frac{\rho Ag L^2 h \cos \phi}{EI l_k} \left[ (l_{ek} - Z_{ik}) \sum_{j=1}^{N_k} C_{ijk}^{(\gamma)} W_{jk} - \sum_{j=1}^{N_k} C_{ijk}^{(1)} W_{jk} \right] = \lambda_1 \cdot W_{ik}$$

$$k = 1, \dots, m \quad i = 3, 4, \dots, N_k - 2 \quad (8)$$

در معادله بالا:

$$\lambda_a = \frac{\omega^2 L^2}{c_a^2}, \lambda_t = \frac{\omega^2 L^2}{c_t^2}$$

$$\lambda_1 = \frac{\omega^2 \rho A C_m L^2}{EI} \quad (9)$$

$\omega$  فرکانس طبیعی است. پارامترهای بی بعد به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$U = \frac{u}{L}, \Theta = \frac{\theta}{L}, W = \frac{w}{L}, l_{ek} = \frac{l'_{ek}}{L} \quad (10)$$

در معادله بالا  $A$  و  $l$  به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$L = \sum l_k, A = \sum A_k, l = \sum l_k \quad (11)$$

شرایط مرزی به منظور حل مساله به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

برپایه روابط وون کارمن ارتباط سینماتیکی برای هر بخش تیر به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$\varepsilon_k = \varepsilon_k^0 - x \kappa^k \quad k = 1, \dots, m$$

$$\varepsilon_k^0 = \frac{du_k}{dz} + \frac{1}{2} \left( \frac{dw_k}{dz} \right)^2 \quad (1)$$

در معادله بالا  $w$  و  $u$  به ترتیب جابجایی محوری و تغییرشکل جانبی هستند. انحنا غیرخطی دقیق تیر به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\kappa^k = \frac{\frac{d^2 w_k}{dz^2}}{\left(1 + \left(\frac{dw_k}{dz}\right)^2\right)^{\frac{3}{2}}} \quad (2)$$

روابط انحنا- کرنش و ممان- بار به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$P_k = E_k A_k \varepsilon_k^0$$

$$M_k = E_k I_k \kappa^k \quad (3)$$

با استفاده از تئوری کلاسیک تیر معادلات تعادل برای هر ناحیه بصورت زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{P_k}{dz} = -P_k$$

$$\frac{d^2 M_k}{dz^2} - \frac{d(P_k \cdot \frac{dw_k}{dz})}{dz} = f_k \quad k = 1, \dots, m \quad (4)$$

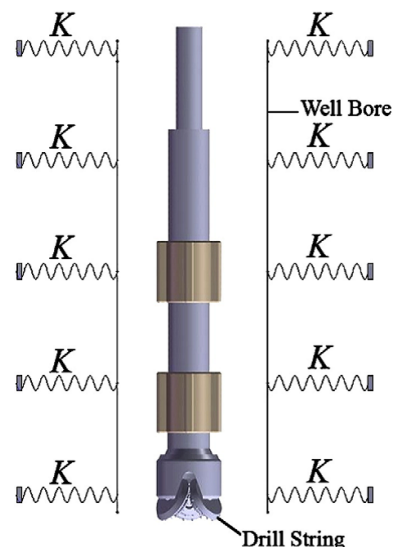
در معادله بالا  $P_k$  و  $f_k$  بارهای محوری و عرضی در واحد طول هستند. فضای بین قطر خارجی استرینگ و Borehole به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$gap = w - [\nu - tol_k] \quad (5)$$

$tol_k$  اختلاف شعاعی بین استرینگ و دیواره borehole است.  $\nu$  تغییر شکل دیواره است.

$$\nu = -\frac{F_n}{K} \quad (6)$$

در معادله بالا  $F_n$  نیروی تماسی عمودی است.



شکل ۳: شماتیکی از تماس دیواره با دریل استرینگ

الف- ارتعاشات پیچشی و محوری:

at the bit ( $z = 0$ ):

$$u = 0, T = 0$$

at the bit ( $z = L$ ):

$$P = 0, \theta = 0 \quad (12)$$

at the interface:

$$u_i = u_{i+1}, P_i - P_{i+1} = 0$$

$$\theta_i = \theta_{i+1}, T_i - T_{i+1} = 0$$

ب- ارتعاشات عرضی:

at the bit ( $z = 0$ ):

$$w = 0, M = 0$$

at the interface:

$$w_i = w_{i+1}, w_{i,z} = w_{i+1,z} \quad (13)$$

$$M_i - M_{i+1} = 0, Q_i - Q_{i+1} = 0$$

همچنین در نقطه تماس با دیواره:

$$W_{N,r} = 0, \sum_{j=1}^{N_i} C_{Nr}^{(j)} W_{jr} = 0 \quad (14)$$

با توجه به متفاوت بودن مقطع مته، کولار و رشته حفاری، جرم کل رشته حفاری برابر است با:

$$M_s = \rho (A_1 l_1 + A_2 l_2 + A_3 l_3) \quad (15)$$

که  $\rho$  چگالی رشته حفاری،  $A_1$ ،  $A_2$  و  $A_3$  به ترتیب سطح مقطع مته، کولار و لوله حفاری بوده و همچنین  $l_1$ ،  $l_2$  و  $l_3$  به ترتیب طول مته، کولار و لوله حفاری هستند.

