

تحلیل تنش دیسک ترمز توربین بادی مگاواتی در حالت ترمزگیری عادی و اضطراری

محمدجواد یزدانی، سید ابراهیم موسوی ترشیزی

پردیس فنی و مهندسی شهید عباسپور

دانشگاه شهید بهشتی

تهران، ایران

mjyazdani@stud.pwut.ac.ir, emoussavi@pwut.ac.ir

عباس بحری، حامد سعیدی

مرکز توسعه فناوری توربینهای بادی

پژوهشگاه نیرو

تهران، ایران

واژه‌های کلیدی — توربین باد؛ ترمز دیسکی؛ تنش حرارتی؛ ترمز اضطراری؛

۱. مقدمه

توربین بادی انرژی باد را با چرخش پره‌هاش به انرژی الکتریکی تبدیل می‌کند. به دلایل غیریکنواخت بودن انرژی باد و وجود بارهای با دامنه متغیر، مسئله‌ی ایمنی در این توربین‌ها بسیار حائز اهمیت است. یکی از اجزای حیاتی توربین‌های بادی سیستم ترمز است که نقش مهمی در حفظ ایمنی و کارایی توربین دارد. عملکرد مناسب ترمز در شرایط مختلف اهمیت زیادی دارد. در توربین‌های بادی دو سیستم ترمزگیری مستقل - یک سیستم ترمز آیرودینامیکی و یک ترمز مکانیکی - در نظر گرفته می‌شود [۱].

در سیستم ترمز آیرودینامیکی با چرخش پره‌ها حول محورشان، مقاومت بالایی در خلاف جهت دوران به وجود می‌آید که سبب کاهش سرعت توربین می‌گردد. برای یک ترمزگیری عادی ابتدا ترمز آیرودینامیکی وارد عمل می‌شود و سرعت روتور را کاهش می‌دهد و در مرحله بعد ترمز مکانیکی فعال می‌شود. بنابراین ترمز مکانیکی سهم کمتری از انرژی را تلف خواهد کرد و بار حرارتی کمتری روی دیسک ترمز خواهد بود. اما در مواقع اضطراری (که یکی از سیستم‌های اصلی دچار نقص شوند) باید توربین در سریع‌ترین زمان ممکن از حرکت بازایستد. حتی ممکن است این شرایط به دلیل نقص در سیستم ترمز آیرودینامیکی به وجود آید. در حالت اضطراری

چکیده — در این مقاله توزیع تنش دیسک ترمز توربین بادی مگاواتی در دو حالت ترمزگیری عادی و اضطراری به صورت گذرا مورد تحلیل قرار گرفته است. در ترمزگیری عادی ابتدا ترمز آیرودینامیکی وارد عمل می‌شود و پس از کاهش سرعت دوران تا حد معین، ترمز مکانیکی وارد عمل شده و توربین را متوقف می‌کند. در حالت ترمزگیری اضطراری از همان سرعت پیشینه، ترمز مکانیکی به همراه ترمز آیرودینامیک وارد عمل می‌شود. برای تحلیل تنش از نرم‌افزار ANSYS12.1 استفاده شده است. دیسک به صورت سه بعدی در نرم‌افزار شبیه‌سازی شده و اثرات پارامترهای فشار لنت، گشتاور ترمزی، نیروی اصطکاک، سرعت دوران دیسک، زمان توقف و جنس دیسک در نظر گرفته شده است. کل انرژی تلف شده به صورت شار حرارتی روی سطح دیسک ترمز وارد می‌شود و سطوح دیگر در تماس با هوا هستند. در این پژوهش ابتدا توزیع دما محاسبه شده سپس به تحلیل تنش‌های حرارتی پرداخته شده است. همچنین به دلیل سرعت دورانی زیاد دیسک اثر تنش‌های گریز از مرکز در نظر گرفته شده است. اثرات تنش‌های مستقیم اعمال شده روی دیسک بر اثر فشار لنت به دلیل ناچیز بودن در مقابل تنش‌های حرارتی صرف‌نظر شده‌اند. در ترمزگیری عادی در کمتر از چند ثانیه دمای پیشینه به حدود 240°C و در ترمزگیری اضطراری دمای پیشینه به 696°C میرسد که منجر به اعمال تنش‌های حرارتی بزرگی روی دیسک می‌شود که از مقدار تنش تسلیم ماده فراتر می‌رود.

