

طراحی تکیه‌گاه‌های روتور دوار بر مبنای کمینه نیروی انتقالی به فونداسیون

حمیدرضا حیدری

استادیار دانشکده مهندسی مکانیک

دانشکده عمران و معماری، دانشگاه ملایر

hr_heidari@iust.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۱۰/۳۰

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۳/۱۱/۲۷

چکیده

اروزه طراحی تکیه‌گاه‌های ماشین‌آلات دوار در کاربردهای گوناگون به‌منظور کاهش نیروی انتقالی به پایه از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. در این مقاله باهدف طراحی بهینه پارامترهای تکیه‌گاه روتور بر مبنای کمینه نیروی انتقالی به فونداسیون ایده جدیدی مطرح شده است. برای این منظور، ابتدا روابط دینامیکی حاکم بر روتور جفکات^۱ سوارشده روی تکیه‌گاه‌های انعطاف‌پذیر استخراج شده و پارامترهای بهینه تکیه‌گاه به‌صورت تحلیلی به‌دست آمده است. ایده تعیین پارامترهای بهینه براساس طراحی جاذب تکیه‌گاه‌ها و استخراج معادلات حاکم بر رفتار روتور با توجه به پاسخ سیستم به تغییرات میرایی بیان شده است. سپس با توجه به پیچیدگی معادلات و حجم روابط تحلیلی، الگوریتم عددی به‌منظور تعیین پارامترهای بهینه برای طراحی هر مدل پیچیده از روتور، با هر تعداد درجه آزادی، ارائه شده است. در ادامه شبیه‌سازی برای مدل روتور جفکات سوارشده روی تکیه‌گاه‌های انعطاف‌پذیر انجام و پاسخ‌های سیستم با پارامترهای بهینه و معمولی بررسی شده است. از نتایج شبیه‌سازی، تأثیر پارامترهای بهینه جاذب بر کاهش مقدار نیروی انتقالی به فونداسیون می‌باشد. همچنین می‌توان از این ایده برای طراحی تکیه‌گاه انواع سیستم‌های مکانیکی نیز استفاده کرد.

واژگان کلیدی: ضریب نیروی انتقالی، تکیه‌گاه، روتور جفکات، طراحی روتور، میرایی بهینه

۱. مقدمه

فونداسیون می‌انجامد. اهمیت این مسئله برای روتورهای سبک و انعطاف‌پذیر به‌شدت قابل توجه است. بنابراین تکیه‌گاه توربوماشین‌ها باید به‌گونه‌ای طراحی شود که نیروی

در ماشین‌آلات دوار همچون موتورهای توربوجت، کمپرسورها و توربین‌ها، روتور اغلب با دامنه ارتعاشاتی زیادی مواجه می‌شود که به انتقال نیرویی بیش از اندازه به

زیادی به تکیه‌گاه‌های روتور و فونداسیون ماشین وارد نشود. از جمله عوامل ایجاد ارتعاشات، آثار نامیزانی^۲ محور روتور است که به دلیل فرایندهای نامناسب ساخت و یا سوارش^۳ اجزای روتور همواره وجود دارد. تاکنون مطالعات و تحقیقات گسترده‌ای درباره طراحی تکیه‌گاه‌ها در ماشین‌آلات دوار انجام شده است و جملگی نشان می‌دهند که مشکل خودتحریکی و نامیزانی زیاد روتور با طراحی مناسب تکیه‌گاه‌های آن قابل کنترل است [۱-۳]. در مآخذ [۴] پاسخ فرکانسی روتور دوار بر تکیه‌گاه‌های انعطاف‌پذیر بررسی شده است. در این مقاله اثر پارامترهای تکیه‌گاه بر رفتار سیستم و پایداری آن مطالعه شده است. در مرجع [۵] نیز پارامترهای میراکننده فیلم فشرده برای روتور با چند دیسک طراحی شده و آثار سفتی و میرایی میراکننده بر بهبود رفتار روتور نشان داده شده است. در مآخذ [۶] آثار انعطاف‌پذیری و میرایی یاتاقان‌ها بر پاسخ سنکرون روتور دوار تحلیل شده است. در این مقاله تلاش شده است تا پارامترهای تکیه‌گاه‌ها به‌گونه‌ای طراحی شوند که دامنه ارتعاشات در فرکانس‌های بحرانی کمینه شود. همچنین نیروی اعمالی از روتور به یاتاقان‌ها و نیروی وارده به فونداسیون نیز محاسبه شده است.

