

حل تحلیلی استفاده از بازوهای مورب در کاهش نیروهای وارد بر سازه‌های فلزی براکت ژنراتور عمودی و فونداسیون آن

پوریا اکبرزاده^{۱*}

چکیده

در صنایع نیروگاهی برق آبی بزرگ با توان بیش از ۱۰۰ مگاوات، از ژنراتورهای عمودی استفاده می‌شود که قطر سازه فلزی استاتور آن‌ها گاهی به بیش از ۸ متر و وزن آن به چند صد تن می‌رسد. در این سازه فلزی که محل قرارگیری صفحات مغناطیسی و هسته استاتور است، دو تکیه‌گاه حلقوی با بازوهای فلزی شعاعی یا مورب برای نصب یاتاقان‌های قسمت‌های دوار ژنراتور در نظر گرفته شده که به آن‌ها در اصطلاح براکت‌های فوقانی و تحتانی می‌گویند. این بازوها نیروهای حاصل از افزایش طول حلقه تکیه‌گاهی (ناشی از افزایش درجه حرارت)، نیروهای شعاعی اعمال شده از توربین و گشتاور هیدرولیکی پیچشی وارده از محور توربین را به سازه استاتور یا فونداسیون خود منتقل می‌کنند. لذا پیش‌بینی صحیح از نحوه و میزان انتقال این نیروها و گشتاور در طراحی سازه و محاسبه تنش‌های فشاری و خمشی وارد بر سازه و فونداسیون بازوها از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. در این مقاله تأثیر استفاده از بازوهای مورب در کاهش تنش‌های فشاری و نیروهای فونداسیون سازه‌های بزرگ فلزی تجهیزات مکانیکی نظیر ژنراتورهای عمودی به صورت تحلیلی مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. تأثیر زاویه، طول، تعداد و نحوه چیدمان بازوی مورب بر تنش و نیروی‌های وارد بر فونداسیون برای سه بارگذاری مختلف بررسی می‌شود.

واژه‌های کلیدی

حل تحلیلی، بازوی مورب، زاویه بازوی مورب، نیروی فونداسیون، براکت ژنراتور

*۱. دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، p.akbarzadeh@shahroodut.ac.ir, akbarzad@ut.ac.ir

مقدمه

تولید و مصرف انرژی در حیات اقتصاد صنعتی جوامع، نقش مهم و زیر بنایی را ایفا می‌کند، به گونه‌ای که هرگاه انرژی به مقدار کافی، به شکل مناسب و به‌موقع در دسترس باشد مسیر توسعه اقتصادی نیز هموارتر خواهد بود و امنیت ملی و پایداری نظام‌های حکومتی تا حد زیادی بیمه خواهد شد. در این میان نیروگاه‌های یک کشور که نقش حیاتی در تأمین انرژی الکتریکی را به عهده‌دارند، باید از لحاظ طراحی و محاسبه اقتصادی و فنی در شرایط قابل قبولی قرار داشته باشند. در صنایع نیروگاهی بزرگ به‌ویژه نیروگاه‌های برق آبی با توان بیش از ۱۰۰ مگاوات، ژنراتورها که وظیفه تبدیل انرژی مکانیکی به الکتریکی را دارند به لحاظ مکانیکی یک سازه فلزی بزرگ می‌باشند که تحت شرایط بارگذاری ویژه نظیر نیروهای حرارتی، نیروهای شعاعی مکانیکی وارده از توربین یا مغناطیسی وارده از قطب‌های ژنراتور^۱، گشتاور پیچشی و ... قرار دارند. در این سازه فلزی که محل قرارگیری صفحات مغناطیسی^۲ و هسته استاتور^۳ است دو تکیه‌گاه حلقوی با بازوهای فلزی شعاعی یا مورب برای نصب یاتاقان‌های قسمت‌های دوار ژنراتور در نظر گرفته می‌شود که به آن‌ها در اصطلاح براکت فوقانی^۴ و براکت تحتانی^۵ می‌گویند. این بازوها نیروهای حاصل از افزایش طول حلقه تکیه‌گاهی (ناشی از افزایش درجه حرارت)، نیروهای شعاعی اعمال شده از توربین و گشتاور هیدرولیکی پیچشی وارده از محور توربین را به سازه استاتور^۶ یا فونداسیون خود منتقل می‌کنند. مورب بودن این بازوها تأثیر بسزایی در کاهش تنش‌های حرارتی، کاهش نیروی اعمالی بر فونداسیون و حفظ ساختار دایره‌ای سازه استاتور دارد (جانگزی^۷ و همکارانش، ۲۰۰۱)؛ بنابراین در طراحی این دسته از ژنراتورها برای دستیابی به عملکردی مطمئن، ملاحظات ویژه‌ای در هم‌محوری روتور و استاتور، شکاف‌ها در یاتاقان‌های هادی^۸، شکاف هوایی^۹، سازه استاتور و براکت‌های فوقانی و تحتانی و ... می‌بایست

در نظر گرفت (کلمپنر و کرزنباوم^{۱۰}، ۲۰۰۸، سیموند^{۱۱} و همکارانش، ۲۰۰۸، تانگ^{۱۲}، ۲۰۱۴).

تحلیل و شبیه‌سازی نرم‌افزاری سازه استاتور و تکیه‌گاه‌های حلقوی با بازوهای شعاعی یا مورب توسط محققان مختلفی انجام پذیرفته است که در تمامی آن‌ها تأثیر مثبت استفاده از بازوهای مورب بر رفتار مکانیکی سازه استاتور و فونداسیون بازوها کاملاً مشهود است. کلنبرگر در سال‌های ۱۹۸۰ و ۱۹۸۶ به بررسی مزایا و معایب استفاده از المان‌های مورب در کاهش تنش‌های حرارتی و نیروهای تکیه‌گاهی برای یک مدل دو-بعدی از استاتور ژنراتور پرداخت. فیسینگ^{۱۳} و همکارانش در سال ۱۹۸۳ اثر استفاده از المان‌های مورب در انبساط حرارتی هم‌مرکز استاتور را در یک مدل دو-بعدی مورد ارزیابی قرار دادند. آن‌ها اعلام کردند که در صورت استفاده از المان‌های فلزی مورب، نیروهای وارد فونداسیون را تا ۹۰ درصد کاهش می‌دهد. ساواتانی^{۱۴} و همکارانش در سال ۱۹۸۶ پایداری استاتور و روتور ژنراتور با اجزاء مورب را در مواجهه با میدان مغناطیسی بررسی کردند. در مطالعه‌ای مشابه، اسپیرس^{۱۵} و همکارانش در سال ۱۹۹۶ فرکانس‌های پیچشی طبیعی استاتور با صفحات مایل را محاسبه کردند. زانگ و جیانگ^{۱۶} در سال ۲۰۰۰ به تحلیل تنش‌ها، تغییر شکل‌ها و نیروهای وارده بر براکت فوقانی و تحتانی برای شرایط کارکردی یک ژنراتور عمودی برق آبی به کمک یک نرم‌افزار تجاری المان محدود پرداختند. جانگزی و همکارانش در سال ۲۰۰۱ کاربرد المان‌های مورب در عملکرد مناسب نیروگاه برق آبی تری-گورجز^{۱۷} را تشریح کردند. آن‌ها نیز با استفاده از یک نرم‌افزار تجاری رفتار مکانیکی استاتور مذکور را با طرح مشابه سنتی (استاتور با ستون‌های غیرمایل و شعاعی) مقایسه کردند. یائو و رائو^{۱۸} در سال ۲۰۰۳ با استفاده از یک نرم‌افزار تجاری میدان سه‌بعدی حرارتی و انبساط حرارتی یک ژنراتور ۴۰۰ مگاواتی با المان‌های مورب را تحلیل کردند. لازم به توضیح است که در سال‌های اخیر استفاده از نرم‌افزارهای تجاری

