

## Festigkeit und Beständigkeit eines Grossradiallüfters

Wolny, St.; Dietz, P.; Schäfer, G.

*Die Analyse der Möglichkeiten, die Leistungsfähigkeit des Lüfterrotors WPK-5,35 zu verbessern, zeigt, dass dies unter anderem durch eine Überarbeitung des Rotors erfolgen kann. Diese Modifikation betrifft hauptsächlich die Änderung der Schaufelradgeometrie. So, wie die Beobachtung des Lüfterrotors die geringe Festigkeit bestätigt und periodische Reparaturen der Brüche, die eindeutig durch Ermüdung hervorgerufen werden, erforderlich sind, gehört zur konstruktiven Überarbeitung eine eingehende Festigkeits- und Ermüdungsanalyse, die den Inhalt des folgenden Artikels bildet.*

*An analysis about improvements of efficiency of fan rotor's WPK-5,35 shows that this will be reached with a modified rotor. Concerning this, a change of the paddle wheel's geometry is necessary. Obviously, fatigue of the fan's material is responsible for a low mechanical strength. Therefore, an extensive numerical and experimental strength's analysis consists of the constructive rework is presented in this article.*

### 1 Einleitung

Der Betrieb von Grossradiallüftern mit einem Durchmesser von 5,35 m, die unter anderem im Bergbau Anwendung finden, ist mit Ermüdungsbrüchen verbunden, die gewöhnlich nach einigen tausend Stunden Arbeit auftreten /5/. Obwohl bereits länger daran gearbeitet wurde, die Verfügbarkeit dieser Anlagenkomponente zu erhöhen, gelang es, die Zeitperiode zwischen einer Reparatur und dem Auftauchen der nächsten Brüchen, nur im geringen Grade zu verlängern. Um die Ursachen dieser Situation zu klären, wurde eine Ermüdungsfestigkeitsanalyse der Konstruktion durchgeführt. Sie sollte die Grundlage für eine effektive Modifikation des Rotors sein, wobei besonders auf die Verbesserung der Leistungsfähigkeit und auf die Senkung der maximalen Spannungen hin gearbeitet wurde. In Verbindung mit dem richtig geplanten Prozeß der Fehlerprüfung, kann so eine be-

achtliche Erhöhung der Sicherheit und Zuverlässigkeit der Konstruktion erreicht werden.

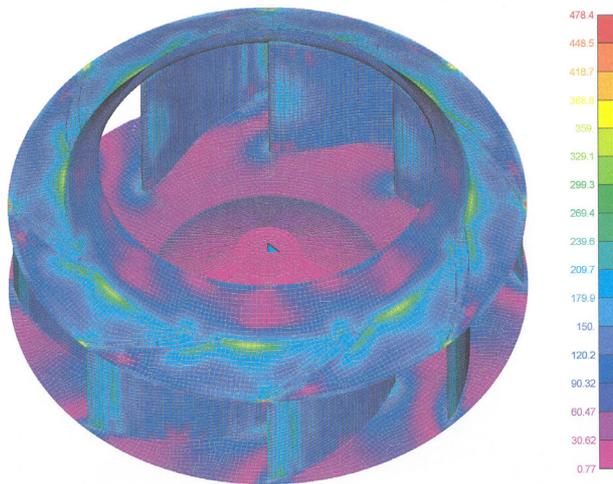
### 2 Festigkeitsanalysen

Die Bewertung der Festigkeitsanalyse des Rotors des Grossradiallüfters erfordert die genaue Kenntnis des Spannungs- und Verformungszustands unter den Bedingungen des normalen Betriebs und für absehbare Sonderlastzustände. Es ist auch notwendig, die Häufigkeit und den Wertebereich dieser veränderlichen Lasten in der vorausgesetzten Zeitperiode zu bestimmen. Die Festigkeitsanalyse des Rotors wurde mit Hilfe eines speziell erstellten numerischen Modells durchgeführt, wobei man die Computerprogramme FEMAP v-6.01 und CAEFEM v-5.0 sowie die Finite-Elemente-Methoden (FEM) benutzt hat. Das Berechnungsmodell des Rotors besteht aus 53608 dreieckigen oder viereckigen Schalenelementen, die entsprechend in 50154 Knoten verbunden sind. Die Berechnungen wurden für drei Arten der Belastungen durchgeführt, die hervorgerufen werden durch:

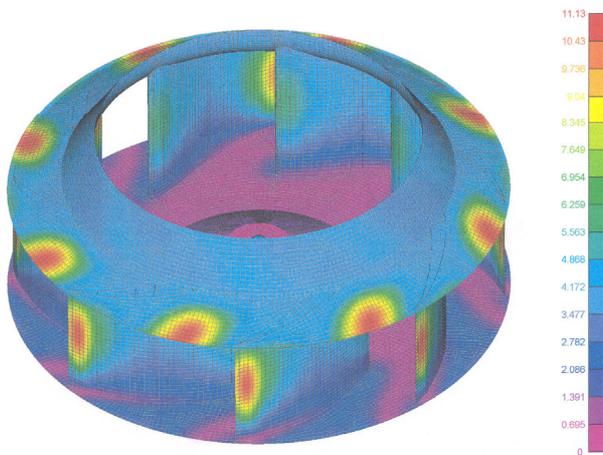
- Trägheitskräfte, die entstehen, wenn der Rotor  $n = 6,25$  Umdrehungen/sec ausführt.
- Eigengewicht des Rotors,
- Druck der Luft auf die Rotorschaukeln.

Als Ergebnis der durchgeführten Berechnungen hat man genaue Informationen über die Spannungen und Verformungen in den angenommenen Knotenpunkten des Rotors bekommen.

Im **Bild 1** ist die Spannungsverteilung dargestellt, die nach der Huber-Mises-Hypothese ermittelt wurde. In **Bild 2** sind die vollständigen Verformungen des Rotors dargestellt. In beiden Fällen wurden die dargestellten Werte durch die Trägheitskräfte hervorgerufen. Die Spannungs- und Verformungswerte, die durch Schwerkraft oder vom Luftdruck hervorgerufen werden, sind einige Zehnerpotenzen kleiner als diese, die durch die Trägheitskraft hervorgerufen sind, und sie haben damit praktisch keinen Einfluß auf die Festigkeit und Beständigkeit des Rotors.



**Bild 1:** Verteilung der Vergleichsspannung  $\sigma_z$  auf der Oberfläche der Elemente



**Bild 2:** Verteilung der vollständigen Verformungen  $u_x$

Wie erwartet, sind die maximalen Spannungen an den Stellen berechnet worden, an denen man die Brüche des Rotors beobachtet. Diese Bereiche befinden sich auf der Tragscheibe in unmittelbarer Nähe der Eintritts- (Knoten Nr. 16467) und Austrittskante (Nr. 16112) der Schaufeln, sowie an der Schweißnaht zwischen Schaufeln und Deckring (Nr. 21391).

In der **Tabelle 1** sind die Extremwerte der für diese Bereiche ermittelten Vergleichsspannungen angegeben, sowie auch die Komponenten des Spannungszustands, auf Grund deren sie ermittelt wurden.

Die Ergebnisse der dargestellten Festigkeitsanalyse haben es ermöglicht, den Versuch zu machen, die Ursachen der Brüche zu klären und die Ermüdungsfestigkeit des Radiallüfterrotors zu bewerten.

Ebene des Elements	Spannungskomponente	Knoten-Nr.		
		16467	16112	21391
obere	$\sigma_1$	264.5	0.1	290.4
	$\sigma_2$	-1.3	-139.5	-0.2
	$\tau_{\max}$	133.1	69.6	145.3
	$\sigma_z$	232.6	134.0	271.9
untere	$\sigma_1$	2.6	191.6	150.4
	$\sigma_2$	-212.9	-0.1	-266.5
	$\tau_{\max}$	107.7	95.8	208.5
	$\sigma_z$	188.6	181.1	365.7