طی چند دهه گذشته تحقیقات گسترده‌ای به‌منظور یافتن پارامترهای بهینه تکیه‌گاه‌ها، که نهایتاً منجر به کاهش دامنه و افزایش پایداری روتور می‌شود، انجام شده است [۷-۹]. در مآخذ [۱۰] انرژی استهلاکی یاتاقان‌ها با استفاده از روش‌های عددی مینیمم شده و مقدار میرایی سیستم به‌منظور کمینه نیروی انتقالی به پایه محاسبه شده است. در مآخذ [۱۱] اما با ارائه توابع هدف مختلف از جمله کمینه دامنه ارتعاشات و نیرو، همچنین استفاده از روش‌های عددی بهینه‌سازی سعی شده است تا مقادیر مناسبی برای یاتاقان‌های روتور دوار پیشنهاد شود. در مآخذ [۱۲] برای یک روتور پیچیده، که روی یاتاقان‌های فیلم فشرده سوار شده است، پارامترهای تکیه‌گاه‌ها به‌دست آمده است. برای این منظور، ابتدا معادلات و روابط غیرخطی حاکم بر رفتار

دینامیکی روتور استخراج شده، سپس با محاسبه انرژی کرنشی و الگوریتم‌های عددی مقدار بهینه میرایی سیستم برآورد شده است. به‌منظور طراحی تکیه‌گاه‌های روتور، ایده‌ها و روش‌های متعددی بیان شده است. در بیشتر تحقیقات انجام‌شده، هدف طراحی یاتاقان‌های روتور بر مبنای کمینه دامنه ارتعاشات و تحلیل پایداری سیستم است و معمولاً تنها نیروی انتقالی از یاتاقان به فونداسیون محاسبه شده است. در اندک مطالعاتی نیز پارامترهای تکیه‌گاه‌ها بر مبنای کمینه نیروی انتقالی به فونداسیون مورد توجه قرار گرفته و از روش‌های پیچیده عددی برای بهینه‌سازی استفاده شده است. بنابراین در این مقاله تلاش شده است تا ایده‌ای جدید و الگوریتمی ساده برای محاسبه بهینه پارامترهای تکیه‌گاه ماشین‌آلات دوار ارائه شود. از این الگو برای طراحی پارامترهای روتور جفکات سوارشده روی یاتاقان و تکیه‌گاه انعطاف‌پذیر استفاده شده است.

در این مقاله، ابتدا مدل مناسبی از روتور انعطاف‌پذیر جفکات سوارشده روی تکیه‌گاه‌های ارتجاعی - که نمونه‌ای کاربردی در صنعت می‌باشد - مدل‌سازی شده است. با استفاده از روش نیوتن روابط دینامیکی حاکم بر روتور استخراج شده و پارامترهای بهینه تکیه‌گاه‌های آن بر مبنای کمینه نیروی انتقالی به فونداسیون به‌دست آمده است. سپس شبیه‌سازی برای سیستم جفکات با شرایط بیان‌شده به‌صورت یک سیستم سه درجه آزادی انجام شده است و نتایج مطلوبی مشاهده می‌شود. در ادامه، الگوریتمی ارائه شده است که می‌توان با استفاده از آن پارامترهای یاتاقان ماشین‌های دوار را بر مبنای کمینه نیرو برای هر مدل پیچیده‌ای با هر تعداد درجه آزادی طراحی کرد.

۲. مدل‌سازی روتور انعطاف‌پذیر جفکات و روابط حاکم بر آن

در تحلیل و مدل‌سازی ماشین‌آلات دوار لازم است تا رفتار سیستم، که متشکل از روتور انعطاف‌پذیر همراه با دیسک و تکیه‌گاه‌های ارتجاعی است، بررسی شود. چون سیستم

شده‌اند. در جایی که بردار نیرو و جابه‌جایی نیز با توجه به مدل روتور به‌صورت روابط ۵ بیان می‌شوند:

$$F = \begin{Bmatrix} 0 \\ m_e \omega^2 \\ 0 \end{Bmatrix} e^{i\omega t}, \quad Z = \begin{Bmatrix} Z_a \\ Z_d \\ Z_j \end{Bmatrix} \quad (5)$$

پس از میراشدن پاسخ گذرا، جواب یکنواخت سیستم با نیروی تحریک نامیزانی به‌فرم $Z_k = z_k e^{i\omega t}$ فرض می‌شود. بنابراین معادلات حرکت در حوزه فرکانس با فرض $C_s = C_b = 0$ در روابط ۶ آورده شده است.