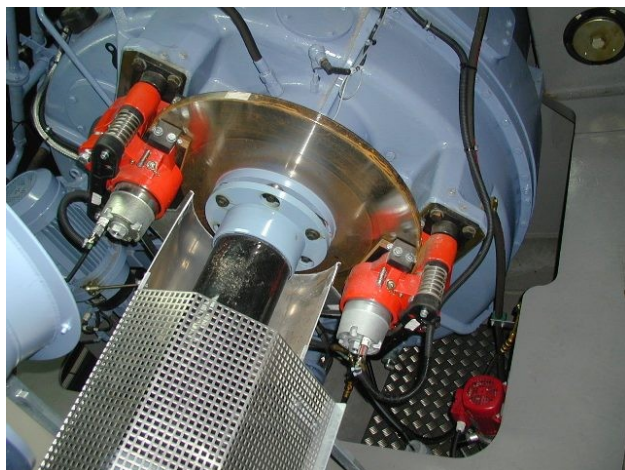
زیرا گشتاور ترمزی به عکس نسبت سرعت شفت‌ها کاهش می‌یابد [۱]. عمل ترمز باعث گرم شدن دیسک در کسری از ثانیه و ایجاد تنش‌های حرارتی می‌شود و حتی ممکن است منجر به تغییر شکل پلاستیک شود. علاوه بر آن دمای بالا ممکن است باعث سایش زودرس لنت، تبخیر روغن هیدرولیک، رشد ترک‌های حرارتی، ارتعاشات فرکانس پایین، کاهش ضریب اصطکاک و در نتیجه کاهش عملکرد ترمز شود.

در سالهای اخیر تحلیل‌های متنوعی روی قسمت‌های مختلف ترمز صورت گرفته است. اما این تحلیل‌ها عموماً مربوط به ترمز خودرو و یا ماشین‌های ریلی بوده است. این تحلیل‌ها شامل تحلیل حرارتی دیسک ترمز [۹-۲]، تشکیل نقاط داغ روی دیسک و ناپایداری ترمومکانیکی [۱۰]، تحلیل آزمایشگاهی حرارتی [۱۱]، تحلیل تنش [۱۴-۱۲]، تحلیل خستگی ترمومکانیکی [۱۵]، مطالعات ریزساختاری و تأثیر آن بر ناحیه‌ی تماس [۱۶ و ۱۷]، مطالعه‌ی تأثیر حرارت روی سیال ترمزی [۱۸] و تأثیر مواد مورد استفاده در لنت ترمز بر ناحیه‌ی تماس [۱۹ و ۲۰] بوده است.

در این مقاله توزیع تنش روی دیسک ترمز توربین بادی مگاواتی به صورت گذرا تحلیل شده است. فشار لنتها ثابت در نظر گرفته شده و برای تعیین پروفیل سرعت دورانی پررها از نرم‌افزار شبیه‌سازی دینامیکی توربین باد استفاده شده است.

۲. تعریف مسئله

ترمز دیسکی شامل یک دیسک دوار به همراه لنت‌های ثابت است که با تبدیل انرژی جنبشی به انرژی حرارتی باعث کاهش سرعت و در نهایت توقف می‌شود. این انرژی به طور کامل توسط دیسک و لنت تلف می‌شوند،



شکل ۱: ترمز توربین بادی

| لیست پارامترها | |
|---------------------------------------|--|
| A | مساحت لنت m^2 |
| c_p | ظرفیت گرمایی ویژه $J/kg.K$ |
| E | مدول الاستیسیته Pa |
| F | نیروی عمودی ترمز N |
| h | ضریب انتقال حرارت جابجایی W/m^2K |
| k_d | ضریب پخش گرما m^2/s |
| K_d | ضریب انتقال حرارت رسانایی دیسک W/mK |
| P | فشار پشت لنتها N/m^2 |
| q | شار حرارتی W/m^2 |
| \bar{q} | شار حرارتی در شعاع متوسط لنت W/m^2 |
| \bar{Q} | کل انرژی حرارتی W |
| r, θ, z | متغیرهای مختصات استوانه‌ای m, rad, m |
| \bar{r} | شعاع متوسط لنت m |
| r_d | شعاع داخلی دیسک m |
| R_d | شعاع خارجی دیسک m |
| r_p | شعاع داخلی لنت m |
| R_p | شعاع خارجی لنت m |
| t | زمان s |
| T | دما $^{\circ}C$ |
| T_0 | دمای اولیه $^{\circ}C$ |
| T_a | دمای محیط $^{\circ}C$ |
| δ_d | نصف ضخامت دیسک m |
| μ | ضریب اصطکاک |
| ν | ضریب پواسن |
| ρ | چگالی kg/m^3 |
| $\sigma_r, \sigma_{\theta}, \sigma_z$ | مؤلفه‌های تنش در دستگاه مختصات استوانه‌ای pa |
| τ | گشتاور ترمزی N.m |
| ω | سرعت زاویه‌ای دیسک rad/s |
| | زیرنویس‌ها |
| d | دیسک |
| p | لنت |

ترمز مکانیکی از همان ابتدا در پیشینه‌ی سرعت همراه با ترمز آیرودینامیکی وارد عمل می‌شود.

