

Lebensdauerabschätzung von Ermüdungsrissen in thermisch beanspruchten, dickwandigen Hohlzylindern

P. Will

Die vorliegende Arbeit betrifft ein praktikables Verfahren zur Abschätzung des Wachstums von Rissen an verstärkten Hohlzylindern unter wechselnder, thermischer Belastung. Im Rahmen einer neuen Baureihe von Dieselmotoren [1] wurde aus verschiedenen technischen Gründen zu Sphäroguß (GGG) als Kolbenmaterial übergegangen. Es zeigte sich, daß Kolben der Versuchsfertigung, deren Brennkammern durch hochfeste, legierte, eingegossene Ringe verstärkt waren, nach endlicher Betriebsdauer vom Innenrand ausgehende, radiale Ermüdungsrisse aufwiesen. Nach vorliegenden Erkenntnissen wird das Riswwachstum durch wechselnde, thermische Belastungen ausgelöst, die unterschiedlichen Lastzuständen des Motors entsprechen. Damit ergaben sich Fragestellungen nach Stabilität und Lebensdauer der gewählten, rißbehafteten Konstruktion. Das konkrete Bauteil läßt sich näherungsweise durch einen dickwandigen Zylinder (Außenradius R_2) mit n innenliegenden, radialen Rissen (mittlere Rißlänge a) unter wechselndem Innendruck p modellieren. Der Druck hat seine Ursache in den unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten des Kolbengrundmaterials und des Brennkammerrings. An der Zylinderinnenwand (Radius R_1) herrscht eine durch die Last p hervorgerufene Umfangsspannung σ [2].

$$\sigma = pM; \quad M = \frac{(R_2/R_1)^2 + 1}{(R_2/R_1)^2 - 1} \quad (1)$$

Aus Gründen der Überschaubarkeit wurde eine vereinfachende Geometrie gewählt, so daß das vorliegende Modell auch Analogieschlüsse für andere, ähnliche Konstruktionen zuläßt; als Beispiel seien Kraftwerksarmaturen [3] erwähnt, die in interessierenden Teilgebieten ebenfalls durch dickwandige Hohlzylinder mit verstärkendem Innenring approximiert werden können.

Die zu analysierenden Schädigungen der ausgewählten Bauteile entsprechen in erster Näherung vom Innenrand ausgehenden, über den Umfang gleichverteilten, radialen Rissen der Länge a . Die bruchmechanische Bewertung der Fehler erfolgt zweckmäßigerweise mit dem Spannungsintensitätsfaktor K . Numerische Lösungen zur Abhängigkeit der Größe K von Geometrie (a , R_1 , R_2) und Belastung (p) des Bauteils liegen in Form von Diagrammen bzw. Tabellen vor [4] bis [6]. Da der Druck p und seine Änderung mit der Temperatur im Realfall weitgehend unbekannt sind, empfiehlt sich eine vereinfachte, empirische Modellierung des Problems, die von der Anpassung parametrisierter Ansätze an Meßdaten im Bereich niedriger Lastwechselzahlen ausgeht. Unter der Voraussetzung, daß der Innenradius R_1 groß ist im Verhältnis zur Rißlänge a , entspricht die beschriebene Rißanordnung näherungsweise einem einseitig angerissenen

Streifen der Breite $B = R_2 - R_1$ unter der Zugbelastung σ . Der zugehörige Spannungsintensitätsfaktor K hat den Wert [7]:

$$K = \sigma (\pi a)^{1/2} Y; \quad Y = 5/[20 - 13a/B - 7(a/B)^2]^{1/2} \quad (2)$$