### ۳ راستی آزمایی

در بخش با ارائه یک مدل ارتعاشات رشته حفاری در سه مود ارتعاشی محوری، پیچشی و خمشی با استفاده از روش DQM و FEM بررسی شده است. به منظور حل مسئله به روش DQM و کدنویسی در نرم افزار Matlab استفاده شده است. همچنین در روش FEM، ارتعاش رشته حفاری با استفاده از نرم افزار ANSYS مورد تحلیل قرار گرفته است. در این مدل از زاویه انحراف چاه برابر با صفر و از اثرات وزن مته و گشتاور روی مته صرف نظر شده است. به عبارت دیگر  $WOB = TOB = 0$  است. حفاری از جنس فولاد است که مشخصات آن مطابق با جدول ۱ است.

جدول ۱: خواص مکانیکی رشته حفاری

$E$	$G$	$\nu$	$\rho$
(GPa)	(GPa)		(kg/m <sup>3</sup> )
۲۱۴	۸۲	۰/۳	۷۸۳۰

مشخصات رشته حفاری در جدول ۲ آورده شده است.

جدول ۲: مشخصات رشته حفاری

طول	قطر داخلی	قطر خارجی	
(m)	(mm)	(mm)	
۲۲۸/۶	۳۳/۵	۷۹/۴	لوله حفاری
۱۸۴۴	۴۸/۵	۵۸/۹	کولار حفاری

در جدول ۳ نتایج تحلیل با استفاده از روش FEM و DQM برای سه مود ارتعاشی محوری، پیچشی و خمشی آورده شده است. ملاحظه می شود که نتایج حاصل از این دو روش با یکدیگر تطابق و همخوانی دارد.

جدول ۳: مقایسه نتایج روش FEM و DQM

Method	Natural Frequency (Hz)		
	Axial Vibration	Torsional Vibration	Transverse Vibration
FEM	$0.379e^{-2}$	$0.418e^{-2}$	$0.303e^{-2}$
DQM	$0.369e^{-2}$	$0.409e^{-2}$	$0.253e^{-2}$

### ۴ نتایج و بحث

در این بخش نتایج حاصل از روش عددی اجزای محدود ارائه شده و تاثیر پارامترهای مختلف بررسی می گردد. مشخصات ابعاد رشته حفاری مطابق با جدول ۴ می باشد. مشخصات جنس رشته حفاری نیز مطابق جدول ۱ می باشد.

جدول ۴: مشخصات رشته حفاری

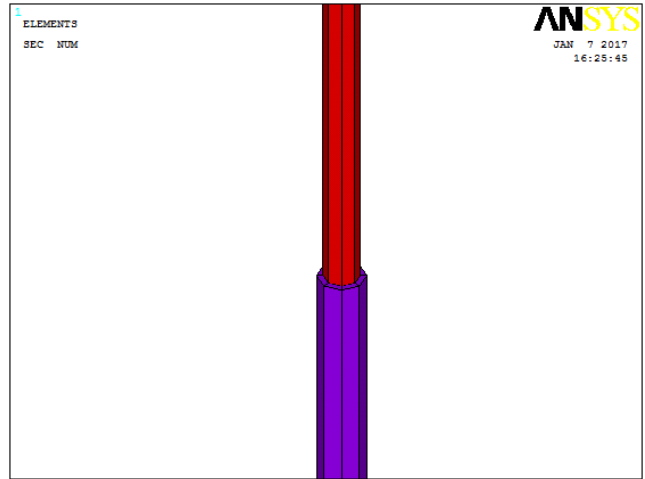
طول	قطر داخلی	قطر خارجی	
(m)	(mm)	(mm)	
۳۷/۲	۵۲/۳	۸۸/۹	لوله حفاری
۱۶۱/۳	۵۷/۲	۱۲۰/۷	کولار حفاری
۲	۵۷/۲	۱۲۰/۷	استایلیزر
۹/۴	۵۷/۲	۱۲۰/۷	کولار حفاری
۱/۹۵	۵۷/۲	۱۲۰/۷	استایلیزر
۱	۰	۱۵۸/۸	مته

جهت مدل نمودن رشته حفاری در نرم افزار ANSYS از المان های Beam188 استفاده شده است. این المان، از خانواده المان های تیر بوده و دارای دو گره واقع در دو انتهای آن و هر گره دارای شش درجه آزادی است که سه درجه آزادی مربوط به حرکت انتقالی هر گره و سه درجه آزادی نیز مربوط به حرکت دورانی هر گره حول محورهای سه گانه خواهد بود. این المان قابلیت مدل نمودن رفتار الاستیک، پلاستیک، خزش و رفتار غیر خطی مواد را دارا است و همچنین برای انجام تحلیل هایی با تغییر شکل های بزرگ و غیر خطی نیز مناسب است. رشته حفاری مورد نظر دارای سه مقطع با ابعاد متفاوت است. بنابراین برای مدل نمودن آن لازم است سه سطح مقطع متفاوت در نرم افزار تعریف نمود.