ترمز مکانیکی به کاررفته در توربین بادی از نوع ترمز دیسکی است که شامل دو یا چهار عدد لنت میباشد که از دو طرف روی دیسک قرار می‌گیرد. «شکل ۱» تصویر ترمز دیسکی توربین باد را نشان می‌دهد. دیسک ترمز گاهی روی شفت دور پایین (شفت روتور) و گاهی بر روی شفت دور بالا (شفت بین گیربکس و ژنراتور) قرار می‌گیرد. نصب دیسک روی شفت دور بالا برای ترمز در توربین بادی مگاواتی یک انتخاب ترجیحی است؛

نیست و باید این عامل به نحوی تعیین گردد. برای این کار از نرم‌افزار شبیه‌سازی دینامیکی توربین بادی با قابلیت اعمال نیروی باد، گشتاور ترمزی و ترمز آیرودینامیکی استفاده شده است. تغییرات سرعت برای یک توقف عادی و اضطراری در «شکل ۲» آورده شده است. در هر دو حالت ترمزگیری، گشتاور ترمز مکانیکی بر اساس طراحی صورت گرفته اعمال شده و ترمز در سرعت باد rated وارد عمل می‌شود. در ترمزگیری عادی فرض شده است که سرعت روتور ابتدا تا حد مشخصی کاهش یافته سپس ترمز مکانیکی وارد عمل می‌شود و توربین را متوقف می‌کند. در ترمزگیری اضطراری حالتی فرض شده است که یکی از پره‌ها در جای خود ثابت شده و نمی‌تواند حول محور خودش بچرخد بنابراین در ترمز آیرودینامیکی نقشی ایفا نمی‌کند. در این حالت ترمز مکانیکی از همان ابتدا یعنی پیش‌تر از سرعت نامی وارد عمل می‌شود.

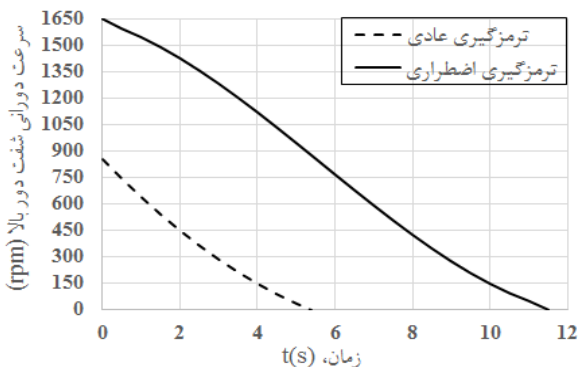
۳. مدل ریاضی

«شکل ۳» مدل شماییک دیسک ترمز را نشان می‌دهد. برای به دست آوردن توزیع حرارت روی دیسک ترمز از معادله‌ی انتقال حرارت در دستگاه مختصات استوانه‌ای استفاده شده است [۷].

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{k_d} \frac{\partial T}{\partial t}, r_d \leq r \leq R_d, 0 \leq \theta \leq 2\pi, 0 \leq z \leq \delta_d, t \geq 0 \quad (۳)$$

به دلیل چرخش دیسک با سرعت بالا می‌توان از تغییرات دما در جهت θ صرف‌نظر کرد. مشاهدات تجربی نیز این فرض را تأیید می‌کند [۱۱ و ۲۲]. بنابراین معادله حرارت به شکل زیر خلاصه می‌شود [۷]:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{k_d} \frac{\partial T}{\partial t}, r_d \leq r \leq R_d, 0 \leq z \leq \delta_d, t \geq 0 \quad (۴)$$



شکل ۲: نمودار کاهش سرعت شفت دور بالا بر حسب زمان برای ترمزگیری عادی و اضطراری

بنابراین عمل ترمزگیری موجب بالا رفتن دمای دیسک و لنت می‌شود. دیسک ترمز از جنس چندنهای با گرافیت کروی^۱ یا کرمی^۲ شکل است که در قطعات در معرض حرارت و تنش به صورت همزمان، مورد استفاده قرار می‌گیرند [۲۱]. کل انرژی تلف‌شده به صورت شار حرارتی به سطح دیسک وارد می‌شود و از طریق رسانایی در داخل دیسک پخش می‌شود. سطح دیسک در معرض هوای آزاد قرار دارد و گرما از طریق مکانیزم‌های جابجایی و تشعشع با هوای اطراف تبادل می‌شود. در تحلیل مسئله فرضیات زیر در نظر گرفته شده‌اند:

- مواد ایزوتروپیک فرض شده‌اند و با تغییرات دما خواص آنها تغییر نمی‌کنند.
- فشار پشت لنت‌ها ثابت در نظر گرفته شده است.
- کل انرژی حرارتی به دیسک وارد می‌شود و از انتقال انرژی به لنت‌ها صرف‌نظر شده است [۹].
- ضریب اصطکاک ثابت در نظر گرفته می‌شود.
- شار حرارتی بر روی سطح جارو شده توسط لنت، به طور یکنواخت وارد می‌شود. مقدار شار حرارتی از رابطه (۱) به دست می‌آید که برابر انرژی جنبشی تلف‌شده بر واحد سطح در ترمز است [۵].

$$q(t) = \mu PV(t) \quad (۱)$$

که μ ضریب اصطکاک، P فشار پشت لنت‌ها و $V(t)$ سرعت خطی دیسک در هر نقطه بر حسب زمان است. با متوسط‌گیری سرعت در سطح جارو شده توسط لنت ترمز می‌توان رابطه (۱) را به گشتاور ترمزی ارتباط داد:

$$\bar{q}(t) = \mu \frac{F}{A} \bar{r} \omega(t) \Rightarrow \bar{Q}(t) = \tau \omega(t) \quad (۲)$$