Der Druck p , hervorgerufen durch die unterschiedlichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten von Innenring und Außenmaterial, erfährt mit wachsender Rißöffnung δ eine Entlastung. Letztere ist Folge der Umfangsvergrößerung an der Innenseite des Zylinders. Eine einfache Reihenentwicklung führt zu:

$$p = p_0 (1 - n^* \delta / 2\pi R_1) \quad (3)$$

Der Koeffizient n^* kann als effektiv wirksame Zahl der idealisierten, radialen Ermüdungsrisse interpretiert werden. Tatsächlich handelt es sich jedoch um viertelelliptische Oberflächenrisse, deren genaue Abmessungen unbekannt sind. Der Unterschied der realen Konfiguration zum vereinfachenden Modell läßt sich über den Anpassungsparameter n^* korrigieren. Die Rißöffnungsverschiebung ist, elastisches Materialverhalten vorausgesetzt, mit der Rißlänge a wie folgt verknüpft:

$$\delta = 4 \sigma a / E \quad (4)$$

Die Kombination der Beziehungen (1), (3) und (4) ergibt schließlich folgenden Ausdruck, der die Verringerung des Drucks p mit wachsender Rißlänge a approximativ bewertet:

$$p = \dot{p}_0 / (1 + a/a_0); \quad a_0 = 2\pi ER_1 / (4n^* Mp_0) \quad (5)$$

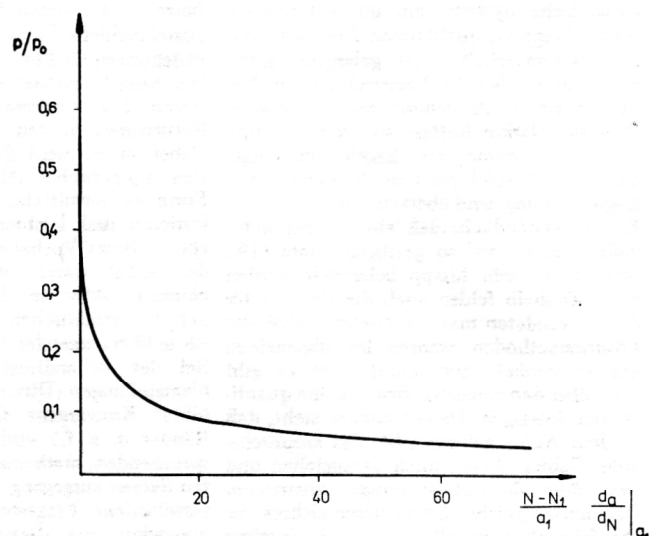


Bild 1
Last p in Abhängigkeit vom Rißfortschritt

Die auf der Reihenentwicklung (3) basierende Näherung (5), welche die Veränderung der Last p mit dem Rißfortschritt beschreibt, ist in Bild 1 grafisch dargestellt.

Der Zusammenhang zwischen Rißwachstumsrate und Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors bei wechselnder Belastung (Zyklenzahl N) wird im allgemeinen hinreichend gut durch ein Potenzgesetz beschrieben [8]:

$$da/dN = C [\Delta p M (\pi a)^{1/2} Y]^m \quad (6)$$

Im Zusammenhang mit einer möglichen, physikalischen Begründung von Gleichung (6) sei auf die Publikation [9] verwiesen. Der Exponent m nimmt in der Regel Werte zwischen 2 und 4 an. Die Größe Δp steht für den Druckunterschied im Inneren des Zylinders bei unterschiedlicher, thermischer Belastung. Die mögliche Existenz eines Schwellwertes, unterhalb dessen kein Rißfortschritt nachweisbar ist, wird vernachlässigt. Zum Zweck der weiteren Analyse des Rißwachstumsverhaltens gemäß Gleichung (6) erweist es sich als zweckmäßig, die vorliegende Beziehung in folgender, parametrisierter Form zu schreiben:

$$d\bar{a}/dN = D_m \bar{a}^{m/2} (1 + \bar{a})^{-m} (1 - c\bar{a})^{-m/2} \quad (7)$$