$$(-m_a \omega^2 + iC_a \omega + K_a + K_b)A_a - K_b A_j = 0$$

$$(-m_d \omega^2 + K_s)A_d - K_s A_j = m_d e \omega^2 \quad (6)$$

$$-K_b A_a - K_s A_d + (K_b + K_s)A_j = 0$$

به‌منظور سادگی و تفسیر بهتر روابط، پارامترهای بدون بعد^۴ ۷ تا ۱۴ تعریف می‌شوند:

$$\beta = \frac{K_b}{K_a} \quad (7)$$

$$\mu = \frac{K_s}{K_b} \quad (8)$$

$$\omega_n^2 = \frac{K_s}{m_d} \quad (9)$$

$$\omega_a^2 = \frac{K_a}{m_a} \quad (10)$$

$$\Omega_a = \frac{\omega}{\omega_a} \quad (11)$$

$$\Omega = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (12)$$

$$C_{ca} = 2\sqrt{K_a m_a} \quad (13)$$

$$\xi = \frac{C_a}{C_{ca}} \quad (14)$$

با جایگذاری پارامترهای بدون بعد ۷ تا ۱۴ در روابط ۶ معادله حاکم به‌فرم زیر بازنویسی و بی‌بعد می‌شود:

$$(-\Omega_a^2 + 2i\xi\Omega_a + 1 + \beta)A_a - \beta A_j = 0$$

$$(-\Omega^2 + 1)A_d - A_j = e\Omega^2 \quad (15)$$

$$-A_a - \mu A_d + (1 + \mu)A_j = 0$$

توسط نیروی هارمونیک نامیزانی تحریک می‌شود، تکیه‌گاه‌ها به‌عنوان جاذب در ترمی از فرکانس طبیعی سیستم روتور و فرکانس‌های تحریک ω بیان می‌شوند. در شکل ۱ نمایی شماتیک از روتور با تکیه‌گاه‌های انعطاف‌پذیر آن نمایش داده شده است. در این مدل محور بدون جرم است؛ جرم روتور نیز به‌صورت دیسک متمرکز m_d در وسط واقع شده است. محور روی یاتاقان‌های خطی قرار گرفته و کل سیستم بر تکیه‌گاه‌های انعطاف‌پذیر m_a ، که نقش انتقال نیرو به فونداسیون را دارند، سوار شده است. با توجه به یکسان در نظر گرفتن دو تکیه‌گاه و فرض متقارن بودن ضرایب در دو جهت، سیستم دارای سه درجه آزادی مستقل x_a ، x_d و x_j می‌باشد. این متغیرها برای بیان جابه‌جایی تکیه‌گاه، یاتاقان و روتور در نظر گرفته شده‌اند. با صرف‌نظر از آثار شتاب و ژيروسکوپی دیسک، معادلات حاکم بر حرکت روتور، یاتاقان و تکیه‌گاه انعطاف‌پذیر به فرم مختلط به‌صورت معادله ۱ بیان می‌شود:

$$M\ddot{Z} + C\dot{Z} + KZ = F \quad (1)$$

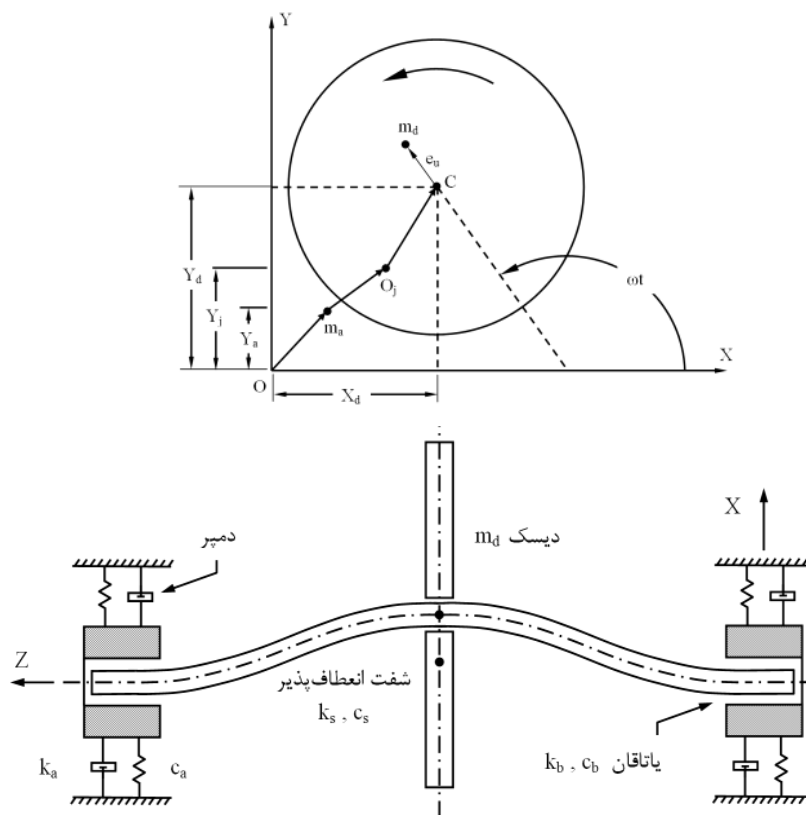
به‌طوری‌که در این رابطه ماتریس‌های جرم، میرایی و سختی به ترتیب به‌صورت روابط ۲ تا ۴ تعریف می‌شوند:

$$M = \begin{bmatrix} m_a & 0 & 0 \\ 0 & m_d & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$C = \begin{bmatrix} C_a + C_b & 0 & -C_b \\ 0 & C_s & -C_s \\ -C_b & -C_s & C_s + C_b \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$K = \begin{bmatrix} K_a + K_b & 0 & -K_b \\ 0 & K_s & -K_s \\ -K_b & -K_s & K_s + K_b \end{bmatrix} \quad (4)$$