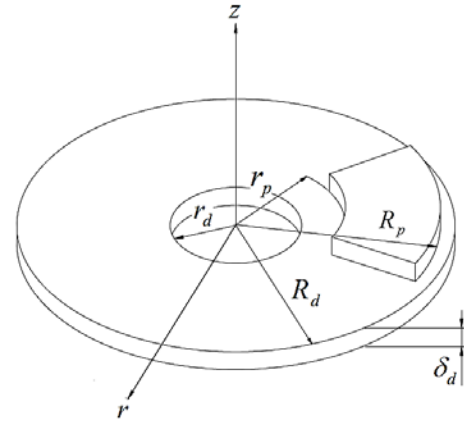
که \bar{q} شار حرارتی در شعاع متوسط لنت \bar{r} ، F نیروی عمودی ترمز، A مساحت لنت، $\omega(t)$ سرعت دورانی دیسک بر حسب زمان، $\bar{Q}(t)$ کل انرژی حرارتی و τ گشتاور ترمزی است. گشتاور ترمزی با توجه به ثابت بودن فشار پشت لنت و ضریب اصطکاک، ثابت در نظر گرفته می‌شود. بنابراین بر اساس رابطه‌ی ذکر شده تغییرات سرعت با زمان به عنوان یک عامل مهم باید به دقت محاسبه شود. در ترمز خودرو عموماً فرض می‌شود که تغییرات سرعت تا لحظه‌ی توقف به صورت خطی است. اما در توربین باد به دلیل وجود عوامل مختلف از جمله ترمز آیرودینامیکی، این فرض قابل استفاده

¹ Spheroidal graphite cast iron

² Vermicular

۴. تحلیل حرارت و تنش:

برای تحلیل از نرم‌افزار ANSYS12.1 استفاده شده است. ابتدا به تحلیل حرارتی دیسک بر اساس بارگذاری و شرایط مرزی ذکر شده در بخش‌های قبل پرداخته شده است. به دلیل تماس قطر داخلی دیسک با شفت، در این تحلیل شفت نیز مدل شده تا انتقال حرارت با آن نیز لحاظ شود. پس از آن در تحلیل تنش، از کوپل بین تحلیل حرارتی و تحلیل سازه‌ای استفاده شده است. برای این منظور دماهای به دست آمده روی نقاط مختلف مدل در تحلیل حرارتی به عنوان بار در تحلیل سازه‌ای وارد شده است. برای در نظر گرفتن تنش‌های گریز از مرکز، سرعت دوران عنوان شده در «شکل ۲» روی دیسک اعمال شده است. دو سر شفت نیز به عنوان تکیه‌گاه در نظر گرفته شده است از تنش‌های مستقیم به وجود آمده بر اثر فشار لنتها روی دیسک به دلیل کوچک بودن آنها نسبت به تنش‌های حرارتی صرف‌نظر شده است.



شکل ۳: مدل شماتیک دیسک ترمز و لنت [۷]

تصویر مقطع و شرایط مرزی برای دیسک در «شکل ۴» نشان داده شده است (به دلیل تقارن تنها نیمه بالایی در نظر گرفته شده) و روابط آن به صورت زیر می‌باشد [۷]:

$$K_d \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=\delta_d} = \begin{cases} h[T_a - T(r, \delta_d, t)] + \varepsilon\sigma(T_a^4 - T^4(r, \delta_d, t)); \\ r_d \leq r \leq r_p, R_p \leq r \leq R_d, t \geq 0 \\ q_d(r, \delta_d, t); r_p \leq r \leq R_p, 0 \leq t \leq t_s \end{cases} \quad (5)$$

$$K_d \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_d} = h[T_a - T(R_d, z, t)] + \varepsilon\sigma(T_a^4 - T^4(R_d, z, t)); \quad 0 \leq z \leq \delta_d, t \geq 0 \quad (6)$$

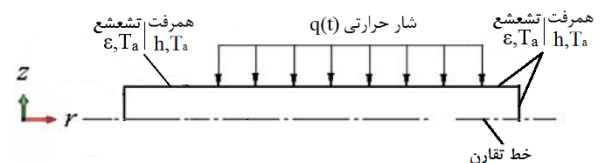
$$\frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} = 0; r_d \leq r \leq R_d, t \geq 0 \quad (7)$$

$$T(r, z, 0) = T_0; r_p \leq r \leq R_d, 0 \leq z \leq \delta_d \quad (8)$$

که T_a دمای محیط و T_0 دمای اولیه است.