^{۱۰}. Klempler and Kerszenbaum

^{۱۱}. Simond

^{۱۲}. Tong

^{۱۳}. Fiesenig

^{۱۴}. Sawatani

^{۱۵}. Sprysl

^{۱۶}. Zhong and Jiang

^{۱۷}. Three Gorges Hydro Power Plant

^{۱۸}. Yao and Rao

^۱. Generator poles

^۲. Magnetic rim sheets

^۳. Stator core

^۴. Upper bracket

^۵. Lower bracket

^۶. Stator frame

^۷. Gongzhi

^۸. Guide Bearings

^۹. Air Gap

ورده از توربین یا قطب‌های ژنراتور، گشتاور پیچشی وارده از محور توربین یا میدان‌های مغناطیسی بررسی می‌شود. نتایج محاسبات نشان می‌دهد که زاویه چیدمان بازوها بهتر است از حدود ۵۰ درجه بیشتر انتخاب گردد که اولاً خطر کم‌انرژی در بازوی براکت‌های ژنراتور کاهش یابد و در ثانی علاوه بر کاهش نیروی‌های وارد بر بازو و در نتیجه کاهش هزینه ساخت براکت، بتوان فونداسیون ارزان‌تر و اقتصادی‌تری را نیز به دلیل کاهش حجم بتن‌ریزی و آرماتوربندی در نظر گرفت.

ساختار براکت‌های فوقانی و تحتانی ژنراتور

همان‌طور که توضیح داده شد، سازه براکت‌های فوقانی و تحتانی یک ژنراتور بزرگ عمودی متشکل از دو تکیه‌گاه حلقوی با بازوهای فلزی شعاعی یا مورب جهت نصب یاتاقان‌های قسمت‌های دوار ژنراتور هستند که نمونه‌ای از ساختار این دو سازه فلزی با بازوهای کاملاً شعاعی در شکل (۱) نمایش داده شده است. لازم به توضیح است که در ژنراتورهای بزرگ چند صد مگاواتی شعاع بیرونی استقرار فونداسیون این براکت‌ها به بیش از ۸ متر نیز می‌رسد.

مدل‌سازی براکت‌های فوقانی و تحتانی ژنراتور

شکل (۲) مدلی مفهومی از براکت‌های یک ژنراتور با بازوی شعاعی و بازوی مورب را نمایش می‌دهد. همان‌طور که در شکل دیده می‌شود در یک براکت با بازوی شعاعی چنانچه شعاع حلقه داخلی در اثر تغییر درجه حرارت (به‌عنوان یک مثال از انواع بارگذاری اشاره شده) به اندازه δ افزایش یابد، تمامی بازوها تحت تنش فشاری قرار خواهند گرفت که ممکن است به دلیل بزرگ بودن طول بازوها منجر به کم‌انرژی نیز گردند. درحالی‌که برای یک براکت با بازوی مورب که در زاویه $\alpha = 90 - \beta$ از خط مماس بر دایره داخلی نصب شده است، در اثر افزایش شعاع حلقه داخلی، حلقه داخلی به اندازه φ می‌چرخد و مانع از انتقال تنش فشاری بیشینه به بازوها و فونداسیون می‌گردد.

به‌طور گسترده در تحلیل رفتار مکانیکی ژنراتورهای برق‌آبی توسط محققان مختلفی نظیر زانگ^۱ (۲۰۱۱)، لی^۲ و همکارانش (۲۰۱۳)، کاپاشی^۳ و همکارانش (۲۰۱۴)، آزواج و میلان^۴ (۲۰۰۶)، وانگ^۵ و همکارانش (۲۰۱۴)، زیان^۶ و لی (۲۰۱۵) و ... دیده شده است. مطالعات این افراد نیز حکایت از اثر مؤثر و فراوان استفاده از المان‌های فلزی مورب در عملکرد مطمئن و ایمن سازه ژنراتورهای برق‌آبی دارد. علاوه بر موارد ذکر شده، گارسیا^۷ و همکارانش در سال ۲۰۱۵ معیارهای مهم و اصلی در طراحی اجزاء مختلف یک ژنراتور برق‌آبی از جمله استفاده از المان‌های مورب در روتور-اسپایدر^۸ را در نیروگاه‌هایی با هد فشاری کم، ارائه کردند. زو^۹ و همکارانش در سال ۲۰۱۷ با استفاده از روش المان‌محدود، ارتعاشات استاتور و براکت فوقانی با ستون‌های مورب یک ژنراتور برق‌آبی بزرگ را مورد ارزیابی قرار دادند. در گزارش آن‌ها، تأثیر ستون‌های مورب در کاهش روند ارتعاشی سازه استاتور در مقایسه با ستون‌های غیرمورب شعاعی بررسی و آنالیز شده است.

همان‌گونه که در مطالعات پیشین مشاهده می‌گردد، تحلیل و تأثیر بازوهای مورب در عملکرد براکت‌های یک ژنراتور برق‌آبی بر اساس شبیه‌سازی‌های نرم‌افزاری و مدل‌سازی‌های پیچیده سه‌بعدی استوار است. لذا در این مقاله سعی شده است که رفتار مکانیکی بازوهای مورب براکت ژنراتورهای برق‌آبی عمودی، به شکلی تحلیلی (حل دقیق) و به کمک روابط بدون بعد پیش‌بینی شود و فرایند پیچیده و زمان‌بر مدل‌سازی و شبیه‌سازی به کمک نرم‌افزارهای تجاری حذف گردد که نوآوری جدید و اصلی این تحقیق به حساب می‌آید. در این مطالعه، تأثیر زاویه، طول، تعداد و نحوه چیدمان بازوی مورب بر تنش و نیروی‌های وارد بر فونداسیون برای سه بارگذاری مختلف یعنی افزایش درجه حرارت حلقه درونی، نیروی شعاعی

^۱. Zhang

^۲. Li

^۳. Kapashi

^۴. Azuaje and Millan

^۵. Wang

^۶. Xia

^۷. Garcia

^۸. Rotor-Spider

^۹. Zhou

پایه^۱ بهینه براساس میزان بارگذاری ژنراتور، در مدت زمان کوتاه و دقت بالایی استخراج می‌گردد. در نتیجه برای طراحی یک ژنراتور، فرایند پیچیده و زمان‌بر مدل‌سازی سه‌بعدی، شبکه‌بندی و شبیه‌سازی نرم‌افزاری تعداد زیادی طرح مختلف حذف یا کاهش می‌یابد.

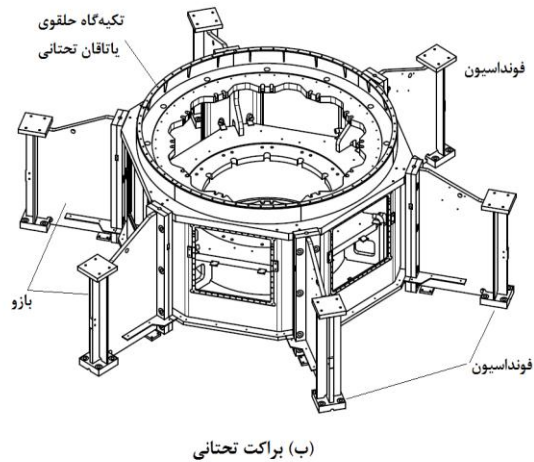
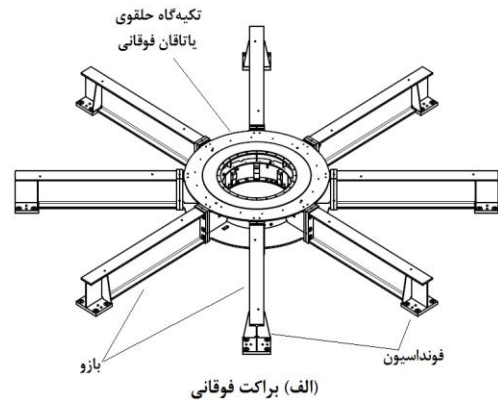
محاسبات بارگذاری براکت

همان‌طور که اشاره شد، سازه براکت فوقانی و تحتانی یک ژنراتور تحت بارگذاری‌های مختلفی نظیر افزایش درجه حرارت حلقه درونی، نیروی شعاعی وارده از توربین یا قطب‌های ژنراتور، گشتاور پیچشی وارده از محور توربین یا میدان‌های مغناطیسی و ... قرار دارد. در این بخش فرمول‌بندی و نحوه محاسبه تنش‌های وارده بر بازوها و حلقه داخلی و نیروهای وارده بر فونداسیون برای سه بارگذاری مذکور به صورت تحلیلی ارائه می‌گردد.