**Tab. 1:** Extreme Werte von Spannungen, die von der Trägheitskraft kommen

### 3 Bewertung der Festigkeitsanalyse

Die Bestimmung der Stelle, wo der Ermüdungsbruch entstehen kann und die Analyse der Entwicklung dieses Ermüdungsbruchs des Lüfterrades wurden zum Bestandteil der Festigkeitsberechnungen. Die Ermüdungsbrüche werden gewöhnlich im Bereich der Kerbe initiiert, die mit geometrischen Unstetigkeiten verbunden ist, in denen die Anhäufung von Spannungen auftritt, die mit der Formzahl  $\alpha_k$  gemessen wird. Geringe Ermüdungsfestigkeiten von Elementen, die aus Materialien gemacht werden, die gute plastische Eigenschaften besitzen, hängen gewöhnlich damit zusammen, dass es im Bereich der Konzentration von Spannungen zu plastisch verformten Zonen kommt. Die Bewertung der Ermüdungsfestigkeit wird in solch einem Fall mit Hilfe der Methode der örtlichen Verformung durchgeführt. Dabei sind die elastisch-plastischen Verformungen die wichtigste Ursache dafür, dass die Hystereseschleife erscheint, deren Feld das Maß der im Stoff während eines Belastungszyklus gestreuten Energie bildet. Die Änderungen von charakteristischen Größen der Hystereseschleife, die in jedem Belastungszyklus auftreten, ermöglichen die makroskopischen Änderungen im Stoff zu beschreiben. Die Gleichung der zyklischen Kurve der Verformung kann man als die Summe von elastischen und plastischen Verformungen bestimmen /1/.

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{E}\right)^{1/n'} \quad (1)$$

wo:  $\varepsilon$ ,  $\varepsilon_e$ ,  $\varepsilon_p$  entsprechend vollständige, elastische, plastische Verformungen sind,  $E$  - Modul der longitudinalen Elastizität,  $K'$  - Koeffizient der Kurve der zyklischen Verformung, und  $n'$  - Exponent der Kurve der zyklischen Verformung. Die Kurven, die die Hystereseschleifen bilden, werden durch die sog. verdoppelte Kurve der zyklischen Verformung /1/ beschrieben.

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{1/n'} \quad (2)$$

wo:  $\Delta\varepsilon$ ,  $\Delta\sigma$  entsprechend Bereiche der Verformungen und Spannungen sind.

Die Ermüdungsbeschädigung wird mittels der für die Ermüdung des niedrigen Zyklus gültigen Methoden ermittelt. Dabei nimmt man an, dass die Festigkeit bis zur Initiierung des Ermüdungsbruchs in den gekerbten Elemente, die der Nominalspannung  $\Delta S$  und der Nominalverformung  $\Delta\varepsilon$  ausgesetzt werden, sich so verhält, wie die Ermüdungsfestigkeit der glatten Probe, die den Spannungen  $\Delta\sigma$  und den Verformungen  $\Delta\varepsilon$  ausgesetzt wird. Im Falle konstanter Amplituden von Spannungen oder Verformungen für asymmetrische Belastungen kann man die Ermüdungsfestigkeit durch folgende Gleichung bestimmen /2/:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma'_f}\right) (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (3)$$

wo:  $\sigma_m$  - mittlere Spannung,

$\sigma'_f$  - Koeffizient der Ermüdungsfestigkeit,

$\varepsilon'_f$  - Koeffizient zykl. plast. Verformungen,

$b$  - Exponent der Ermüdungsfestigkeit,

$c$  - Exponent zykl. plast. Verformungen.