در تحلیل تنش با توجه به کوچک بودن ضخامت دیسک نسبت به قطر، مسئله به صورت تنش صفحه‌ای تحلیل می‌شود ($\sigma_z = 0$). معادله کلی تنش در دستگاه مختصات استوانه‌ای به صورت زیر بیان میشود [۲۳]:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = \rho r \omega^2 \quad (9)$$



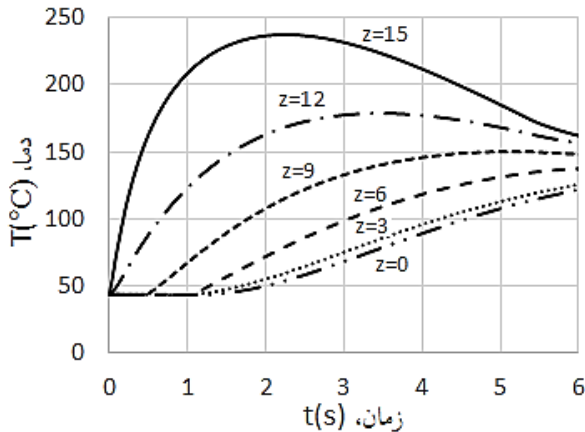
شکل ۴: تصویر نیمه بالایی مقطع دیسک و شرایط مرزی

برای صحت‌گذاری روش حل، به دلیل در دسترس نبودن نتایج تجربی ترمز توربین باد، نتایج با حل دیسک ترمز خودرو در [۵] مقایسه شده است. با توجه به مطابقت قابل قبول نتایج و خطای حدود ۱۰ درصدی که به علت متوسط گیری حادث شده، از این روش برای تحلیل دیسک ترمز توربین باد نیز استفاده شده است. سطح هاشور خورده در «شکل ۵» محل اعمال شار حرارتی به دیسک را نشان می‌دهد. سایر سطوح نیز در تماس با هوای اطراف هستند. جنس استفاده شده EN-GJV-300 با استاندارد ISO16112 است که در ترمز توربین بادی مدل V90-1.8/2MW ساخت شرکت وستاس مورد استفاده قرار گرفته است [۲۴]. خواص مکانیکی این ماده در «جدول ۱» ذکر شده است. در «جدول ۲» نیز مشخصات هندسی و حرارتی دیسک ترمز آورده شده است.

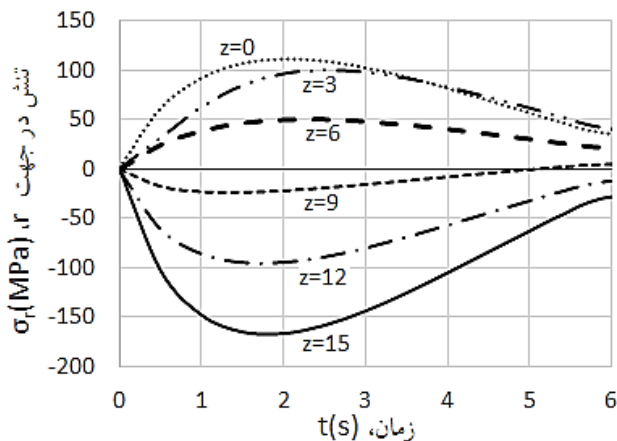
جدول ۱: خواص مکانیکی EN-GJV-300 [۲۱]

| | |
|----------------------------------|---------------|
| Tensile strength Rm | 300-375 MPa |
| 0.2% yield strength Rp0,2 | 210-260 MPa |
| Elongation to fracture A | 2.0 - 5.0 % |
| Modulus of elasticity | 130-145 GPa |
| Poisson's ratio | 0.26 |
| Thermal conductivity | 47 W/(m.°K) |
| Coefficient of thermal expansion | 11 μm/(m.°K) |
| Specific heat capacity | 475 J/(kg.°K) |

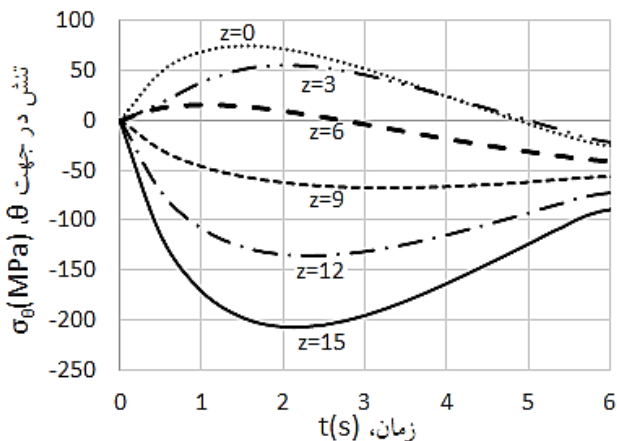
می‌شود. اما مرکز دیسک به دلیل اینکه لایه‌های بیرونی بیشتر منبسط می‌شوند در معرض کشش قرار می‌گیرد.