$$D_m = C [1 \cdot 12M (\pi a_0)^{1/2} \Delta p_0]^m / a_0$$

$$c = 13 a_0 / (20B) ; \quad \bar{a} = a/a_0$$

Die Differentialgleichung (7) gilt näherungsweise unter der Voraussetzung $7a \ll 13B$, da in diesem Fall das quadratische Glied im Geometriefaktor Y vernachlässigt werden kann. Die integrierte Kurve $\bar{a}(N)$ besitzt zwei Wendepunkte. Sie liegen unabhängig vom Exponenten m der Rißwachstumsgleichung bei:

$$\bar{a}_{1,2} = [1 \mp (1 - 8c)^{1/2}] / (4c) \quad (8)$$

Um imaginäre Punkte auszuschließen, muß gefordert werden $c \leq 1/8$. Der Wert des Parameters D_m , der durch die Startbedingungen des Ermüdungsrißproblems gegeben ist, steht dem Anwender im allgemeinen nicht zur Verfügung. Deshalb wird er im Sinne einer Anpassung aus dem Anstieg der Rißwachstumskurve am Wendepunkt a_1 im Bereich niedriger Zyklenzahlen ermittelt.

$$D_m = \bar{a}_1 (1 + \bar{a}_1)^m [1 - 13a_1/(20B)]^{m/2} \frac{1}{a_1} \left. \frac{da}{dN} \right|_{a_1} \quad (9)$$

Unter Berücksichtigung der Definition (7) von c und \bar{a} sowie der Bestimmungsgleichung (8) für die Wendepunkte ergibt sich für den aus praktischen Gründen eingeführten Normierungsfaktor a_0 :

$$a_0 = a_1 [1 - 13a_1/(10B)] \quad (10)$$

Die Anpassung der beiden material- und geometrieabhängigen Parameter D_m und a_0 erfolgt damit ausschließlich über die gemessene Rißlänge a_1 und die zugehörige Rißwachstumsrate da/dN am Wendepunkt der Rißwachstumskurve im Bereich niedriger Zyklenzahlen.

Die Integration von Gleichung (7) und ihre grafische Umsetzung in Form theoretisch zu erwartender Rißwachstumskurven, von denen ein Beispiel in Bild 2 für den Grenzfall $m = 4$ dargestellt ist, verdeutlichen die vor-