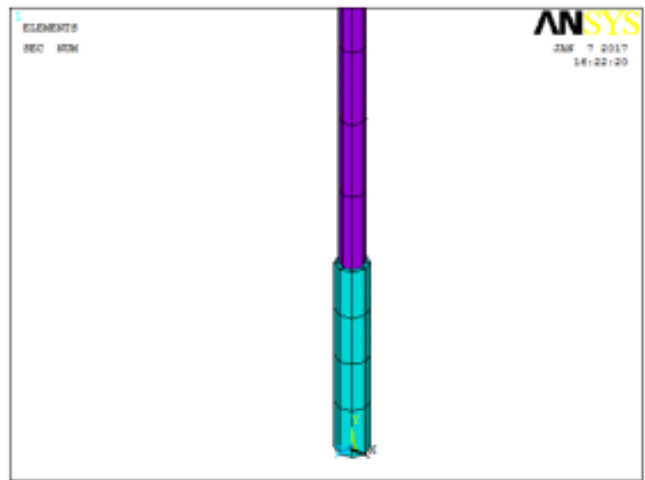
با پایدار کننده صلب، با یکدیگر مقایسه شده است. مشاهده می‌شود که بیشتر تأثیر پایدار کننده‌ها بر روی فرکانس طبیعی مود اول می‌باشد و برای مودهای بعدی، تأثیر پایدارکننده‌ها کاهش می‌یابد. در واقع در هر شکل مود خمشی، هرچه نسبت طول نیم موج خمشی به فاصله استابلایزرها عدد بزرگتری باشد، میزان تأثیر پذیری فرکانس طبیعی نیز چشمگیرتر خواهد بود و از آنجا که با افزایش شماره مودها، طول هر یک از نیم موج‌های خمشی کاهش می‌یابد، بنابراین میزان تأثیرپذیری فرکانس مودهای بالاتر نیز کاهش می‌یابد.

**جدول ۵:** فرکانس‌های ارتعاشات خمشی در حالتی که پایدارکننده‌ها صلب در نظر گرفته شوند

Mode Number	Natural Frequency (Hz)	
	Without Stabilizers	With Rigid Stabilizers
۱	$5.18685e^{-3}$	$1.0370e^{-2}$
۲	$2.2444e^{-2}$	$3.2208e^{-2}$
۳	$5.0405e^{-2}$	$6.8392e^{-2}$
۴	$9.1898e^{-2}$	$1.2036e^{-1}$



(الف)



(ب)

**شکل ۴:** مدل المان محدود رشته حفاری در قسمت (الف) اتصال کولار به لوله (ب) اتصال مته به کولار

شرایط مرزی در دو انتهای رشته حفاری به شرح زیر اعمال شده است:  
در مته:

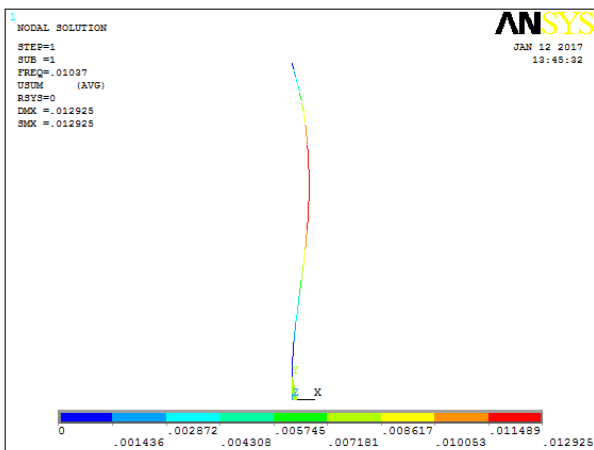
$$U_X = U_Y = U_z = 0 \quad (16)$$

در میز دوار:

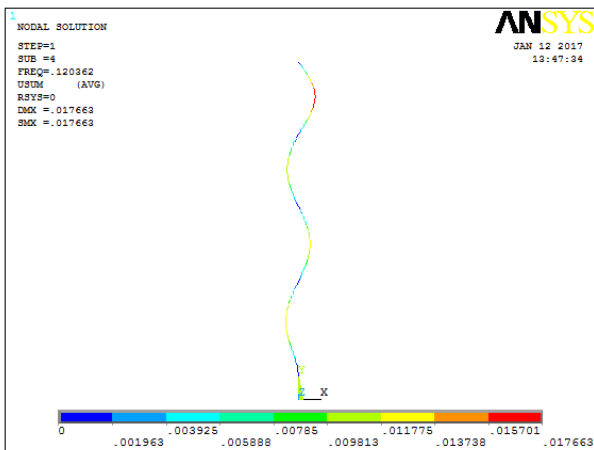
$$U_X = U_z = ROT_Y = 0 \quad (17)$$

#### ۱.۴ اثر استابلایزرها

در این بخش به بررسی اثر پایدارکننده‌ها بر فرکانس‌های طبیعی پرداخته شده است. برای این منظور پایدار کننده‌ها در دو حالت مختلف مدل شده است. در حالت اول پایدار کننده‌ها بصورت تکیه‌گاه صلب مدل گردیده‌اند. در حالت دوم پایدارکننده‌ها بصورت المان‌های فنری مدل گردیده‌اند. با توجه به اینکه پایدار کننده‌ها تنها درجه آزادی خمشی را تحت تأثیر قرار می‌دهند، بنابراین اثر آنها تنها بر روی فرکانس‌های مربوط به مودهای خمشی مشهود خواهد بود. بنابراین در اینجا تنها به مطالعه مودهای خمشی پرداخته شده است. در جدول ۵ فرکانس‌های چهار مود اول خمشی در دو حالت بدون پایدار کننده و