شکل ۶: نمودار توزیع دما بر حسب زمان در عمق‌های مختلف برای ترمزگیری عادی



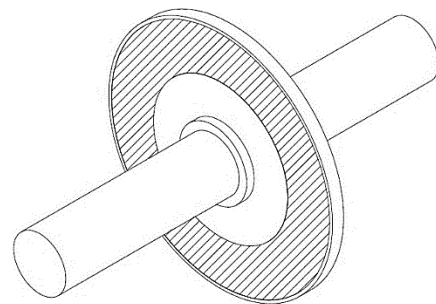
شکل ۷: نمودار توزیع تنش شعاعی بر حسب زمان در عمق‌های مختلف برای ترمزگیری عادی



شکل ۸: نمودار توزیع تنش محیطی بر حسب زمان در عمق‌های مختلف برای ترمزگیری عادی

جدول ۲: مشخصات هندسی و حرارتی دیسک ترمز

| | |
|------|--|
| ۳۰۰ | شعاع خارجی دیسک (R_d (mm)) |
| ۹۰ | شعاع داخلی دیسک (r_d (mm)) |
| ۱۵۰ | شعاع داخلی لنت (r_p (mm)) |
| ۲۹۰ | شعاع خارجی لنت (R_p (mm)) |
| ۳۰ | ضخامت دیسک ($2\delta_d$ (mm)) |
| ۷۰۸۵ | چگالی (ρ (kg/m ³)) |
| ۵ | ضریب انتقال حرارت جابجایی (h (W/m ² .K)) |
| ۰/۵۵ | ضریب تشعشع (ε) |
| ۴۰ | دمای اولیه (T_0 (°C)) |
| ۴۰ | دمای محیط (T_a (°C)) |

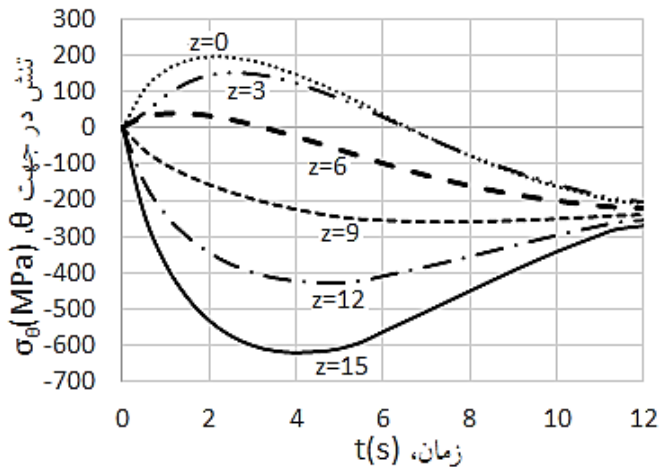


شکل ۵: مدل استفاده‌شده در شبیه‌سازی و محل اعمال شار حرارتی
نتایج برای ترمزگیری عادی از لحظه‌ی شروع ترمزگیری تا زمان توقف در شکل‌های ۶ تا ۹ آورده شده است.

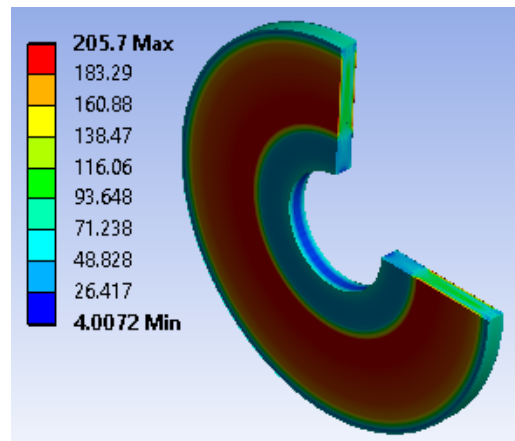
«شکل ۶» نمودار دما بر حسب زمان برای عمق‌های مختلف در ترمزگیری عادی در شعاع متوسط لنت را نشان می‌دهد. «شکل ۷» نمودار تنش شعاعی و «شکل ۸» نمودار تنش محیطی (در جهت θ) بر حسب زمان در عمق‌های مختلف نشان می‌دهد. «شکل ۹» توزیع تنش von-Mises در لحظه‌ی وقوع مقدار بیشینه آن را نشان می‌دهد (برای نمایش مقطع دیسک از نمای برش خورده استفاده شده است). شکل‌های ۱۰ تا ۱۳ همین نتایج را برای ترمز اضطراری نشان می‌دهد.

دمای بیشینه در سطح دیسک اتفاق می‌افتد و مقدار آن برای ترمزگیری عادی برابر با 241°C و برای ترمزگیری اضطراری به مراتب بیشتر و برابر با 696°C است. در هر دو حالت دمای روی سطح در کمتر از چند ثانیه به میزان بیشینه می‌رسد درحالی‌که دمای لایه‌های زیرین بسیار پایین تر است.

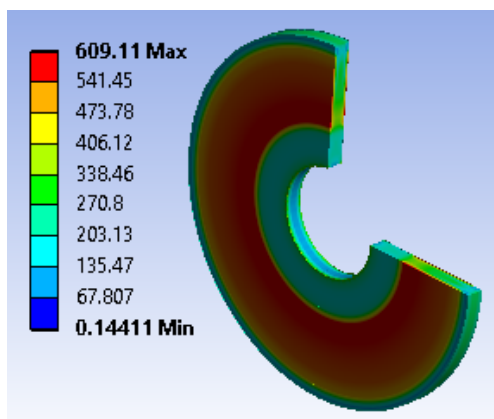
این گرادیان دمای شدید باعث به وجود آمدن تنش‌های حرارتی بزرگی می‌شود. سطح دیسک به سرعت منبسط می‌شود و لایه‌های زیرین مانع این کار می‌شوند. این امر باعث به وجود آمدن تنش‌های فشاری در سطح دیسک