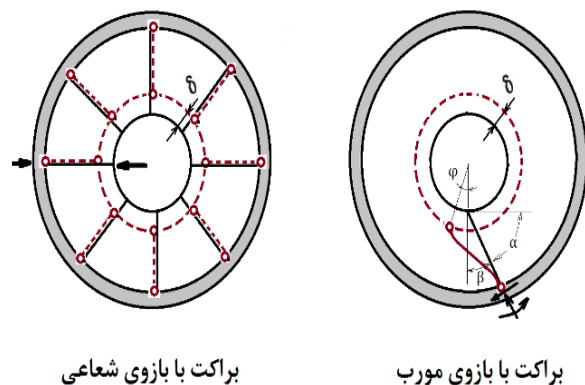
افزایش شعاع حلقه داخلی ناشی از افزایش درجه حرارت

در این بخش، حل تحلیلی مربوط به بارگذاری ناشی از افزایش درجه حرارت حلقه داخلی (نسبت به فونداسیون) و متعاقب آن افزایش شعاع حلقه معرفی می‌شود. مطابق مدل نمایش داده شده در شکل (۳) کمیت‌ها و نمادهای استفاده شده به این شرح می‌باشند: O مرکز حلقه، P نقطه اتصال بازو به حلقه داخلی، F محل اتصال بازو به فونداسیون، P' موقعیت جدید نقطه P پس از تغییر شکل، r شعاع حلقه از مرکز O و شعاع استقرار فونداسیون بازوها از مرکز O و l طول اولیه بازو قبل از تغییر شکل، $\alpha = 90 - \beta$ زاویه بازو و خط مماس بر حلقه داخلی، φ زاویه دوران حلقه داخلی پس از بارگذاری، δ افزایش شعاع حلقه داخلی پس از بارگذاری، V و N و M به ترتیب نیروی برشی، نیروی کشش محوری و گشتاور خمشی وارد بر بازو می‌باشند. با در نظر گرفتن $R^2 = \overline{HF}^2 + (\overline{HP} + r)^2$ و $\overline{HP} = l \cos \beta$ و $\overline{HF} = l \sin \beta$ به صورت زیر به دست خواهد آمد:

$$\bar{I} = \sqrt{1 - \bar{r}^2 \sin^2 \beta} - \bar{r} \cos \beta \quad (1)$$



شکل (۱): ساختار براکت فوقانی (الف) و براکت تحتانی (ب) یک ژنراتور عمودی



براکت با بازوی شعاعی

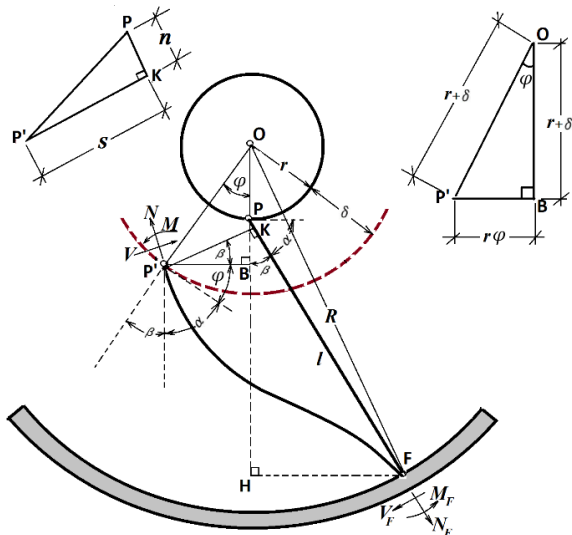
براکت با بازوی مورب

شکل (۲): مدل‌سازی مفهومی براکت با بازوی مورب و شعاعی

رویکرد و محدودیت‌های اصلی این مقاله، جایگزینی یک مدل هندسی سه‌بعدی پیچیده از براکت‌های یک ژنراتور برق آبی عمودی مانند شکل (۱) با یک مدل ساده‌تر دوبعدی مانند شکل (۲) و ارائه حل دقیق و تحلیلی برای بارگذاری‌های مختلف است. بدین ترتیب آرایش و طراحی

^۱. Basic Design

حل تحلیلی استفاده از بازوهای مورب در کاهش نیروهای وارد برسازه‌های فلزی بَرَاکت ژنراتور عمودی و فونداسیون آن..... ۵



شکل (۳): مدل‌سازی بَرَاکت تحت بارگذاری افزایش شعاع حلقه داخلی

$$\begin{cases} N = N_F \\ V = V_F \\ M = -M_F + V l \end{cases} \quad (۴)$$

برای یک تیر یک‌سر گیردار به طول l که انتهای آن تحت زاویه چرخش φ و جابجایی s قرار دارد، مطابق تئوری مقدماتی مقاومت مصالح با در نظر گرفتن تغییر شکل حاصل از نیروی برشی، روابط زیر برقرار است:

$$s = \frac{V l^3}{3EI} + \alpha_s \frac{V l}{AG} - \frac{M l^2}{2EI} \quad (۵)$$

$$\varphi = -\frac{V l^2}{2EI} + \frac{M l}{EI} \quad (۶)$$

که E مدول الاستیسیته تیر، I ممان دوم سطح مقطع تیر، A سطح مقطع تیر، α_s ضریب برش تیموشنکو، $G = E/2(1 + \nu)$ و ν ضریب پواسن است. با جایگذاری روابط (۱)، (۲)، (۵) و (۶) در (۴)، نیروهای وارد بر فونداسیون بَرَاکت به شکل زیر به دست خواهد آمد:

$$\bar{V}_F = \frac{2\bar{r}(\bar{\delta} - \bar{n} \cos \beta) + \bar{l}(\bar{\delta} \cos \beta - \bar{n})}{2\bar{r}\bar{\psi} \sin \beta} \quad (۷)$$

$$\bar{M} = \frac{\bar{r}\bar{l}(\bar{\delta} - \bar{n} \cos \beta) + 2(\bar{\delta} \cos \beta - \bar{n})\bar{x}}{2\bar{r}\bar{\psi} \sin \beta} \quad (۸)$$

که $\bar{l} = l/R$ و $\bar{r} = r/R$ می‌باشد. واضح است که اگر $\beta = 0$ آنگاه $l = R - r$ و اگر $\beta = 90$ آنگاه خواهیم داشت $l = \sqrt{R^2 - r^2}$ که به ترتیب مقدار کمینه و بیشینه برای l است.