(الف) مود اول



(ب) مود چهارم

**شکل ۵:** مود اول و چهارم خمشی در حالتی که استابلایزرها بصورت صلب در نظر گرفته شود

**جدول ۶:** فرکانس‌های خمشی بر حسب هرتز به ازای مقادیر مختلف سختی برای پایدارکننده‌ها

	Mode1	Mode2	Mode3
$K = 1e^1$	$6/8489e^{-3}$	$2/3521e^{-2}$	$5/1548e^{-2}$
$K = 1e^2$	$8/9455e^{-3}$	$2/7617e^{-2}$	$5/7686e^{-2}$
$K = 1e^3$	$9/7810e^{-3}$	$3/0361e^{-2}$	$6/4133e^{-2}$
$K = 1e^4$	$9/9598e^{-3}$	$3/0969e^{-2}$	$6/5658e^{-2}$
$K = 1e^5$	$1/0132e^{-2}$	$3/1477e^{-2}$	$6/6760e^{-2}$
$K = 1e^6$	$1/0279e^{-2}$	$3/1925e^{-2}$	$6/7751e^{-2}$
$K = 1e^7$	$1/0332e^{-2}$	$3/2088e^{-2}$	$6/8121e^{-2}$
$K = 1e^8$	$1/0357e^{-2}$	$3/2166e^{-2}$	$6/8296e^{-2}$

### ۲.۴ اثر جرم گل حفاری

در این بخش جرم گل حفاری بصورت نسبتی از وزن رشته حفاری محاسبه شده و بر روی طول رشته توزیع شده است. در جدول ۷ فرکانس طبیعی اول برای مودهای محوری، پیچشی و خمشی به ازای مقادیر مختلف نسبت  $\frac{M_m}{M_s}$ ، که  $M_m$  جرم گل حفاری است، آورده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود فرکانس طبیعی در مود پیچشی ثابت است اما فرکانس‌های خمشی و محوری با افزایش نسبت  $\frac{M_m}{M_s}$  کاهش می‌یابند. در نمودار شکل‌های ۸ و ۹ تغییرات فرکانس طبیعی اول با نسبت  $\frac{M_m}{M_s}$  به ترتیب برای مودهای خمشی و محوری نشان داده شده است.

**جدول ۷:** تغییرات فرکانس طبیعی اول به ازای تغییرات جرم گل حفاری

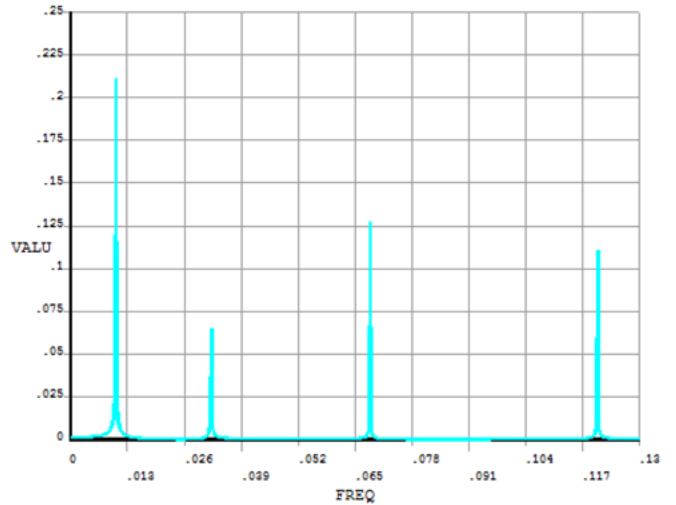
$\frac{M_m}{M_s}$	Natural Frequency (Hz)		
	Axial Vibration	Torsional Vibration	Transverse Vibration
0	6/7881	2/7280	5/8685e <sup>-3</sup>
0/2	6/1377	2/7280	5/3781e <sup>-3</sup>
0/4	5/6434	2/7280	5/0056e <sup>-3</sup>
0/6	5/2516	2/7280	4/6942e <sup>-3</sup>
0/8	4/9312	2/7280	4/4299e <sup>-3</sup>
1	4/6630	2/7280	4/2150e <sup>-3</sup>

### ۳.۴ اثر نیروی کششی وارد بر رشته حفاری

جهت بررسی اثر نیروی کششی وارد بر رشته حفاری تحلیل عددی در سه مرحله صورت گرفته است:

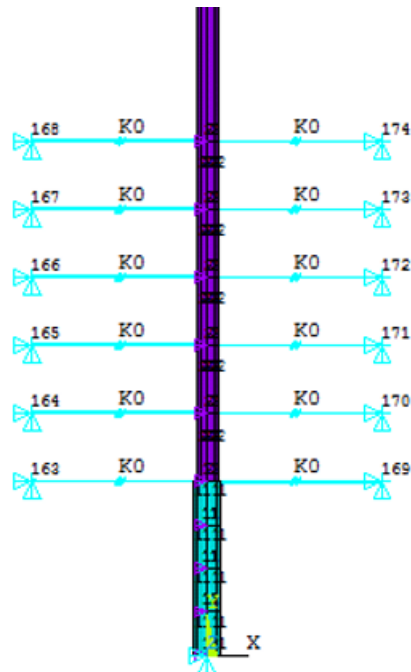
- مرحله اول: تحلیل استاتیکی به منظور محاسبه پیش تنش.
  - مرحله دوم: تحلیل مودال با در نظر گرفتن اثرات پیش تنش.
  - مرحله سوم: تحلیل هارمونیک با در نظر گرفتن اثرات پیش تنش.
- فرکانس‌های طبیعی رشته حفاری تحت نیروی کششی وارد بر رشته محاسبه و از اثر استابلایزرها صرف نظر شده است.

نمودار پاسخ فرکانسی مودهای خمشی در حالتی که استابلایزرها بصورت صلب در نظر گرفته شده‌اند در شکل ۶ نمایش داده شده است.