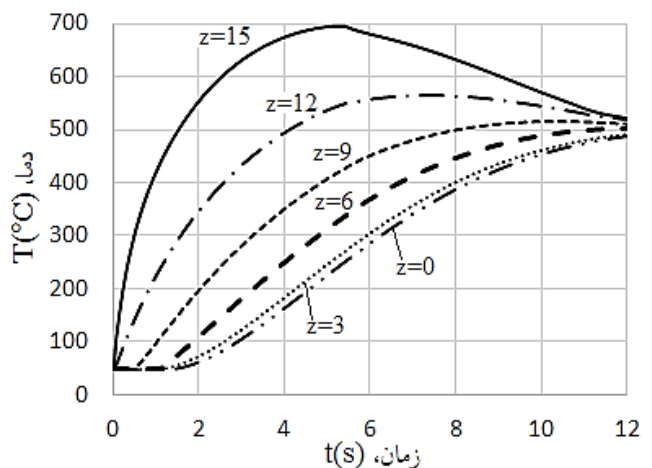
شکل ۹: نمودار توزیع تنش Von-Mises در لحظه وقوع مقدار بیشینه آن برای ترمزگیری اضطراری



شکل ۱۰: توزیع تنش Von-Mises در لحظه وقوع مقدار بیشینه آن برای ترمزگیری عادی



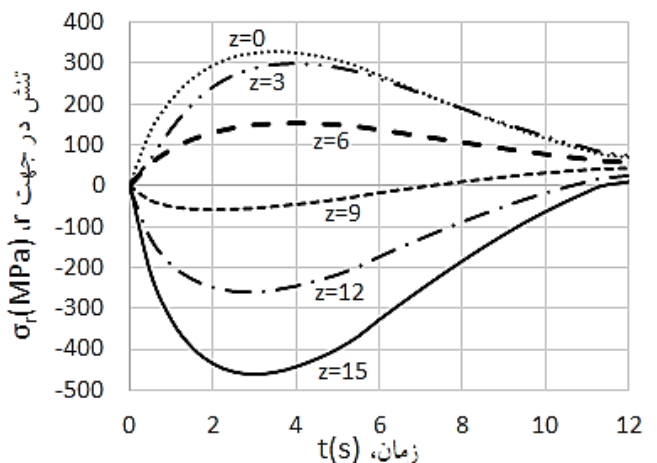
شکل ۱۱: نمودار توزیع تنش Von-Mises در لحظه وقوع مقدار بیشینه آن برای ترمزگیری اضطراری



شکل ۱۲: نمودار توزیع دما بر حسب زمان در عمق‌های مختلف برای ترمزگیری اضطراری

۵. نتیجه‌گیری

در این مقاله توزیع تنش روی دیسک ترمز توربین بادی در دو حالت ترمزگیری عادی و اضطراری با استفاده از نرم‌افزار ANSYS مورد تحلیل قرار گرفته است. خلاصه‌های از نتایج در «جدول ۳» آورده شده است. حرارت ایجاد شده باعث به وجود آمدن گرادیان دما و تنش‌های حرارتی در دیسک می‌شود. بیشینه تنش فشاری در جهتهای r و θ در سطح دیسک و زیر لنتهای ترمز در محل بیشترین دما اتفاق می‌افتد. با نزدیک شدن به سمت وسط ضخامت دیسک از میزان تنش فشاری کاسته شده و به تنش‌های کششی اضافه می‌شود تا اینکه در وسط ضخامت دیسک بیشینه تنش کششی اتفاق می‌افتد. ملاحظه می‌شود که پس از چند ثانیه دما و تنش - ها در سرتاسر دیسک یکنواخت می‌شود. تنش‌ها در حالت ترمزگیری



شکل ۱۳: نمودار توزیع تنش شعاعی بر حسب زمان در عمق‌های مختلف برای ترمزگیری اضطراری