در اثر فشار وارد آمده بر بازو، طول محوری آن اندکی کاهش می‌یابد و در اثر چرخش حلقه، اندکی به سمت چپ منحرف می‌شود. لذا میزان جابجایی محوری و جانبی این بازو به ترتیب برابر با $n = \overline{PK}$ و $s = \overline{KP'}$ خواهد شد. با عنایت به کوچک بودن زاویه چرخش حلقه یعنی φ و تقریب رابطه $\sin \varphi \approx \tan \varphi \approx \varphi$ خواهیم داشت $\overline{OP'OB}$ که نتیجه آن $\delta \approx \overline{PB}$ می‌شود. بدین ترتیب به کمک روابط مثلثاتی می‌توان ثابت کرد که جابجایی جانبی بازو برابر می‌شود با $s = (\delta - n/\cos \beta)/\sin \beta + n \tan \beta$ که بعد از سه‌سازی رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\bar{s} = \frac{\bar{\delta}}{\sin \beta} - \bar{n} \cot \beta \quad (۲)$$

که $\bar{s} = s/R$ و $\bar{n} = n/R$ و $\bar{\delta} = \delta/R$ می‌باشد. از طرفی مطابق دو رابطه هندسی $\bar{s} = \overline{BP'}/\cos \beta + n \tan \beta$ و $\varphi = \overline{BP'}/(r + \delta) = \overline{BP'}/r$ خواهیم داشت:

$$\varphi = \frac{1}{\bar{r}} \left(\bar{\delta} \cot \beta - \frac{\bar{n}}{\sin \beta} \right) \quad (۳)$$

پس از استخراج کمیت‌های هندسی مورد نیاز، از برقراری تعادل نیروها و گشتاور وارد بر بازو مورد مطالعه، سه رابطه مطابق روبرو به دست خواهد آمد: $N = N_F$ و $V = V_F$ و $M + M_F = Ns - V(l - n)$ که با توجه به کوچک بودن کمیت‌های s و n سه رابطه تعادل به شکل معادله (۴) ساده خواهند شد.

گشتاور پیچشی روی حلقه داخلی

یکی دیگر از بارگذاری‌های مورد بررسی برای براکت‌های ژنراتور، اعمال گشتاور پیچشی از طرف محور توربین بر حلقه داخلی براکت است. مطابق شکل (۴)، در اثر اعمال گشتاور M_0 حلقه داخلی به اندازه φ می‌چرخد و نقطه P به نقطه P' منتقل می‌گردد. واضح است که در این حالت طول بازو براکت به اندازه $n = \overline{PK}$ افزایش می‌یابد و نقطه P به اندازه $s = \overline{KP'}$ جابجا می‌شود. با توجه به کوچک بودن زاویه φ داریم $\overline{P} = r\varphi$ که در نتیجه رابطه روبرو $n^2 + s^2 = (r\varphi)^2$ با در نظر گرفتن تعریف زاویه $\gamma = \widehat{KPP'}$ در مثلث متساوی‌الساقین OPP' خواهیم داشت $\gamma + \beta + \varphi/2 = 90$ که با عنایت به کوچک بودن زاویه چرخش φ در مقایسه با زاویه β می‌توان نتیجه‌گیری کرد $\gamma \approx 90 - \beta$ که در این حالت برای جابجایی جانبی بازو زاویه $s = r\varphi \sin \gamma = r\varphi \cos \beta$ به دست خواهد آمد. بدین ترتیب برای تغییر شکل بازوی براکت روابط زیر برقرار می‌باشند:

$$\begin{cases} s = r\varphi \cos \beta \\ n = r\varphi \sin \beta \end{cases} \quad (17)$$

با توجه به برقرار بودن تمامی روابط (۴) الی (۶) برای این حالت از بارگذاری، نیروهای وارد بر فونداسیون براکت به شکل زیر به دست خواهد آمد:

$$\overline{V} = \overline{V}_F = \frac{2\overline{r}\overline{n} \cos \beta + \overline{I}\overline{n}}{2\overline{r}\overline{\psi} \sin \beta} \quad (18)$$

$$\overline{M} = \frac{\overline{r}\overline{n} \cos \beta + 2\overline{n}\overline{\chi}}{2\overline{r}\overline{\psi} \sin \beta} \quad (19)$$

$$\overline{M}_F = \frac{\overline{r}\overline{n} \cos \beta + 2\overline{n}\overline{\zeta}}{2\overline{r}\overline{\psi} \sin \beta} \quad (20)$$

اگر m تعداد بازوهای براکت باشد (با توجه تقارن چیدمان این بازوها حول مرکز حلقه داخلی) از صفر بودن برآیند گشتاور حول نقطه O می‌توان نتیجه گرفت:

$$\frac{M_0}{m} - M - N(s + r \sin \beta) = V(r \cos \beta - n) \quad (21)$$

که با عنایت به $n \ll r$ و $s \ll r$ معادله (۲۱) به صورت زیر ساده خواهد شد:

$$\overline{M}_F = \frac{\overline{r}\overline{I}(\overline{\delta} - \overline{n} \cos \beta) + 2(\overline{\delta} \cos \beta - \overline{n})\overline{\zeta}}{2\overline{r}\overline{\psi} \sin \beta} \quad (9)$$

که در این روابط:

$$\overline{\psi} = \frac{\overline{I}^3}{12\overline{I}} + \frac{2(1+\nu)\alpha_S\overline{I}}{\overline{A}} \quad (10)$$

$$\overline{\chi} = \frac{\overline{I}^2}{3} + \frac{2(1+\nu)\alpha_S\overline{I}}{\overline{A}} \quad (11)$$

$$\overline{\zeta} = \frac{\overline{I}^2}{6} - \frac{2(1+\nu)\alpha_S\overline{I}}{\overline{A}} \quad (12)$$

و همچنین $\overline{V} = V/(ER^2)$ و $\overline{I} = I/R^4$ و $\overline{A} = A/R^2$ و $\overline{M} = M/(ER^3)$ می‌باشد. با توجه به تقارن چیدمان بازوها حول مرکز O و چرخش آزادانه حلقه داخلی حول این نقطه، برآیند گشتاور حول نقطه مذکور می‌بایست صفر باشد:

$$M = N(s + r \sin \beta) - V(r \cos \beta + n) \quad (13)$$

که با عنایت به $n \ll r$ و $s \ll r$ معادله (۱۳) به صورت زیر ساده خواهد شد:

$$N(r \sin \beta) - M - V(r \cos \beta) = 0 \quad (14)$$

در نتیجه نیروی محوری N نیز از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$N = N_F = \frac{M}{r \sin \beta} + V \cot \beta \quad (15)$$

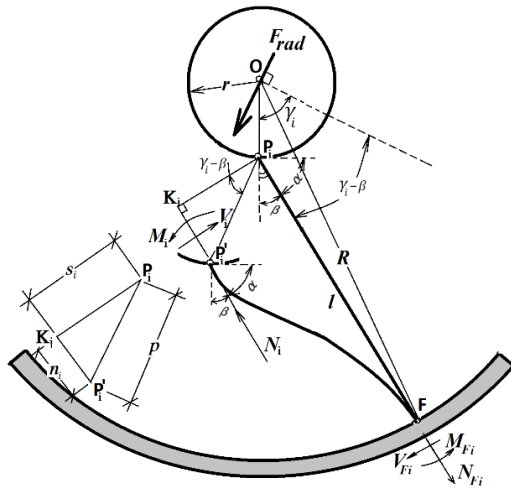
از طرفی با ترکیب رابطه $n = NI/(EA)$ و روابط (۷)، (۸) و (۱۴) می‌توان کاهش طول بازو را به دست آورد:

$$\frac{\overline{n}}{\overline{\delta}} = \frac{\overline{r}\overline{I}(1 + \cos^2 \beta)/2 + \overline{\chi} \cos \beta + \overline{r}^2 \cos \beta}{\overline{r}^2\overline{\psi} \left(\frac{\overline{A}}{\overline{I}}\right) \sin^2 \beta + \overline{r}\overline{I} \cos \beta + \overline{\chi} + \overline{r}^2 \cos^2 \beta} \quad (16)$$

بدین ترتیب با محاسبه n مقادیر نیروی‌های روی فونداسیون و تنش فشاری روی بازو در محل فونداسیون به دست خواهد آمد.