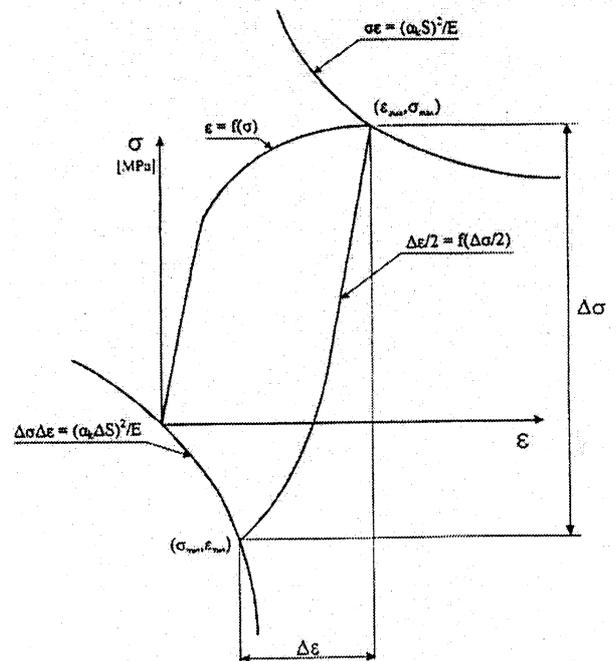
Örtliche Spannungen und Verformungen im plastifizierten Bereich der Kerbe werden bestimmt nach der Neuber-Abhängigkeit, die geschrieben wird als:

$$\sigma\varepsilon = (a_k S)^2 / E \quad (4)$$

Und die Bereiche der Änderungen von Spannungen und Verformungen entsprechend der Abhängigkeit:

$$\Delta\sigma\Delta\varepsilon = (a_k \Delta S)^2 / E \quad (4a)$$

wobei der theoretische Koeffizient  $\alpha_k$  durch den Versuchskoeffizient der Kerbwirkung  $\beta_k$  /2/ ersetzt wird. Die Verfahrensweise bei der Durchführung der Berechnungen wird im **Bild 3** dargestellt.



**Bild 3:** Ermittlung von örtlichen Spannungen und Verformungen nach der Neuber-Formel für die Zyklen von Dehnungsspannungen (die von Null pulsieren)

Der Rotor des Radiallüfters wurde aus dem Stahl mit der verstärkten Festigkeit 18G2A hergestellt, für den die Plastizitätsgrenze  $R_e = 356$  MPa, und die Zugfestigkeit  $R_m = 523$  MPa betragen. Für denselben Stahl im Korrosionszustand werden die Eigenschaften für niedrigen Zyklus durch folgende Werte /3/ bestimmt:  $K' = 843,1$  MPa,  $n' = 0,131$ ,  $\sigma'_f = 872,1$  MPa,  $\varepsilon'_f = 0,131$ ,  $b = -0,115$ ,  $c = -0,716$ . Die mit Hilfe von FEM durchgeführten Berechnungen bestätigen die Ergebnisse von Fehlerprüfungen, die die Ermüdungsbrüche in den Bereichen von Schweißstößen, die die Schaufel mit dem Dekkel und der Scheibe auf deren Eintritt verbinden, aufgedeckt haben. Der Höchstwert der Vergleichs-

spannungen beim Normalbetrieb des Lüfterrotors  $\sigma_z = 365,7$  MPa wurde an der Stelle des Schweißstoßes ermittelt, der die Schaufel mit dem Deckel verbindet. Diesen Wert hat man benutzt, um die Ermüdungsfestigkeit des Rotors zu bewerten, indem man als Spannungsamplitude die maximale Belastung angenommen hat, die zwischen dem Anlauf des Geräts vom Stillstand bis zur Nominaldrehzahl von 6,25 Umdreh./sec., auftritt. Da in den FEM-Berechnungen die Geometrie des Schweißstoßes nicht modelliert wurde, mit der eine Reihe von Mängeln der Schweißnaht sowohl auf der Oberfläche als auch im Inneren verbunden ist, hat man den kritischen Wert des Kerbradius entsprechend der Abhängigkeit /4/ bestimmt.

$$r_c = 2,174 \cdot 10^5 / R_m^2 = 0,80 \text{ mm} \quad (5)$$

Diesen Wert hat man für die Einschätzung des Koeffizienten der Kerbwirkung auf Grund von /2/ benutzt, indem man ihn als gleich  $\beta_k = 2$  annimmt, der dann in die Formel (4) anstelle von  $\alpha_k$  eingesetzt wird.