- [11] D. Majcherczak, P. Dufrenoy, Y. Berthier, "Tribological thermal and mechanical coupling aspects of the dry sliding contact". Tribol. Int. 40:834-843, (2007). DOI:10.1016/j.triboint.2006.08.004
- [12] J.Fan, X. Sun, X. Yang, "Thermal-structure coupling analysis of disc brake", Int. conference of CMCE (2010).
- [13] T. Valvano, K. Lee, "An analytical method to predict thermal distortion of a brake rotor", SAE, World Congress, Detroit, Michigan (2000).
- [14] M.I. Ripley, O. Kirstein, "Residual stresses in a cast iron automotive brake disc rotor", Physica B 385-386:604-606, (2006).
- [15] T.J. Mackin, S.C. Noe et al, "Thermal cracking in disc brakes", Eng. Failure Analysis 9(1):63-76, (2002).
- [16] R.L. Hecht, R.B. Dinwiddie, H. Wang, "The effect of graphite flake morphology on the thermal diffusivity of gray cast irons used for automotive brake discs", J. Mat. Sci. 34(19):4775-4781, (1999). DOI:10.1023/A:1004643322951
- [17] G.P. Ostermeyer, "On the dynamics of the friction coefficient", Journal of Wear 254(9):852-858 (2001). DOI:10.1016/S0043-1648(03) 00235-7
- [18] K. Lee, "Numerical prediction of brake fluid temperature rise during braking and heat soaking", SAE, International Congress and Exposition, Detroit, Michigan (1999).
- [19] L. Gudmand-Høyer, A. Bach, G.T. Nielsen, P. Morgen, "Tribological properties of automotive disc brakes with solid lubricants", J. Wear 232:168-175, (1999).
- [20] I. Mutlu, M.H. Alma, M.A. Basturk, "Preparation and characterization of brake linings from modified tannin-phenol formaldehyde resin and asbestos-free fillers", journal of Mat. Sci. 40(11): 3003-3005, (2005). DOI:10.1007/s10853-005-2396-7
- [21] Vermicular graphite cast iron, CLAAS GUSS GmbH, Technical Information No. 12.
- [22] A. Yevtushenko, R. Chapovska, "Effect of time-dependent speed on frictional heat generation and wear in transient axisymmetrical contact of sliding", Arch. Appl. Mech. 67:331-338, (1997).
- [23] S. Timoshenko, J. N. Goodier, "Theory of Elasticity, 2nd Edition", McGraw-Hill, (1951).
- [24] Drawings and Specifications for Vestas V90 Turbine, Vestas Wind Systems A/S, Denmark. (2005).

اضطراری بسیار بیشتر از حالت ترمزگیری عادی است. در ترمزگیری عادی میزان تنش (کششی و فشاری) از تنش تسلیم ماده پایبتر است اما در ترمز گیری اضطراری مقدار تنش (کششی و فشاری) تا حد تنش تسلیم و حتی بیش از آن نیز میرسد که این امر موجب قرار گرفتن موضعی فلز در خستگی کم چرخه شده و محدودیت تعداد ترمز گیری اضطراری ناشی از همین پدیده است. برای جلوگیری از این امر می‌توان با تغییر جنس، تغییر مشخصات هندسی دیسک و یا تغییر استراتژی ترمزگیری تمهیداتی اندیشید تا دما کاهش یابد.

جدول ۳: نتایج تحلیل حرارتی و تنش دیسک ترمز توربین بادی

| ترمز اضطراری | ترمز عادی | |
|--------------|-----------|------------------------|
| ۱۶۵۰ | ۸۵۴ | سرعت بیشینه (rpm) |
| ۱۱/۵ | ۵/۴ | زمان توقف (s) |
| ۶۹۶ | ۲۴۱ | دمای بیشینه (°C) |
| -۶۱۴ | -۲۰۶ | بیشینه تنش فشاری (MPa) |
| ۳۲۶ | ۱۱۲ | بیشینه تنش کششی (MPa) |

قدردانی و تشکر

از همکاری ارزشمند پژوهشگران محترم مرکز توسعه فناوری توربین بادی پژوهشگاه نیرو، بالأخص آقایان مهندس لاری، دکتر سلامی، دکتر عسگری، مهندس الهی و مهندس مژدهی کمال تشکر و امتنان را دارم.

منابع

- [1] T. Burton, D. Sharpe, X. Jenkins, E. Bossanyi, "Wind Energy Handbook", John Wiley & Sons Ltd, England (2001).
- [2] J. Limpert, "Brake design and safety, 2nd Edition", Wiley, (1999).
- [3] C.H. Gao, X.Z. Lin, "Transient temperature field analysis of a brake in a nonaxisymmetric three-dimensional model", Journal of Materials Processing Technology 129 (1-3) 513-517, (2002).
- [4] P. Dufrenoy, "Two-/three-dimensional hybrid model of the thermomechanical behavior of disc brakes". J. Rail and Rapid Transit Part F 218:17-30, (2004). DOI:10.1243/095440904322804402
- [5] F. Talati, S. Jalalifar, "Analysis of heat conduction in a disk brake system", Heat Mass Transfer, 45:1047-1059, (2009). DOI:10.1007/s00231-009-0476-y
- [6] P. Grzes, "Finite element analysis of disc temperature during braking process", acta mechanica et automatica, Vol.3 No.4, (2009).
- [7] A. Adamowicz, P. Grzes, "Analysis of disc brake temperature distribution during single braking under non-axisymmetric load", Applied Thermal Engineering 31:1003-1012, (2011).
- [8] A. Adamowicz, P. Grzes, "Influence of convective cooling on a disc brake temperature distribution during repetitive braking" Applied Thermal Engineering 31:2177-2185, (2011).
- [9] A. Belhocine, M. Bouchetara, "Study of the thermal behavior of dry contacts in the brake discs" ISSN 1392 - 1207, MECHANIKA 17(3): 271-278, (2011).
- [10] J. Voldrich, "Frictionally excited thermoelastic instability in disc brakes—Transient problem in the full contact regime", Int. Journal of Mech. Sci. 49(2):129-137, (2006). DOI:10.1016/j.ijmecsci.2006.08.008