به‌طوری‌که در این روابط پارامترهای m_a و m_d به‌ترتیب جرم دیسک و تکیه‌گاه جاذب نیرو می‌باشند. همچنین میرایی و سختی محور، یاتاقان و تکیه‌گاه انعطاف‌پذیر با پارامترهای C_s ، C_b ، C_a ، K_b ، K_s و K_a نشان داده



شکل ۱. نمایی شماتیک از روتور جفکات روی تکیه‌گاه‌های انعطاف‌پذیر

نی‌ز استخراج کرد تا بتوان پارامترهای تکیه‌گاه را براساس آن طراحی نمود. مقدار این نیرو را می‌توان از رابطه ۱۹ به‌دست آورد. با توجه به نیروی F_a و نیروی نامیزانی $m_d e \omega^2$ می‌توان ضریب انتقال نیرو به فونداسیون را مطابق رابطه ۲۰ تعریف کرد.

با حل معادلات جبری ۱۵، دامنه دیسک و تکیه‌گاه انعطاف‌پذیر در حوزه فرکانس از روابط ۱۶ و ۱۷ محاسبه می‌شوند. به‌طوری‌که در این روابط، پارامتر H_1 به‌صورت رابطه ۱۸ تعریف می‌شود. با استفاده از دامنه تکیه‌گاه می‌توان ضریب نیروی انتقالی از تکیه‌گاه به فونداسیون را

$$\frac{A_d}{e \Omega^2} = \frac{(1 - \Omega_a^2)(1 + \mu) + \mu \beta + (2i \xi \Omega_a)(1 + \mu)}{H_1(1 - \Omega_a^2) - \mu \beta \Omega^2 + (2i \xi \Omega_a) H_1} \quad (16)$$

$$\frac{A_a}{e \Omega^2} = \frac{\mu \beta}{H_1(1 - \Omega_a^2) - \mu \beta \Omega^2 + (2i \xi \Omega_a) H_1} \quad (17)$$

$$H_1 = (1 - \Omega^2(1 + \mu)) \quad (18)$$

$$F_a = A_a \sqrt{K_a^2 + (\omega C_a)^2} \quad (19)$$

$$TRD = \frac{F_a}{m_d e \omega^2} = \frac{A_a \sqrt{K_a^2 + (\omega C_a)^2}}{m_d e \omega^2} \quad (20)$$

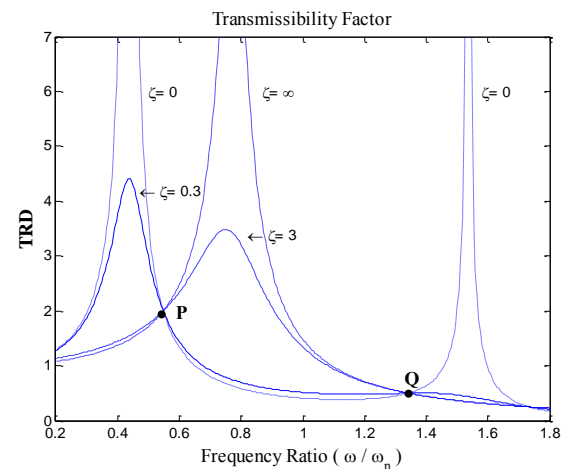
با جایگذاری رابطه ۱۷ در معادله ۲۰ و ساده‌سازی روابط، مقدار ضریب نیروی انتقالی از رابطه ۲۱ به دست می‌آید.

۳. الگوریتم بهینه‌سازی بر مبنای کمینه نیرو

در این بخش پارامترهای بهینه تکیه‌گاه‌ها براساس کمینه نیروی منتقل شده به فونداسیون به صورت تحلیلی مشخص شده است. با تعریف ضریب بدون بعد α به صورت زیر، رابطه ۲۱ به رابطه ۲۲ تبدیل می‌شود.

$$\alpha = \frac{\omega_a}{\omega_n} = \frac{\Omega}{\Omega_a}$$

معادله ۲۲ در شکل ۲ ترسیم شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود تمامی منحنی‌های ضریب انتقال نیرو از نقاط ثابت P و Q عبور می‌کنند که مستقل از پارامتر میرایی ξ می‌باشند. بنابراین نسبت ضرایب مستقل از ξ و ضرایب ξ^2 در صورت و مخرج رابطه ۲۲ را می‌توان برابر قرار داد. معادله ۲۳ صادق است اگر روابط ۲۴، ۲۵ و ۲۶ صادق باشند.