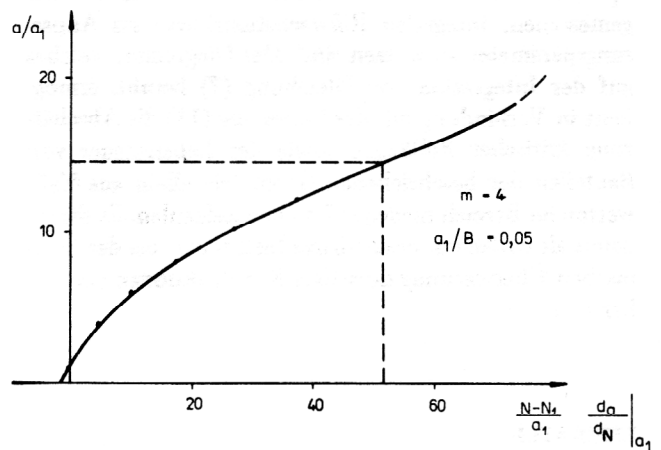


Bild 2
Rißwachstumskurve

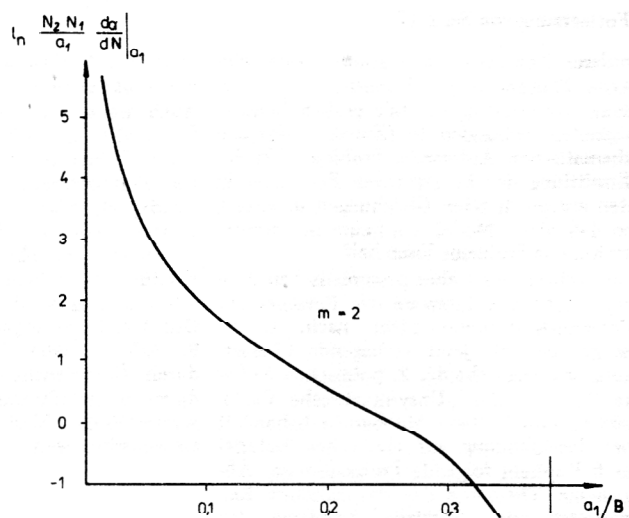


Bild 3
Diagramm zur Abschätzung der Lebensdauer

angegangene Analyse des idealisierten Modells (6) zum Verhalten thermisch induzierter Ermüdungsrisse. Zwischen den beiden Wendepunkten a_1 und a_2 ist ein gebremstes, d. h. ein stabilisiertes Rißwachstum zu beobachten; die Rißwachstumsrate sinkt mit steigender Zyklenzahl. Unterhalb N_1 bzw. oberhalb N_2 tritt beschleunigtes Rißwachstum auf. Aus der Kombination der Gleichungen (8) und (10) ergibt sich in Verbindung mit den Definitionen (7) folgende Relation [10]:

$$a_2 = 10B/13 - a_1 \quad (11)$$

von der aus dem Grenzwert a_1 aus dem Bereich niedriger Zyklenzahlen unmittelbar auf den interessierenden

Grenzwert a_2 geschlossen werden kann, der näherungsweise das Versagen des Bauteils kennzeichnet.

Das Bild 3 zeigt eine geeignet normierte Lebensdauerkurve eines Bauteils in Abhängigkeit vom Verhältnis a_1/B , bei der die Meßwerte am unteren Wendepunkt der gemessenen, integralen Riswachstumskurve als Anpassungsparameter zu nutzen sind. Das Diagramm, welches auf der Integration von Gleichung (7) beruht, ermöglicht in Verbindung mit der Beziehung (11) die Abschätzung kritischer Risflängen sowie der Lebensdauer von Bauteilen der beschriebenen Geometrie allein aus Meßwerten im Bereich niedriger Lastwechselzahlen. Es dürfte damit als einfaches, brauchbares Instrument bei der technischen Überwachung derartiger Konstruktionen einsetzbar sein.

LITERATUR

- [1] Au, D.; Kampmann, H. J.; Lüdecke, H. G.: Neuer Sechszylinder-Dieselmotor aus dem VEB IFA-Motorenwerke Nordhausen. Kraftfahrzeugtechnik 37 (1987) 2, 33 – 38.
- [2] Landau, L. D.; Lifschitz, E. M.: Elastizitätstheorie. Berlin (1975), 24 – 25.
- [3] Hentrich; Probleme der praktischen Anwendung bruchmechanischer Methoden bei der Gefährdungsanalyse rißbehafteter Kraftwerksgroßarmaturen. Problemseminar Bruchmechanik III, Weißig, Januar (1986).

- [4] Nilson, R. H.; Proffer, W. J.: Engineering formulae for fracture emanating from cylindrical and spherical holes. Trans. ASME J. Appl. Mech. 51 (1984) 4, 929 – 933.
- [5] Rooke, D. P.; Hutchins, S. M.: Stress intensity factors for cracks at loaded holes – effect of load distribution. J. Strain Anal. 19 (1984) 2, 81 – 96.
- [6] Murakami, Y. (Ed.): Stress intensity factors handbook. Oxford (1987). Vol. 1, 307 – 340; Vol. 2, 745 – 751.
- [7] Schwalbe, K. H.: Bruchmechanik metallischer Werkstoffe. München, Hannover (1980), 29.
- [8] Blumenauer, H.; Pusch, G.: Technische Bruchmechanik. Leipzig (1982), 77 – 81.
- [9] Will, P.; Michel, B.: Transformation toughening fatigue crack growth. phys. stat. sol. (a) 99 (1987) 2, K 79 – K 82.
- [10] Will, P.; Totzauer, W.: Verfahren zur Bestimmung der maximalen Länge von Ermüdungsrissen. Patent DD 248 431 A1 (1987)