حل تحلیلی استفاده از بازوهای مورب در کاهش نیروهای وارد برسازه‌های فلزی براکت ژنراتور عمودی و فونداسیون آن.....۷

ترکیب روابط (۴) الی (۶) و (۲۴) و همچنین تعریف رابطه $\bar{p} = p/R$ خواهیم داشت:



شکل (۵): مدل‌سازی براکت تحت بارگذاری تک نیروی شعاعی روی حلقه داخلی

$$\bar{V}_i = \bar{V}_{Fi} = \frac{\bar{p} \cos(\gamma_i - \beta)}{\bar{\psi}} \quad (25)$$

$$\bar{M}_i = \bar{M}_{Fi} = \frac{\bar{l} \bar{p} \cos(\gamma_i - \beta)}{2\bar{\psi}} \quad (26)$$

همچنین با عنایت به روابط $n_i = N_i l / (EA)$ و $\bar{N} = N / (ER^2)$ داریم:

$$\bar{N}_i = \frac{\bar{A} \bar{p}}{\bar{l}} \sin(\gamma_i - \beta) \quad (27)$$

از طرف دیگر با نوشتن معادله تعادل نیرو روی حلقه داخلی (با در نظر گرفتن تمامی بازوها) داریم:

$$F_{rad} = \sum_{i=1}^m \{V_i \cos(\gamma_i - \beta) + N_i \sin(\gamma_i - \beta)\} \quad (28)$$

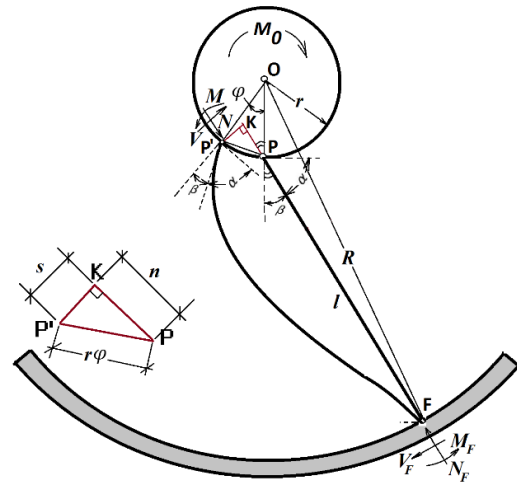
با جایگذاری روابط (۲۵) و (۲۷) در (۲۸)، خواهیم داشت:

$$F_{rad} = \frac{p}{\psi} \sum_{i=1}^m \cos^2(\gamma_i - \beta) + \frac{EA p}{l} \sum_{i=1}^m \sin^2(\gamma_i - \beta) \quad (29)$$

$$\frac{M_0}{m} - M - Nr \sin \beta = Vr \cos \beta \quad (22)$$

از طرفی با ترکیب رابطه $n = NI / (EA)$ و روابط (۱۸)، (۱۹) و (۲۲) می‌توان افزایش طول بازو را به دست آورد:

$$\bar{n} \left(\frac{m}{M_0} \right) = \frac{\bar{r} \bar{\psi} \sin \beta}{\bar{r}^2 \bar{\psi} \left(\frac{\bar{A}}{\bar{l}} \right) \sin^2 \beta + \bar{r} \bar{l} \cos \beta + \bar{\chi} + \bar{r}^2 \cos^2 \beta} \quad (23)$$



شکل (۴): مدل‌سازی براکت تحت بارگذاری گشتاور پیشی روی حلقه داخلی

نیروی شعاعی

مطابق شکل (۵)، فرض کنید نیروی شعاعی F_{rad} از طرف محور توربین به حلقه داخلی براکت‌ها وارد شود. در اثر این نیرو تمام نقاط حلقه داخلی به اندازه p در راستای بردار F_{rad} جابجا می‌شود. بنابراین؛ نقطه P_i به نقطه P_i' منتقل می‌گردد (این جابجایی برای نقاط اتصال همه بازوها به حلقه، یعنی $i = 1, 2, \dots, m$ یکسان است، که تعداد بازوها است). به کمک زوایای نشان داده شده در شکل (۵) داریم:

$$\begin{cases} s_i = p \cos(\gamma_i - \beta) \\ n_i = p \sin(\gamma_i - \beta) \end{cases} \quad (24)$$

با عنایت به اینکه در این حالت از بارگذاری، حلقه داخلی فقط جابجایی حاصل از تک نیروی شعاعی را متحمل می‌شود و چرخشی در آن رخ نمی‌دهد، یعنی $\varphi = 0$

مدل مسئله مذکور برای حالت $\bar{r} = 0.1$ و چهار زاویه مختلف ۱۰، ۲۰، ۳۰ و ۵۰ درجه در نرم افزار انسیس^۱ نیز تدوین و تحت بارگذاری افزایش درجه حرارت قرار داده شده است. برای اینکه حلقه داخلی بدون تغییر شکل، فقط افزایش شعاع داشته باشد، سطح مقطع و ممان سطح آن عددی بسیار بزرگ اختیار شده است. نتایج رسم شده در شکل (۶)، حاکی از صحت و نزدیکی حل دقیق و حل شبیه سازی شده در نرم افزار انسیس دارد.

شکل های (۷) و (۸) به ترتیب نسبت نیروی برشی و گشتاور خمشی وارده بر فونداسیون به حالت بیشینه خود یعنی $\bar{V}_F/\bar{V}_{F,max}$ و $\bar{M}_F/\bar{M}_{F,max}$ را به ازای زوایای مختلف بازو β نمایش می دهد. نکته قابل توجه در این نتایج این است که بیشترین نیروی برشی و گشتاور خمشی وارد بر فونداسیون برای زاویه ۱۰ الی ۲۰ درجه بازو رخ می دهد که با عنایت به بالا بودن تنش فشاری حاصل از نیروی داخلی در همین زوایا (شکل (۶)) باید از زوایای بیش از ۲۰ درجه در چیدمان بازوهای براکت استفاده نمود.

همان طور که بیان شد علت تغییرات مشاهده شده در نیرو و گشتاورها، چرخش حلقه داخلی حول مرکز آن است که میزان این چرخش در شکل (۹) نمایش داده شده است. همان گونه که مشاهده می شود در حالت چیدمان شعاعی بازوها یعنی $\beta = 0$ و چیدمان مماسی بازوها یعنی $\beta = 90$ چرخش صفر و در محدوده زاویه ۱۰ الی ۲۰ درجه بیشترین چرخش در حلقه داخلی دیده می شود.

بارگذاری گشتاور پیچشی روی حلقه داخلی

در این مرحله، براساس نتایج و روابط به دست آمده در بخش (گشتاور پیچشی روی حلقه داخلی)، رفتار براکت و فونداسیون آن در اثر اعمال گشتاور پیچشی به حلقه داخلی بررسی می شود. شکل (۱۰) نسبت افزایش طول بازو به مقدار بیشینه خود یعنی \bar{n}/\bar{n}_{max} را به ازای زوایای مختلف بازو β نمایش می دهد. همان طور که پیش بینی می شد در حالت چیدمان شعاعی بازوها یعنی $\beta = 0$

از طرفی، به دلیل تقارن چیدمان بازوها حول مرکز حلقه داخلی برای $i > 1$ داریم $\gamma_i = \gamma_1 + 360i/m$ که به لحاظ ریاضی می توان ثابت کرد:

$$\sum_{i=1}^m \cos^2(\gamma_i - \beta) = \sum_{i=1}^m \sin^2(\gamma_i - \beta) = m/2 \quad (30)$$

در نتیجه از معادله (۲۹) و (۳۰) خواهیم داشت:

$$\bar{p} = \frac{2\bar{F}_{rad}}{m\left(\frac{1}{\bar{\psi}} + \frac{\bar{A}}{\bar{I}}\right)} \quad (31)$$

که $\bar{F}_{rad} = F_{rad}/(ER^2)$ است.

نتایج محاسبات

در این بخش نتایج حاصل از حل تحلیلی سه حالت بارگذاری معرفی شده برای یک نمونه از براکت نیروگاهی ارائه و تأثیر کمیت های هندسی روی آن بررسی خواهد شد. جدول (۱) مشخصات هندسی این براکت را نمایش می دهد.