شکل ۲. منحنی مقدار ضریب نیروی منتقل شده

به فونداسیون با ضرایب میرایی مختلف

$$\mu = 0.6, \beta = 4, \omega_a = 0.86\omega_n$$

حل معادلات ۲۴ و ۲۵ بدیهی است، اما حل معادله ۲۶ به صورت زیر است:

$$(1 + \mu)\Omega^4 - b\Omega^2 + 2\alpha^2 = 0 \quad (27)$$

به طوری که در این رابطه داریم:

$$b = 1 + 2\alpha^2(1 + \mu) + \alpha^2\mu\beta \quad (28)$$

با حل معادله ۲۷ دو مقدار برای Ω به دست می‌آید که با پارامتر Ω_c برای هر نقطه ثابت نمودار تعریف می‌شود. مقدار ضریب نیروی انتقالی در هر نقطه ثابت با توجه به مقدار Ω_c محاسبه شده از معادله ۲۷ و جانمایی آن در ۲۲ به دست می‌آید. چون ضریب نیرو در نقاط P و Q مستقل از ξ است، با محاسباتی ساده و فرض $\xi = \infty$ می‌توان مقدار آن را در نقاط ثابت محاسبه کرد.

$$TRD|_c = \sqrt{\frac{1}{H_1^2}} \quad (29)$$

به منظور تعیین پارامترهای بهینه تکیه‌گاه‌ها در کاهش نیروی انتقالی به فونداسیون در کل محدوده فرکانس‌های تحریک باید ثابت‌های سختی α و میرایی ξ سیستم به گونه‌ای انتخاب شوند که ضریب انتقال نیرو مینیمم شود. ابتدا آثار ضریب α مورد بررسی قرار می‌گیرد. با تغییر پارامتر α ، مقادیر Ω_c را از معادله ۲۷ می‌توان محاسبه نمود و با وارد نمودن این مقدار در رابطه ۲۹ مقادیر ضریب انتقال نیرو را برای نقاط ثابت P و Q به دست آورد. از طرفی، مقدار بهینه α به گونه‌ای به دست می‌آید که ضریب انتقال نیرو در نقاط P و Q با هم برابر شوند. با فرض اینکه Ω_{c1}^2 و Ω_{c2}^2 دو ریشه معادله ۲۷ باشند، در حالتی که Ω_{c1}^2 کمتر از یک و Ω_{c2}^2 بیشتر از یک باشد، با توجه به اینکه ضریب انتقال نیرو مقدار یکسانی برای Ω_{c1}^2 و Ω_{c2}^2 دارد، داریم:

$$\Omega_{c1}^2 + \Omega_{c2}^2 = \frac{2}{1 + \mu} \quad (30)$$

همچنین در معادله ۲۷ با داشتن سازگاری ضرایب توان‌های مرتبه بالا چندجمله‌ای، مجموع ریشه‌ها برابر با ضریبی از ترم دوم با علامت مخالف است. از دو ریشه Ω_{c1}^2 و Ω_{c2}^2 می‌توان رابطه ۳۱ را استخراج کرد. از روابط ۳۰ و ۳۱ مقدار بهینه α به منظور یکسان شدن دامنه نقاط P و Q به دست می‌آید.

$$TRD = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\Omega_a)^2}{(H_1(1 - \Omega_a^2) - \mu\beta\Omega^2)^2 + (2\xi\Omega_a H_1)^2}} \quad (21)$$

$$TRD = \sqrt{\frac{(\alpha^2)^2 + (2\xi\alpha\Omega)^2}{(H_1(\alpha^2 - \Omega^2) - \mu\beta\alpha^2\Omega^2)^2 + (2\xi\alpha\Omega H_1)^2}} \quad (22)$$

$$\frac{(2\alpha\Omega)^2}{(\alpha^2)^2} = \frac{(2\alpha\Omega)^2 H_1^2}{(H_1(\alpha^2 - \Omega^2) - \mu\beta\alpha^2\Omega^2)^2} \quad (23)$$

$$(2\alpha\Omega)^2 = 0 \quad (24)$$

$$\frac{1}{\alpha^2} - \frac{H_1}{H_1(\alpha^2 - \Omega^2) - \mu\beta\alpha^2\Omega^2} = 0 \quad (25)$$

$$\frac{1}{\alpha^2} + \frac{H_1}{H_1(\alpha^2 - \Omega^2) - \mu\beta\alpha^2\Omega^2} = 0 \quad (26)$$

$$\Omega_{c1}^2 + \Omega_{c2}^2 = 1 + 2\alpha^2(1 + \mu) + \alpha^2\mu\beta \quad (31)$$

$$\alpha_{opt} = \sqrt{\frac{1}{1 + \mu(1 + \beta)}} \quad (32)$$

فرکانس مرتبط با فرکانس ضریب Ω_l در واقع فرکانس طبیعی سیستم کلی با میرایی بی‌نهایت است که فرکانس قفل‌شونده نامیده می‌شود. مقدار ضریب انتقال نیرو در نقاط ثابت با توجه به جایگذاری مقادیر Ω_p و Ω_Q در معادله ۲۹ به‌دست می‌آید.