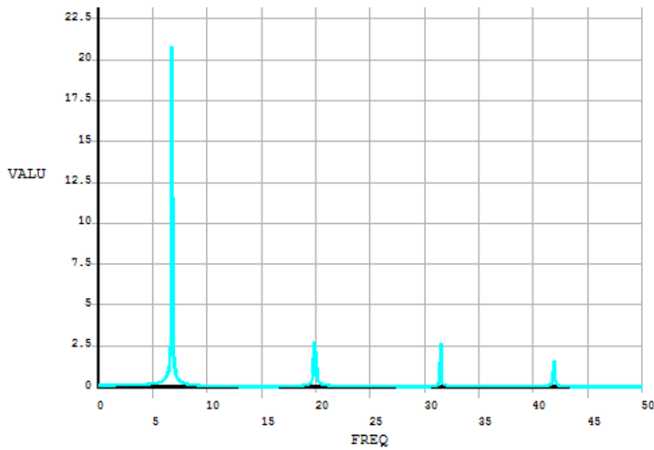
**شکل ۶:** نمودار پاسخ فرکانسی مودهای خمشی با در نظر گرفتن استابلایزرها بصورت صلب

فرض صلب بودن استابلایزرها یک فرض ایده‌آل است. لیکن در عمل استابلایزرها کاملاً صلب نیستند. بلکه بصورت یک المان فنری عمل کرده و ارتعاشات رشته حفاری را مهار می‌کنند. جهت مدل نمودن این المان‌ها در نرم‌افزار ANSYS از المان COMBIN14 استفاده شده است. در شکل ذیل مدل المان محدود یکی از استابلایزرها نشان داده شده است.



**شکل ۷:** مدل المان محدود استابلایزر متشکل از المان‌های فنری

فرکانس‌های طبیعی برای سه مود اول خمشی به ازای مقادیر مختلف سختی پایدارکننده‌ها آورده شده است. نتایج نشان می‌دهد که با کاهش پارامتر  $K$ ، مقادیر فرکانس‌ها به سمت حالت بدون استابلایزر میل می‌کنند و همچنین با افزایش پارامتر  $K$  به سمت حالت تکیه‌گاه صلب نزدیک می‌شوند.



شکل ۱۰: تابع پاسخ فرکانسی برای ارتعاشات محوری رشته حفاری با در نظر گرفتن اثرات پیش تنش ناشی از نیروی محوری

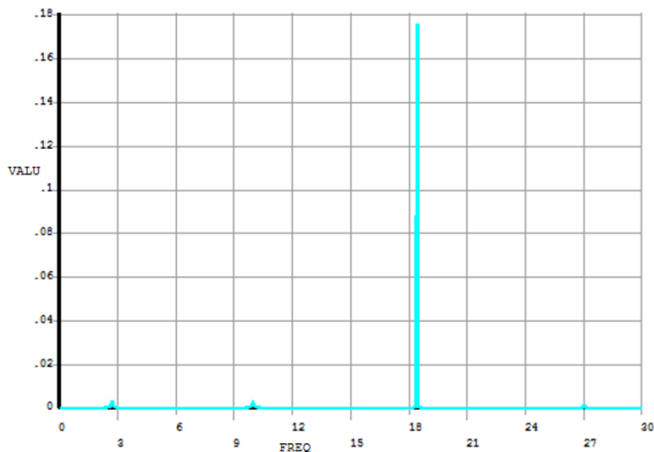
### ۲.۳.۴ ارتعاشات پیچشی

با توجه به جدول ۹ نتایج نشان می‌دهد که اثرات پیش تنش ناشی از نیروی محوری منجر به کاهش فرکانس‌های طبیعی پیچشی شده است.

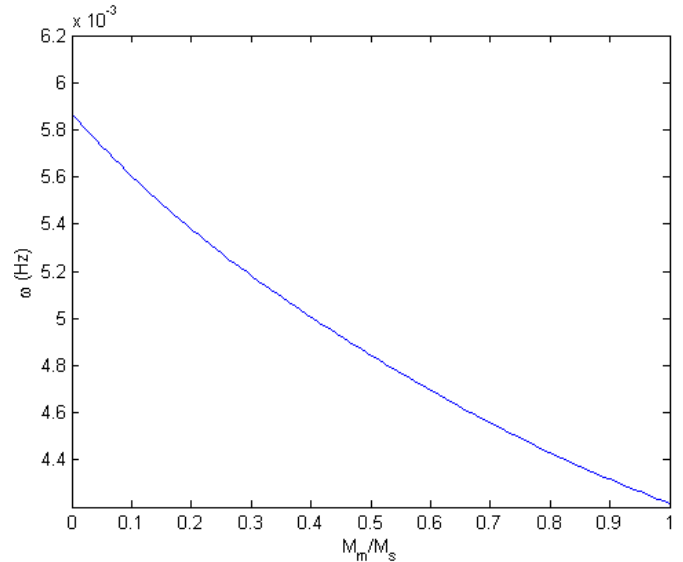
جدول ۹: فرکانس‌های ارتعاشات محوری با در نظر گرفتن اثر نیروی محوری وارد بر مته

Mode Number	Natural Frequency (Hz)	
	Without Axial Force	With Axial Force
۱	۲/۷۲۸۰	۲/۷۲۴۶
۲	۹/۹۹۲۴	۹/۹۸۴۱
۳	۱۸/۴۳۳	۱۸/۴۲۰
۴	۲۷/۰۴۹	۲۷/۰۳۰