جدول (۱): مشخصات هندسی براکت

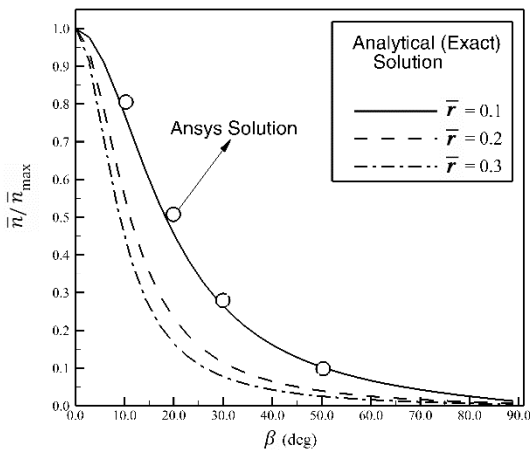
| ν | α_s | \bar{A} | $\bar{I} \times 10^{-7}$ | R (mm) |
|-------|------------|-----------|--------------------------|--------|
| ۰/۳ | ۰/۷۵ | ۰/۰۰۱۳ | ۲/۵۷ | ۴۸۶۵ |

بارگذاری افزایش شعاع حلقه داخلی

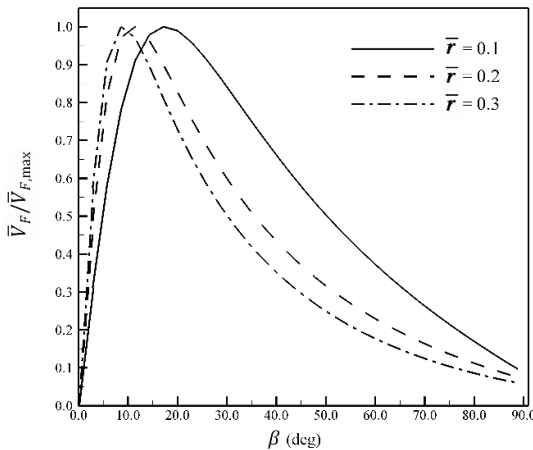
در اینجا، مطابق روابط به دست آمده در بخش (افزایش شعاع حلقه داخلی ناشی از افزایش درجه حرارت)، رفتار براکت و فونداسیون آن در اثر افزایش شعاع حلقه داخلی (مثلاً در اثر افزایش درجه حرارت) بررسی می شود. شکل (۶) نسبت کوتاه شدن طول بازو به مقدار بیشینه خود یعنی \bar{n}/\bar{n}_{max} را به ازای زوایای مختلف بازو β نمایش می دهد. همان طور که پیش بینی می شد بیشترین کاهش طول در حالت چیدمان شعاعی بازوها یعنی $\beta = 0$ و کمترین کاهش طول در شرایط $\beta = 90$ رخ می دهد و هرچه شعاع حلقه داخلی کوچک تر یا طول اولیه بازو بزرگ تر باشد، کاهش طول بیشتری در بازو مشاهده می شود. لازم به توضیح است که در زوایای کوچک با توجه به اینکه تنش فشاری زیادی به بازو اعمال می شود، به دلیل کاهش طول زیاد، خطر کمانش در بازوی براکت ژنراتور نیز بیشتر خواهد بود که یکی از اتفاقات رایج در ژنراتورهای قدیمی است. برای اطمینان از روابط و نتایج به دست آمده،

^۱. Ansys

سه بازوی مجاور اول بوده که به همین دلیل از نمایش آن در اینجا صرف‌نظر شده است. همچنین با توجه به اینکه رفتار نیرویی بازوی سوم در شکل (۱۳) و بازوی اول در شکل (۱۴) تقریباً به ازای زوایای مختلف چیدمان تقریباً یکسان است، زاویه چیدمان ترجیحی نمی‌توان برای این نوع بارگذاری انتخاب کرد.



شکل (۶): نسبت کوتاه شدن طول بازو به مقدار بیشینه در بارگذاری افزایش شعاع حلقه داخلی - مقایسه حل تحلیلی و مدل‌سازی نرم‌افزار انسیس

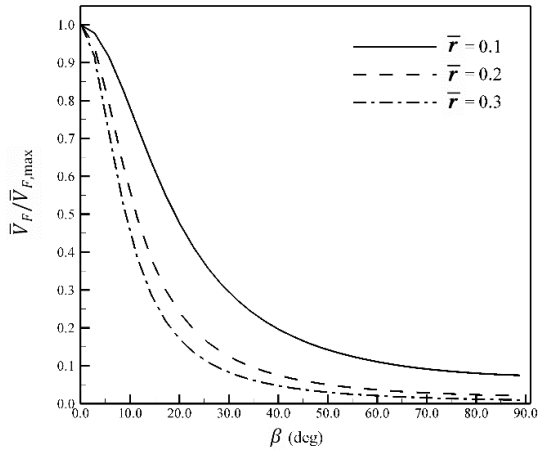


شکل (۷): نسبت نیروی برشی وارد بر فونداسیون براکت به مقدار بیشینه در بارگذاری افزایش شعاع حلقه داخلی

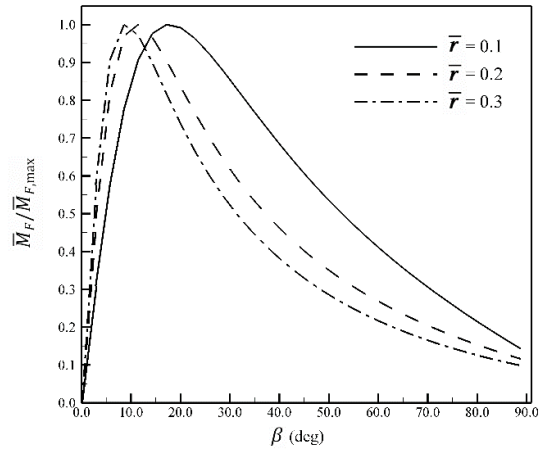
هیچ‌گونه تغییر طولی در بازو اتفاق نمی‌افتد. باین‌وجود با دور شدن از چیدمان شعاعی بازوها، افزایش طول بازوها (کششی) نیز بیشتر شده و در زوایای حدود ۱۰ الی ۲۰ درجه، بیشترین افزایش طول مشاهده می‌شود و سرانجام برای زوایای بیشتر از حدود ۵۰ درجه، افزایش طول تقریباً ثابت باقی می‌ماند. شکل‌های (۱۱) و (۱۲) به ترتیب نسبت نیروی برشی و گشتاور خمشی وارده بر فونداسیون به حالت بیشینه خود یعنی $\bar{V}_F/\bar{V}_{F,max}$ و $\bar{M}_F/\bar{M}_{F,max}$ را به ازای زوایای مختلف بازو (β) نمایش می‌دهد. حساسیت نیروی کششی، نیروی برشی و گشتاور خمشی وارد بر بازو در محل فونداسیون به زاویه چیدمان بازوها نشان می‌دهد که می‌بایست در طراحی براکت‌ها از زاویه چیدمان بزرگ‌تر از ۵۰ درجه برای بازوها استفاده کرد که علاوه بر کاهش نیروی وارد بر بازو و در نتیجه کاهش هزینه ساخت براکت، می‌توان فونداسیون ارزان‌تر و اقتصادی‌تری را نیز به دلیل کاهش حجم بتن‌ریزی و آرماتوربندی در نظر گرفت.