$$TRD|_{P,Q} = \sqrt{\frac{1}{(1 - \Omega_{P,Q}^2(1 + \mu))^2}} \quad (35)$$

یک مقدار تقریبی برای میرایی ماکزیمم با حل رابطه ۲۲ و اعمال ضریب انتقال نیرو نقاط P و Q در حالتی که فرکانس قفل‌شونده Ω_l^2 از رابطه ۳۴ باشد و همچنین مقدار بهینه α از معادله ۳۲ در نظر گرفته شود، به‌صورت زیر استخراج می‌شود:

$$\xi_{opt} = f(\mu, \beta) \cong \sqrt{\frac{1 + \mu\beta}{1 + \mu(1 + \beta)}} \quad (36)$$

این مقدار برای میرایی بهینه به‌صورت تقریبی پیشنهاد شده است، در غیر این‌صورت باید از رابطه کامل آن، که تابعی

از طرفی اگر اثر میرایی در نظر گرفته شود، می‌توان با انتخاب پارامتر میرایی ξ نقاط ثابت را به نقاط ماکزیمم ضریب نیرو نزدیک کرد. از این‌رو تعیین میرایی مورد نیاز از نقاط ثابت پیچیده است. با فرض اینکه میرایی بهینه مقدار یکسانی از ضریب انتقال نیرو در یک نقطه مابین نقاط P و Q ایجاد می‌کند، می‌توان مقادیر Ω را در P و Q محاسبه نمود. سپس با حل معادله ۲۷ برای مقادیر بهینه α رابطه ۳۳ به‌دست می‌آید.

$$(1 + \mu)\Omega^4 - \left(2 + \frac{1 + \mu}{1 + \mu(1 + \beta)}\right)\Omega^2 + \frac{2}{1 + \mu(1 + \beta)} = 0 \quad (33)$$

با حل معادله ۳۳ می‌توان Ω_p و Ω_Q را برای نقاط ثابت به‌دست آورد. در نتیجه مقدار Ω مابین نقاط P و Q به‌صورت رابطه ۳۴ تعریف می‌شود:

$$\Omega_l^2 = \left(\frac{\Omega_p + \Omega_Q}{2}\right)^2 \quad (34)$$

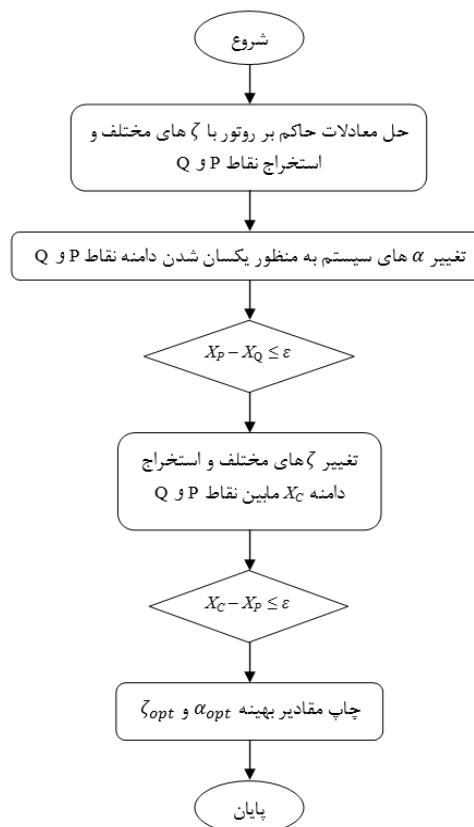
این بخش شبیه‌سازی عددی روی روتور جفکات با تکیه‌گاه‌های انعطاف‌پذیر انجام شده است (شکل ۱). پارامترهای اولیه در جدول ۱ با توجه به مأخذ [۶] برای حل عددی روتور در نظر گرفته شده‌اند.