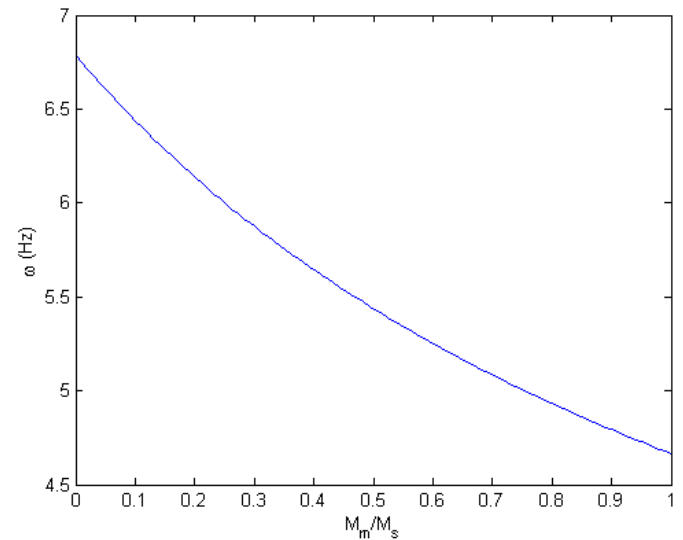
تابع پاسخ فرکانسی برای ارتعاشات پیچشی رشته حفاری با در نظر گرفتن اثرات پیش تنش ناشی از نیروی محوری در شکل ۱۱ آورده شده است.



شکل ۱۱: تابع پاسخ فرکانسی برای ارتعاشات پیچشی رشته حفاری با در نظر گرفتن اثرات پیش تنش ناشی از نیروی محوری



شکل ۸: تغییرات فرکانس مود اول خمشی با نسبت  $\frac{M_m}{M_s}$



شکل ۹: تغییرات فرکانس مود اول محوری با نسبت  $\frac{M_m}{M_s}$

### ۱.۳.۴ ارتعاشات محوری

نتایج جدول ۸ نشان می‌دهد که اثرات پیش تنش ناشی از نیروی محوری منجر به کاهش فرکانس‌های طبیعی محوری شده است.

جدول ۸: فرکانس‌های ارتعاشات محوری با در نظر گرفتن اثر نیروی محوری وارد بر مته

Mode Number	Natural Frequency (Hz)	
	Without Axial Force	With Axial Force
۱	۶/۷۸۸۱	۶/۷۸۶۳
۲	۱۹/۹۴۴	۱۹/۹۳۸
۳	۳۱/۴۹۸	۳۱/۴۸۷
۴	۴۱/۹۴۰	۴۱/۹۲۶

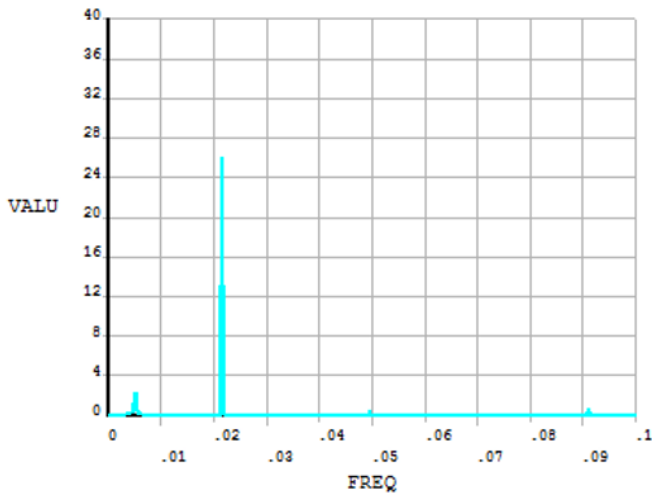
همچنین در شکل ۱۰ تابع پاسخ فرکانسی ترسیم شده است.

### ۳.۳.۴ ارتعاشات خمشی

در جدول ۱۰ فرکانس‌های طبیعی مربوط به ارتعاشات خمشی در دو حالت بدون اثر نیروی محوری و با در نظر گرفتن اثرات پیش تنش ناشی از نیروی محوری ۱۰۰N جهت مقایسه در کنار یکدیگر آورده شده است. نتایج نشان می‌دهد که اثرات پیش تنش ناشی از نیروی محوری منجر به کاهش فرکانس‌های طبیعی خمشی شده است.

**جدول ۱۰:** فرکانس‌های ارتعاشات خمشی با در نظر گرفتن اثر نیروی محوری وارد بر مته

Mode Number	Natural Frequency (Hz)	
	Without Axial Force	With Axial Force
۱	$5/8685e^{-3}$	$5/1131e^{-3}$
۲	$2/2444e^{-2}$	$2/1598e^{-2}$
۳	$5/0405e^{-2}$	$4/9508e^{-2}$
۴	$9/1898e^{-2}$	$9/1025e^{-2}$



**شکل ۱۳:** تابع پاسخ فرکانسی برای ارتعاشات خمشی رشته حفاری با در نظر گرفتن اثرات پیش تنش ناشی از نیروی محوری

### ۴.۴ اثر گشتاور پیچشی وارد بر رشته حفاری

جهت بررسی اثر گشتاور پیچشی وارد بر رشته حفاری تحلیل عددی در سه مرحله صورت گرفته است:

مرحله اول: تحلیل استاتیکی به منظور محاسبه پیش تنش.

مرحله دوم: تحلیل مودال با در نظر گرفتن اثرات پیش تنش.

مرحله سوم: تحلیل هارمونیک با در نظر گرفتن اثرات پیش تنش.

در تحلیل فرکانسی از اثر استابلازرها صرف نظر شده و فرکانس‌های طبیعی رشته حفاری تحت گشتاور پیچشی ۱۰۰۰ Nm وارد بر رشته محاسبه شده است.