بارگذاری نیروی شعاعی

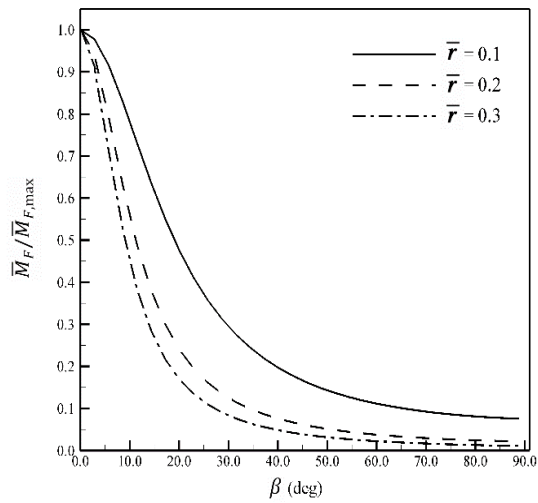
در این قسمت، براساس نتایج و روابط به‌دست‌آمده در بخش (نیروی شعاعی)، رفتار براکت و فونداسیون آن در اثر اعمال نیروی شعاعی به مرکز حلقه داخلی (مثلاً در اثر اتصال کوتاه در ژنراتور) بررسی می‌شود. به‌عنوان مثال براکتی با $m = 6$ بازو و شعاع حلقه داخلی $\bar{r} = 0.2$ را در نظر گرفته و بدون اینکه از کلیت مسئله کم شود، فرض کنید برای همه بازوها $\gamma_i = 360i/m$ باشد. شکل (۱۳) نیروی کشش داخلی بازوها یعنی $\bar{N}_F/\bar{N}_{F,max}$ را برای سه بازوی مجاور برحسب زاویه چیدمان β نمایش می‌دهد. بازوی اول برای همه زوایای چیدمان تحت فشار و بازوی سوم برای همه زوایای چیدمان تحت کشش است. شکل (۱۴) نیروی برشی و گشتاور خمشی یعنی $\bar{V}_F/\bar{V}_{F,max}$ و $\bar{M}_F/\bar{M}_{F,max}$ برای سه بازوی مجاور برحسب زاویه چیدمان β را نشان می‌دهد. نکته قابل‌توجه در شکل‌های (۱۳) و (۱۴) این است که رفتار سه بازوی دیگر منطبق بر



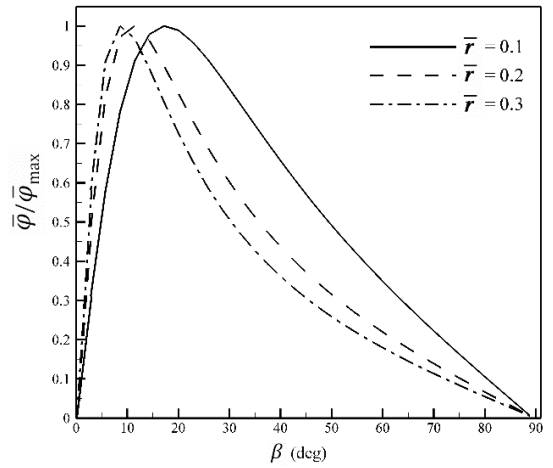
شکل (۱۱): نسبت نیروی برشی افقی وارد بر فونداسیون برکت به مقدار بیشینه در اثر اعمال گشتاور پیچشی به حلقه داخلی



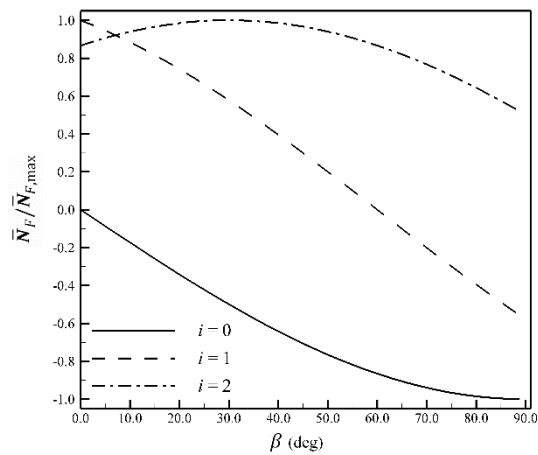
شکل (۸): نسبت گشتاور خمشی وارد بر فونداسیون برکت به مقدار بیشینه در بارگذاری افزایش شعاع حلقه داخلی



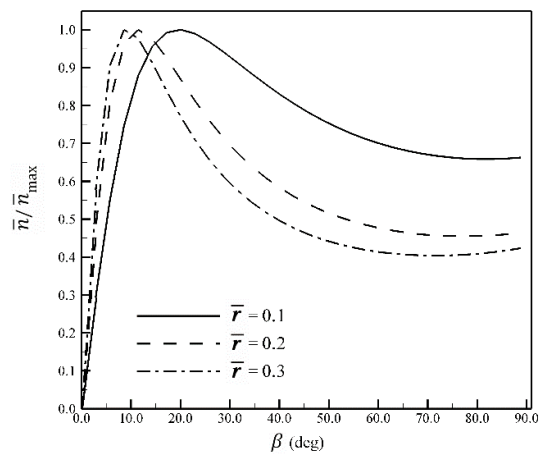
شکل (۱۲): نسبت گشتاور خمشی وارد بر فونداسیون برکت به مقدار بیشینه در اثر اعمال گشتاور پیچشی به حلقه داخلی



شکل (۹): نسبت چرخش حلقه داخلی برکت به مقدار بیشینه در بارگذاری افزایش شعاع حلقه داخلی



شکل (۱۳): نسبت نیروی کشش داخلی سه بازوی مجاور به مقدار بیشینه در اثر اعمال نیروی شعاعی به حلقه داخلی



شکل (۱۰): نسبت افزایش طول بازو به مقدار بیشینه در اثر اعمال گشتاور پیچشی به حلقه داخلی

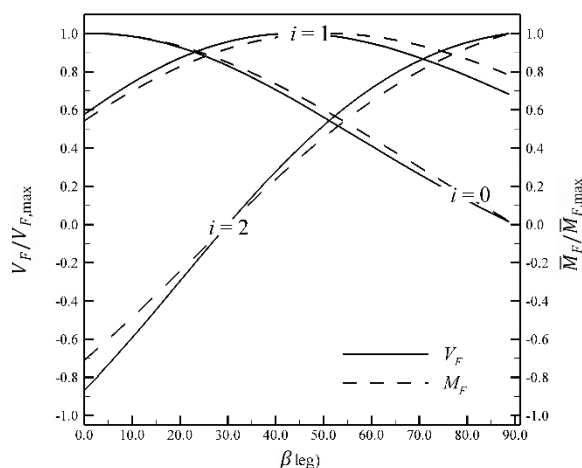
عمودی برق‌آبی که با نام براکت شناخته می‌شوند، به‌شکلی تحلیلی (دقیق) و به کمک روابط بی‌بعد شبیه‌سازی شود و فرایند پیچیده و زمان‌بر مدل‌سازی و شبیه‌سازی به کمک نرم‌افزارهای تجاری حذف گردد. در این مطالعه، تأثیر زاویه چیدمان، طول و تعداد بازوهای مورب براکت بر تنش و نیروی‌های وارد بر فونداسیون برای سه بارگذاری مختلف یعنی افزایش درجه حرارت حلقه درونی، نیروی شعاعی وارده از توربین یا قطب‌های ژنراتور، گشتاور پیچشی وارده از محور توربین یا میدان‌های مغناطیسی بررسی می‌شود. نتایج این محاسبات نشان می‌دهد با مورب کردن بازوها، به سازه براکت اجازه چرخش حول محور مرکزی آن داده می‌شود که نتیجه آن کاهش تنش‌های فشاری روی بازوها خواهد شد. همچنین زاویه چیدمان بازوها بهتر است از حدود ۵۰ درجه بیشتر انتخاب گردد که اولاً خطر کماتش در بازوی براکت‌های ژنراتور کاهش یابد و ثانیاً علاوه بر کاهش نیروی‌های وارد بر بازو و در نتیجه کاهش هزینه ساخت براکت، بتوان فونداسیون ارزان‌تر و اقتصادی‌تری را نیز به دلیل کاهش حجم بتن‌ریزی و آرماتوربندی در نظر گرفت.