جدول ۱. پارامترهای اولیه شبیه‌سازی مدل روتور

تکیه‌گاه (جاذب)	یاتاقان	روتور	کمیت
۴۸/۵	-	۹۷	جرم (پوند)
۱۷۰	۰	۰	ضریب میرایی (پوند ثانیه بر اینچ)
۱۲۵	۵۰۰	۳۳۳	ضریب سختی
-	-	۰/۰۱	جرم نابالانسی (پوند)
-	-	۱	شعاع دیسک (پوند)

در شکل ۴ ضریب انتقال نیرو با توجه به مقادیر داده شده در جدول ۱ برای مقدار بهینه α_{opt} با ضرایب مختلف میرایی ترسیم شده است. مقدار بهینه α با توجه به رابطه ۳۲ و پارامترهای روتور $\alpha_{opt} = 0.4437$ به دست می‌آید. همان‌طور که انتظار می‌رود، با مقدار α_{opt} مقادیر نسبت نیرو در دو نقطه P و Q یکسان می‌شوند. همچنین با استفاده از حلقه اول الگوریتم شکل ۳ و تغییر ضریب میرایی ξ ، مقدار بهینه α_{opt} همین مقدار به دست می‌آید. با اعمال اثر میرایی بهینه تکیه‌گاه به گونه‌ای که در نقطه‌ای مابین P و Q مقدار نسبت نیرو با نقاط ثابت یکسان شود، می‌توان منحنی مقادیر ضریب انتقال نیرو را به دست آورد. با استفاده از رابطه ۳۶ و مقدار α_{opt} برای روتور شبیه‌سازی شده، ضریب میرایی بهینه ξ_{opt} برابر با 0.1866 می‌شود که بیان‌کننده نیاز ضریب میرایی بالایی برای تکیه‌گاه‌های روتور می‌باشد. شکل ۵ منحنی‌های مقادیر نسبت نیروی منتقل شده به فونداسیون از طرف روتور را نشان می‌دهد. حالت اول پاسخ سیستم بدون میرایی است. منحنی دوم با در نظر گرفتن میرایی بی‌نهایت به دست آمده

پیچیده از پارامترهای μ و β است، استفاده کرد. همان‌طور که مشاهده می‌شود براساس الگوی طراحی ارائه شده در این بخش تمامی روابط باید به صورت تحلیلی و بدون بعد استخراج شوند که کاری سخت و در برخی موارد غیرممکن است. برای اینکه این روش برای هر روتور پیچیده با شرایط متنوع نیز کاربرد داشته باشد، الگوریتمی بر مبنای حل عددی پیشنهاد شده است. فلوجارت نمایش داده شده در شکل ۳ روند محاسبات عددی را برای تعیین پارامترهای بهینه تکیه‌گاه نشان می‌دهد. با استفاده از این فلوجارت می‌توان مقادیر بهینه α_{opt} و میرایی ξ_{opt} را به دست آورد.

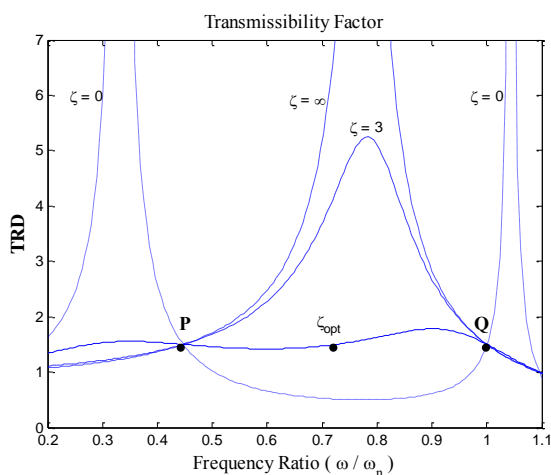


شکل ۳. منحنی فلوجارت استخراج مقادیر بهینه سختی و میرایی تکیه‌گاه‌ها

۴. شبیه‌سازی روتور و نتایج آن

پس از استخراج معادلات حرکت و ارائه الگوریتم تحلیلی و عددی محاسبه مقادیر بهینه میرایی و سختی تکیه‌گاه‌ها، در

به‌عنوان ابزاری کارآمد جهت بهبود عملکرد دینامیکی مطرح می‌باشد، بررسی و تحلیل شد. برای این منظور، معادلات حاکم بر سیستم روتور جفکات سوار شده روی تکیه‌گاه‌های انعطاف‌پذیر استخراج شد. سپس به‌عنوان مورد مطالعاتی، طراحی بهینه پارامترهای مکانیکی یک روتور مرسوم و رایج جفکات روی تکیه‌گاه‌های انعطاف‌پذیر مورد بررسی قرار گرفت. روابط تحلیلی و الگوریتم عددی برای مقادیر بهینه پارامترهای میرایی و سختی پیشنهاد شد و شبیه‌سازی‌هایی با پارامترهای معمولی و بهینه صورت گرفت. با توجه به نتایج به‌دست آمده، تأثیر جاذب بر کاهش قابل توجه مقدار نسبت نیروی منتقل‌شده از روتور به فونداسیون قابل مشاهده است. لذا از این ایده می‌توان برای طراحی تکیه‌گاه انواع سیستم‌های مکانیکی به‌منظور کاهش نیروی انتقالی استفاده کرد.