### ۱.۴.۴ ارتعاشات محوری

نتایج نشان می‌دهد که گشتاور پیچشی تأثیری در فرکانس‌های محوری رشته حفاری نخواهد داشت (جدول ۱۱).

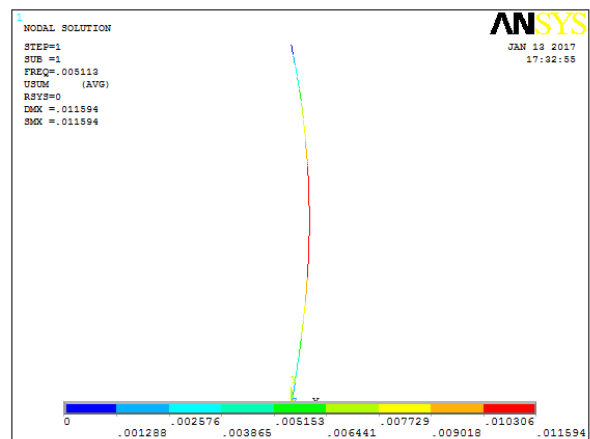
**جدول ۱۱:** فرکانس‌های ارتعاشات محوری با در نظر گرفتن اثر گشتاور پیچشی وارد بر مته

Mode Number	Natural Frequency (Hz)	
	Without Torsional Torque	With Torsional Torque
۱	۶/۷۸۸۱	۶/۷۸۸۱
۲	۱۹/۹۴۴	۱۹/۹۴۴
۳	۳۱/۴۹۸	۳۱/۴۹۸
۴	۴۱/۹۴۰	۴۱/۹۴۰

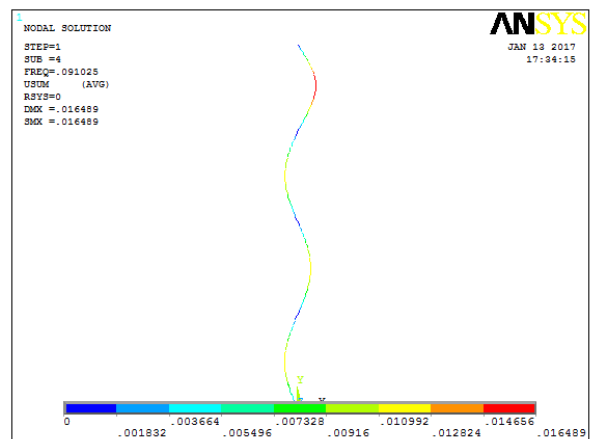
### ۲.۴.۴ ارتعاشات پیچشی

نتایج فرکانسی ارائه شده در جدول ۱۲ نشان می‌دهد که گشتاور پیچشی تأثیری در فرکانس‌های پیچشی رشته حفاری نخواهد داشت.

همچنین شکل مدهای اول و چهارم و تابع پاسخ فرکانسی به ترتیب در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ آورده شده است.



(الف) مود اول



(ب) مود چهارم

**شکل ۱۲:** مود اول و چهارم ارتعاشات خمشی رشته حفاری با در نظر گرفتن اثرات پیش تنش ناشی از نیروی محوری



روش DQM ارائه شده است. در ادامه با ایجاد یک مدل اجزای محدود نتایج با یکدیگر مقایسه شده‌اند. سپس تاثیر پارامترهای مختلف روی ارتعاشات آزاد به روش اجزای محدود به صورت گراف، جدول و کانتور نمایش داده شده است.

در تحلیل ارتعاشی سازه رشته حفاری زیر حاصل می‌گردد:

● نتایج مدل اجزای محدود با نتایج حاصل از روش DQM تطابق خوبی دارد.

● نتایج نشان می‌دهد که تأثیر پایدار کننده‌ها بر روی فرکانس طبیعی مود اول می‌باشد و برای مودهای بعدی، تأثیر پایدارکننده‌ها کاهش می‌یابد.

● در هر شکل مود خمشی، هرچه نسبت طول نیم موج خمشی به فاصله استابلازرها عدد بزرگتری باشد، میزان تأثیر پذیری فرکانس طبیعی نیز چشمگیرتر خواهد بود.

● در حالتی که استابلازرها بصورت یک المان فنری در نظر گرفته شده‌اند نتایج نشان می‌دهد که با کاهش پارامتر  $K$ ، مقادیر فرکانس‌ها به سمت حالت بدون استابلازیر میل می‌کنند و همچنین با افزایش پارامتر  $K$  به سمت حالت تکیه‌گاه صلب نزدیک می‌شوند.

● با در نظر گرفتن اثر گل حفاری نتایج نشان می‌دهد که فرکانس طبیعی در مود پیچشی ثابت است اما فرکانس‌های خمشی و محوری با افزایش نسبت  $\frac{M_m}{M_s}$  کاهش می‌یابند.

● اثرات پیش تنش ناشی از نیروی محوری منجر به کاهش فرکانس‌های طبیعی محوری، پیچشی و خمشی می‌شود.

● گشتاور پیچشی تأثیری در فرکانس‌های محوری و پیچشی رشته حفاری ندارد.

● اثرات پیش تنش ناشی از گشتاور پیچشی منجر به کاهش فرکانس‌های طبیعی خمشی می‌شود.