تقدیر و تشکر

نویسنده این مقاله از دانشگاه صنعتی شاهرود بابت حمایت از این مطالعه تشکر می‌نماید.

مراجع

- 1- Azuaje, C. and Millan, A. (2006). "Stator Deformation of Large Hydrogenerators and its Effects on the Machines," IEEE Transmission & Distribution Conference and Exposition, Latin America 15-18 Aug, 1-5.
- 2- Fiesenig, K. Starcevic, M. and Fust, A. (1983). "New Design Features for Large Hydro-Electric Generators," Brown Boveri Review, **70**(7/8), 258-267.
- 3- Gongzhi, L. Zhihe, L. Fuerst, D. and Schafer, D. (2001). "Application of Oblique Elements to Three Gorges Project," Proceedings of The Fifth International Conference on Electrical Machines and Systems, Shenyang, china, 18-20 August, **1**, 116-122.
- 4- Kapashi, G. Mulimani, P. Veeranna, D. K. and Dodamani, S. P. (2014). "Finite-Element Optimization of Stator by Casted and Welded Structures," International Journal of Research in Engineering and Technology, **3**(3), 432-442.



شکل (۱۴): نسبت نیروی برشی و گشتاور خمشی سه بازوی مجاور به مقدار بیشینه در اثر اعمال نیروی شعاعی به حلقه داخلی

نتیجه‌گیری

در صنایع نیروگاهی برق‌آبی بزرگ، ژنراتورهای عمودی مورداستفاده، سازه‌های فلزی با قطر بیش از ۸ متر و وزن حدود چند صد تن می‌باشند. در این سازه فلزی، دو تکیه‌گاه حلقوی با بازوهای فلزی شعاعی یا مورب برای نصب یاتاقان‌های قسمت‌های دوار ژنراتور در نظر گرفته می‌شوند که به آن‌ها در اصطلاح براکت‌های فوقانی و تحتانی می‌گویند. این بازوها نیروهای حاصل از افزایش طول حلقه تکیه‌گاهی (ناشی از افزایش درجه حرارت)، نیروهای شعاعی اعمال‌شده از توربین و گشتاور هیدرولیکی پیچشی وارده از محور توربین را به سازه استاتور یا فونداسیون خود منتقل می‌کنند. لذا پیش‌بینی صحیح از نحوه و میزان انتقال این نیروها و گشتاور در طراحی سازه و محاسبه تنش‌های فشاری و خمشی وارد بر سازه یا فونداسیون بازوها از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. بررسی مطالعات و تحقیقات محققین پیشین نشان می‌دهد، تحلیل و تأثیر بازوهای مورب در عملکرد براکت‌های یک ژنراتور برق‌آبی، غالباً بر پایه شبیه‌سازی‌های نرم‌افزاری و مدل‌سازی‌های پیچیده سه‌بعدی استوار است. لذا در این مقاله تلاش شده است که رفتار مکانیکی (نیروهای وارده و تغییر شکل‌ها) بازوهای مورب تکیه‌گاه یاتاقان ژنراتورهای

- 13- Wang, F. L. Tang, G. J. and Ke, M. Q. (2014). "Calculation on Stator Core Dynamic Characteristics of 600MW Turbo-Generator Based on FEM," *Applied Mechanics and Materials*, **635-637**, 131-138.
- 14- Xia, M. and Li, Y. (2015) "Analysis of Hydroelectric Unit's Upper Bracket Based on Test and FEM," *Applied Mechanics and Materials*, **721**, 131-134.
- 15- Garcia, F. J. Uemori, M. K. I. Echeverria, J. J. R. and Bortoni, E. C. (2015), "Design Requirements of Generators Applied to Low-Head Hydro Power Plants," *IEEE Transactions On Energy Conversion*, **30**(4), 1630-1638.
- 16- Zhou, J. Peng, X. Li, R. Xu, Y. Liu, H. and Chen, D. (2017) "Experimental and Finite Element Analysis to Investigate the Vibration of Oblique-Stud Stator Frame in a Large Hydropower Generator Unit," *Energies*, **10**(12), 1-18.
- 17- Yao, R. and Rao, F. (2003). "Analysis of 3D Thermal Field and Deformation in the Stator of Large Hydro-Generators," *IEEE 2003 the Sixth International Conference on Electrical Machines and Systems*, **2**, 714-716.
- 18- Zhang, J. G. (2011). "Study on Evaluation Method of Stator and Rotor Deformation of Hydro-Generator," *Mechanical & Electrical Technique of Hydropower Station*, **64**(2), 10-13.
- 19- Zhong, S. and Jiang, P. (2000). "Setting Angle Calculation of Skew Leaf Springs for Stator Frame of Hydrogenerator," *Large Electric Machine and Hydraulic Turbine*, **6**, 20-22.
- 5- Kellenberger, W. (1980). "The Optimum Angle for the Support of Vertical Hydro-Electric Generators with Skew Arms or Skew Leaf Springs," *Brown Boveri Review*, **67**(2), 3-11.
- 6- Kellenberger, W. (1986). "Developments in Hydro-Electric Generator Components," *IEEE Proceedings C- Generation, Transmission and Distribution*, **133**(3), 137-141.
- 7- Klempner, G. and Kerszenbaum, I. (2008). *Handbook of Large Turbo-Generator Operation and Maintenance*, 2nd Edition, Joun Wiley & Sons, Inc, Hoboken, New Jersey, U.S.A.
- 8- Li, Z. Yang, F. Si, G. Wang, D. Deng, Y. and Ma, B. (2013). "Analysis on Out-of-Roundness of Low-Head Hydrogenerator under Operation Condition," *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, **29**(24), 79-85.
- 9- Sawatani, K. Sano, K. and Ootake, S. (1986). "Stator Frame Deformation Problem in Large Diameter Hydro-Generators," *Power Engineering Review*, *IEEE*, **6**(3), 30-31.
- 10- Simond, J. J. Xuan, M. T. and Wetter, R. (2008). "An Innovative Inductive Air-Gap Monitoring System for Large Low Speed Hydro-Generators, Tests in Operation," *IAHR 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, October 27-31.
- 11- Sprysl, H. Vgele, H. and Ebi, G. (1996). "The Influence of Magnetic Forces on the Stability Behavior of Large Electrical Machines," *VDI Berichte*, Nr. 1285.
- 12- Tong, W. (2014). *Mechanical Design of Electric Motors*, CRC Press Taylor & Francis, Boca Raton, U.S.A.

Analytical solution of the use of oblique arms in reducing the forces imposed on brackets of the vertical generator and its foundation

Pooria Akbarzadeh*^۱

Abstract

In large hydroelectric power-plants with a power of more than 100 megawatts, vertical generators are used, in which the diameter and the weight of their stator exceeding 8 meters and several hundred tons, respectively. In this structure, which is the location of the magnetic plates and the stator core, there are two rings with radial or oblique arms for mounting bearings of rotating parts of the generator (they are called upper and lower brackets). These arms transfer the forces due to the increase in the length of the ring (due to the increase in temperature), the radial forces applied from the turbine, and the torsion hydraulic torque from the turbine axis to the stator or its foundations. Therefore, accurate prediction of these forces and torque in the design of the structure and the calculation of compressive and bending stresses on the structure or foundation of the arms is of particular importance. In this paper, the effect of using oblique arms on the reduction of compressive stresses and the foundation forces of large vertical generators, is analyzed analytically. The effect of angle, length, number, and arrangement of oblique arm on stress and forces for three different load cases are investigated.

Keywords

Analytical solution, oblique arm, oblique arm angle, foundation force, generator bracket

1. * Associate Professor, Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering, Shahrood University of Technology, akbarzad@ut.ac.ir, p.akbarzadeh@shahroodut.ac.ir