Den Höchstwert der örtlichen Spannungen in der Kerbe hat man nach der Gleichung bestimmt, die man durch die Einsetzung anstelle von  $\varepsilon$  in die Gleichung (4) der rechten Seite der Gleichung (1) bekommen hat.

$$\sigma + \frac{E}{K^{1/n}} \sigma^{n^{1/n}+1} - (\beta_k \sigma_z)^2 = 0 \quad (6)$$

wo S durch  $\sigma_z$  ersetzt wurde.

Der Wert der Spannungsbereiche  $\Delta\sigma$  wurde nach der Gleichung ermittelt, die entstand durch die Einsetzung in die Gleichung (4a) anstelle von  $\Delta\varepsilon$  der rechten Seite der Rechnung (2) multipliziert mit 2

$$\Delta\sigma^2 + \frac{2E}{(2K')^{1/n}} \Delta\sigma^{1+\frac{1}{n}} - (\beta_k \sigma_z)^2 = 0 \quad (7)$$

Die Annäherungslösungen der Rechnungen (6) und (7) wurden numerisch mittels der Newton-Methode ermittelt. Auf Grund von den Berechnungen wurden bestimmt:  $\sigma_{\max} = 335,8$  MPa,  $\varepsilon_{\max} = 7,770 \times 10^{-3}$ ,  $\Delta\sigma = 356,4$  MPa,  $\Delta\varepsilon = 7,32 \times 10^{-3}$ . Für diese Daten ermöglichte die numerische Lösung der Gleichung (3) bei der Anwendung der Newton-Methode, die Ermüdungsfestigkeit des Rotors gleich  $N_f = 192$  Zyklen zu bestimmen. Der Lüfterrotor wird im Laufe eines Betriebsjahres ungefähr

70 Anlaufzyklen ausgesetzt. Die ermittelte Zahl von Belastungszyklen, die mit dem Anlauf des Rotors bis zum Initiieren des Bruchs verbunden sind, befindet sich im Bereich der Ermüdung für niedrige Zyklenzahlen, wodurch deshalb das angenommene Berechnungsverfahren bestätigt wird.

#### 4 Schlussfolgerungen

Die durchgeführte Festigkeits- und Ermüdungsanalyse weist darauf hin, dass die Hauptursache für die Entstehung der Beschädigungen des WPK-5,35-Rotors die Ermüdung ist, die hervorgerufen wird durch das hohe Niveau der Spannungen in den Bereichen der Verbindung des Deckels und der Tragscheibe mit Schaufeln, in deren Eintritt. Die Ermüdungsprozesse verstärken die Effekte, die in den Schweißstoßen auftreten, die sich in den am meisten beanspruchten Bereichen der Konstruktion befinden. Die Verkürzung der Zeit, die für das Initiieren der Ermüdungsbrüche nötig ist, wird zusätzlich durch Korrosionsprozesse und Erosionsverschleiß verursacht, die es zur Folge haben, dass die Dicke des Rotors wesentlich vermindert wird, insbesondere in den Bereichen um den Eintritt an den Schaufeln.

#### 5 Literatur

- /1/ Kocanda S., Szala J.: Podstawy obliczen zmczeniowych. Wydawnictwo naukowe PWN. Warszawa 1997
- /2/ Dowling N.E.: Mechanical behavior of materials. Prentice Hall. Englewood Cliffs, New Jersey, 1993.
- /3/ Kaleta J.; Kotowski P.: Wplyw przyspieszonego korodowania na wlasnosc zmczeniowe stali 18G2A. Mechanika. Materialien der V. Landeskonferenz der Bruchmechanik. Wissenschaftshefte der Swietokrzyska Technische Hochschule, Kielce 1995.
- /4/ Ladecki B.: Doktorarbeit „Wplyw bledow geometrii krzyzowych polaczen spawanych na ich wytrzymaosc zmczeniowa”. AGH, Krakow 1988.
- /5/ Wolny S., Dzik S., u. a. Opracowanie zmian konstrukcyjnych ukladu ssawnego i wirnika wentylatora typu WPK- 5,35 glownego przewietrzania kopalni dla zwiekszenia jego sprawnosci oraz czasu eksploatacji. Wissenschaftliche Arbeit KPBIEM. AGH, Krakow 1999.