## مراجع

- [1] Finnie, I and Bailey, JJ. An experimental study of drill-string vibration. *Journal of Engineering for Industry*, 82(2):129-135, 1960.
- [2] Khan, Khaja Zameeruddin. *Longitudinal and torsional vibration of drill strings*. Ph.D. thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1986.
- [3] Rey, Olivier F. *Dynamics of unbalanced drill collars in a slanted hole*. Ph.D. thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1983.
- [4] Baird, JA, Caskey, BC, Wormley, DN, Stone, CM, et al. Geodyn2: a bottomhole assembly/geological formation dynamic interaction computer program. in *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. Society of Petroleum Engineers, 1985.
- [5] Burgess, TM, McDaniel, GL, Das, PK, et al. Improving bha tool reliability with drillstring vibration models: field experience and limitations. in *SPE/IADC drilling conference*. Society of Petroleum Engineers, 1987.

**جدول ۱۲:** فرکانس‌های ارتعاشات پیچشی با در نظر گرفتن اثر گشتاور پیچشی وارد بر مته

Mode Number	Natural Frequency (Hz)	
	Without Torsional Torque	With Torsional Torque
۱	۲/۷۲۸۰	۲/۷۲۸۰
۲	۹/۹۹۲۴	۹/۹۹۲۴
۳	۱۸/۴۳۳	۱۸/۴۳۳
۴	۲۷/۰۴۹	۲۷/۰۴۹

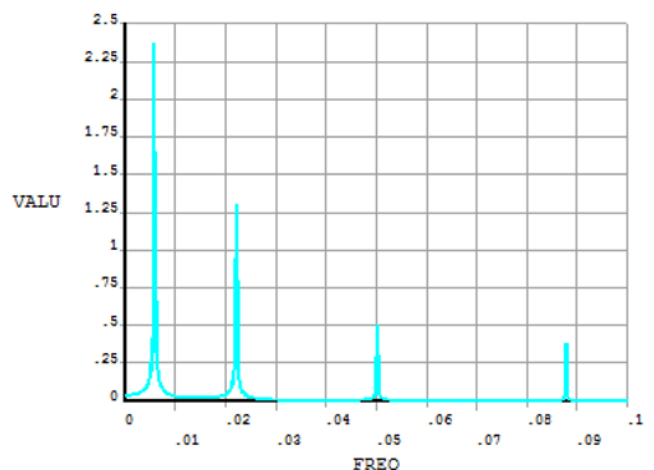
## ۳.۴.۴ ارتعاشات خمشی

نتایج جدول ۱۳ نشان می‌دهد که اثرات پیش تنش ناشی از گشتاور پیچشی منجر به کاهش فرکانس‌های طبیعی خمشی شده است.

**جدول ۱۳:** فرکانس‌های ارتعاشات خمشی با در نظر گرفتن اثر گشتاور پیچشی وارد بر مته

Mode Number	Natural Frequency (Hz)	
	Without Torsional Torque	With Torsional Torque
۱	$5/8685e^{-2}$	$5/8576e^{-2}$
۲	$2/2444e^{-2}$	$2/2138e^{-2}$
۳	$5/0405e^{-2}$	$5/0239e^{-2}$
۴	$9/1898e^{-2}$	$8/7781e^{-2}$

همچنین تابع پاسخ فرکانسی برای ارتعاشات خمشی رشته حفاری با در نظر گرفتن اثرات پیش تنش ناشی از گشتاور پیچشی در شکل ۱۴ نمایش داده شده است.



**شکل ۱۴:** تابع پاسخ فرکانسی برای ارتعاشات خمشی رشته حفاری با در نظر گرفتن اثرات پیش تنش ناشی از گشتاور پیچشی

## ۵ نتیجه‌گیری نهایی

در این مقاله تاثیر پارامترهای استابلازیر و گل حفاری روی ارتعاشات آزاد رشته حفاری بررسی و تحلیل گردید. ابتدا معادلات حاکم بر رشته حفاری به

- [6] Jogi, Pushkar N, Macpherson, John D, and Neubert, Michael. Field verification of model-derived natural frequencies of a drill string. *Journal of energy resources technology*, 124(3):154-162, 2002.
- [7] Moradi, S and Taheri, F. Delamination buckling analysis of general laminated composite beams by differential quadrature method. *Composites Part B: Engineering*, 30(5):503-511, 1999.
- [8] Rajnauth, Jerome J et al. Reduce torsional vibration and improve drilling operations. in *SPE Latin American and Caribbean Petroleum Engineering Conference*. Society of Petroleum Engineers, 2003.
- [9] Chunjie Han, Tie Yan, Yiyong Zhang and Wang, Qiang. Longitudinal harmonic response analysis of drill string in deep well by using ansys. *Research Journal of Applied Sciences*, 6(20):3815-3819, 2013.
- [10] Bu, Changgen, Sun, Long, Hu, Yuanbiao, and Xia, Bairu. Research on flexible drill string vibration induced by sonic harmonic excitation. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 39(2):281-291, 2015.
- [11] Albdiry, MT and Almensory, MF. Failure analysis of drill-string in petroleum industry: A review. *Engineering Failure Analysis*, 65:74-85, 2016.
- [12] Kapitaniak, M, Hamaneh, VV, and Wiercigroch, M. Torsional vibrations of helically buckled drill-strings: experiments and fe modelling. in *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 721, p. 012012. IOP Publishing, 2016.
- [13] Belkacem, Lallia, Abdelbaki, Noureddine, Gaceb, Mohamed, Bouali, Elahmoun, and Bettayeb, Mourad. Drill string fatigue failure and lockup risks assessment in tortuous trajectory well in algeria. 2017.
- [14] Hakimi, H and Moradi, S. Drillstring vibration analysis using differential quadrature method. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 70(3-4):235-242, 2010.