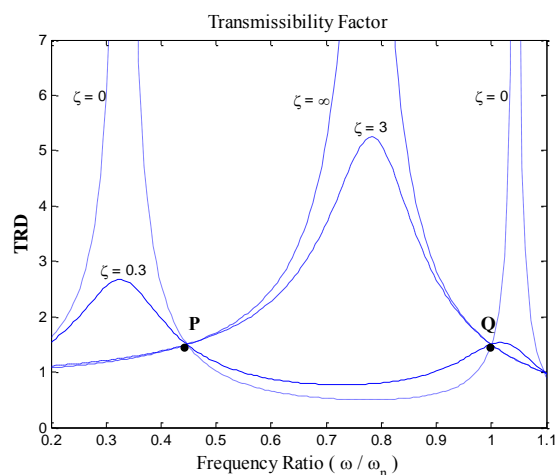


شکل ۵. منحنی تغییرات نیروی انتقالی با α_{opt} در حالت اول بدون میرایی، حالت دوم با میرایی بی‌نهایت و حالت سوم با میرایی ζ_{opt}

است و در حالت سوم با مقدار ζ_{opt} که دامنه نقاط ثابت P و Q در یک امتدادند، نشان داده شده است. همان‌طور که انتظار می‌رود، با انتخاب پارامتر میرایی ζ_{opt} نقاط ثابت به نقاط ماکزیمم منحنی ضریب انتقال نیرو نزدیک می‌شوند. از طرفی، می‌توان با استفاده از حلقه دوم الگوریتم شکل ۳ و تغییر ضریب میرایی ζ ، مقدار بهینه ζ_{opt} به‌گونه‌ای که دامنه X_c نقطه مابین نقاط P و Q با دامنه نقطه X_p یا X_Q یکسان شود، را از روش عددی به‌دست آورد و جوابی برابر با حل تحلیلی حاصل می‌شود.

۵. نتیجه‌گیری

چون عملکرد دینامیکی توربوماشین‌ها در طراحی فونداسیون و تکیه‌گاه‌های روتور حائز اهمیت است، لذا در این مقاله ایده‌ای بر مبنای کمینه نیروی انتقالی، که



شکل ۴. منحنی مقدار نیروی انتقالی با مقدار بهینه α با ضرایب میرایی مختلف

۶. مأخذ

[1] Zilletti, Y., S.J. Elliott, E. Rustighi. "Optimization of dynamic vibration absorbers to minimize kinetic energy and maximise internal power dissipation." *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 331, No. 18, 2012, pp. 4093-4100.

- [2] Das, A.S., M.C. Nighil, J.K. Dutt, H. Irretier. "Vibration control and stability analysis of rotor-shaft system with electromagnetic exciters." *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 43, No. 10, 2008, pp. 1295-1316.
- [3] Kirk, R.G., A. Alsaeed. "Experimental test results for vibration of a high speed diesel engine turbocharger." *Tribology Transactions*, Vol. 51, No. 4, 2008, pp. 422-427.
- [4] Vazquez, J.A., L.E. Barrett. "A flexible rotor on flexible bearing supports: stability and unbalance response." *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 123, No. 2, 2001, pp. 137-144.
- [5] Cunningham, R.E., E.J. Gunter. "Design of a squeeze film damper for a multi-mass flexible rotor." *Journal of Engineering for Industry*, Vol. 97, No. 4, 1975, pp. 1383-1389.
- [6] Kirk, R.G., E.J. Gunter. "The effect of support flexibility and damping on the synchronous response of a single-mass flexible rotor." *Journal of Engineering for Industry*, Vol. 94, No. 1, 1972, pp. 221-232.
- [7] Rezaee, M., H. A. Arghand, A. T. Osguei, M. Fathi. "On the effect of passenger seat characteristics on the ride comfort of a vehicle under the random excitation." *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 11, No. 3, 2011, pp. 43-57, (in Persian).
- [8] Chen, W.J., H.D. Nelson. "The optimal design of squeeze film dampers for flexible rotor systems." *Journal of Mechanisms, Transactions and Automation in Design*, Vol. 110, No. 2, 1988, pp. 166-174.
- [9] Ahn, Y.K., Y.H. Kim. "Optimal design of nonlinear squeeze film damper using hybrid global optimization technique." *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 20, No. 8, 2006, pp. 1125-1138.
- [10] Nataraj, C., H. Ashrafiuon. "Optimal design of centered squeeze film dampers." *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 115, No. 2, 1993, pp. 210-215.
- [11] El-Shafei, A., R.Y.K. Yakoub. "Optimum design of squeeze film dampers supporting multiple-mode rotors." *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 124, No. 4, 2002, pp. 992-1002.
- [12] Lin, Y., L. Cheng. "Optimal design of complex flexible rotor-support systems using minimum strain energy under multi-constraint conditions." *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 215, No. 5, 1998, pp. 1121-1134.

پی نوشت

-
1. Jeffcott rotor
 2. unbalancing
 3. assembling
 4. non-dimensional parameters