

Zur Anwendung eines FEM-Postprozessors „Festigkeits- und Lebensdauerbewertung“ für hochbeanspruchte Bauteile

C. Merten

1. Einleitung

Bei der Entwicklung von Konstruktionen energetischer Ausrüstungen, in denen Bauelemente komplizierter geometrischer Form (z. B. Motoren- und Turbinenbauteile, Armaturen) verwendet werden, hat sich die Lösung von Festigkeitsaufgaben mit der FEM bestätigt [1] bis [3].

Durch den Einsatz leistungsfähiger Hard- und Software sind die eigentlichen FE-Berechnungen, die gegenwärtig für praktisch relevante Aufgaben gewöhnlich auf der Voraussetzung linear-elastischen Materialverhaltens basieren, mit hoher Genauigkeit ausführbar.

Mit den gewonnenen Berechnungsergebnissen muß der Ingenieur im allgemeinen den Tragfähigkeitsnachweis und Nachweise zum nieder- und hochzyklischen Ermüdungsverhalten führen [4] bis [6]. Des weiteren sind die Bewertung der Sprödbruchgefährdung und der Einfluß des Werkstoffkriechens auf die Lebensdauer der Bauelemente von Interesse.

Im folgenden werden das in [7] entwickelte Bewertungskonzept, einschließlich Weiterentwicklung [8], schwerpunktmäßig für den Tragfähigkeits- und Ermüdungsfestigkeitsnachweis vorgestellt und anhand von Ergebnissen für das Armaturenbauteil Schieberhaube diskutiert.

2. Bewertungsmethodik

2.1. Wichtigste Voraussetzungen und Hypothesen der Bewertungsmethode

Bei der Bewertung der Tragfähigkeit von Bauelementen nach Grenzzuständen ist es erforderlich, den Belastungszustand des Bauteiles zu berücksichtigen. Am Beispiel der Zugbelastung eines Stabes wird die Abhängigkeit des Grenzzustandes des Werkstoffes von der Belastungsvariante gezeigt, Bild 1.

Die erste Variante, als Kräftebelastung bezeichnet, sieht die Zugbelastung mit der Kraft F vor. In diesem Fall kann man die Spannung im Stab, bestimmt durch die Größe der Kraft F und den Stabquerschnitt, als Argument betrachten. Die Dehnung, welche durch die Größe der Spannung entsprechend dem Spannungs-Dehnungs-Diagramm des Werkstoffes bestimmt wird, stellt hierbei die Funktion dar. Bei der Einwirkung einer Kraft F , die der Zugfestigkeit des Werkstoffes R_m entspricht, treten Einschnürung und unkontrollierte Dehnung bis zum Bruch des Werkstoffes ein. In diesem Fall wird der Grenzzustand durch plastische Instabilität bestimmt und durch die Zugfestigkeit R_m charakterisiert.

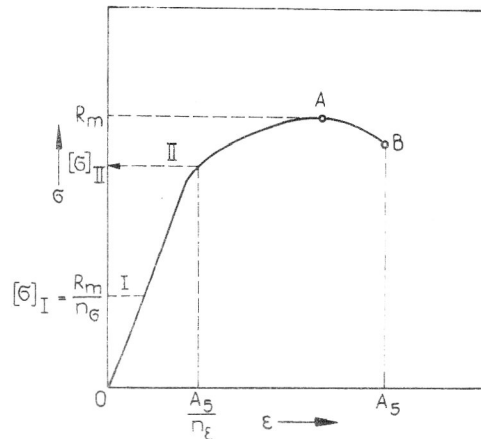


Bild 1

Bestimmung der zulässigen Spannung bei Kräftebelastung (I) und Verformungsbelastung (II)

Die zweite Variante, als Verformungsbelastung bezeichnet, sieht den Zug bis zu einer gegebenen Dehnung vor, die das Argument darstellt. Die Funktion ist hierbei die Spannung, bestimmt entsprechend dem Spannungs-Dehnungs-Diagramm des Werkstoffes. In diesem Fall tritt bei Spannungen gleich der Zugfestigkeit des Werkstoffes (Punkt A) im Unterschied zur ersten Variante keine Zerstörung des Stabes ein, da die Dehnung durch die gegebene Größe begrenzt ist. Das Bauteil wird bei einer größeren Dehnung, die dem Verlust der Plastizitätsreserve des Werkstoffes entspricht A_5 (Punkt B), zerstört.

Bei gleichen Festigkeits-Sicherheitsbeiwerten für Spannungen $n_σ$ und Dehnungen $n_ε$ sind die zulässigen Spannungen bei der Verformungsbelastung größer, d. h. das Bauelement kann eine größere Belastung ertragen.

Die Berechnung der Grenzzustände für reales Werkstoffverhalten basiert auf der Bestimmung der entstehenden plastischen Dehnung oder der Dehnungsamplitude. Um den mit der linear-elastischen FEM berechneten Spannungszustand auf das reale Werkstoffverhalten übertragen zu können, wird bei der Festlegung der Grenzzustände auf ein von Neuber [14] formuliertes Prinzip zurückgegriffen. Mittels einer gewissen Verallgemeinerung des Neuberschen Prinzips wurde durch Pospisil [11] bis [13] eine Methode der Berücksichtigung des Einflusses der plastischen Dehnung bei Ermüdung und Kriechen entwickelt. Ein wichtiger Aspekt, der die Anwendung des Neuberschen Prinzips einschränkt, ist der, daß das Prinzip nur an Stellen lokaler Beanspruchungsextrema Gültigkeit besitzt.

2.2. Verallgemeinertes Neubersches Prinzip

Neuber formulierte folgendes Prinzip in [14] über elastisch-plastische Verformungen an Kerben: „Das geometrische Mittel des Spannungskonzentrationsfaktors und des Dehnungskonzentrationsfaktors ist für eine beliebige Spannungs-Dehnungs-Beziehung gleich dem Konzentrationsfaktor entsprechend Hookschem Gesetz.“

$$\frac{\sigma_{lin}}{E} = \sqrt{\epsilon_{el} \cdot \epsilon} = \epsilon_{el}^{0,5} \cdot \epsilon^{0,5} \quad (1)$$

Eine grafische Interpretation des Prinzips wird in Bild 2 gegeben. Das Neubersche Prinzip ermöglicht auf Grundlage elastischer Berechnungen mit hinreichender Genauigkeit die Größen der summaren und der elastischen Dehnungen zu bestimmen und somit auch die Größe der plastischen Dehnung. Die experimentelle Bestätigung dieses Prinzips [15] bis [17] für praktisch alle Kerben unabhängig von den zugrundegelegten Annahmen war Voraussetzung für eine entsprechend allgemeine Formulierung:

$$\frac{\sigma_{lin}}{E} = \epsilon_{el}^m \cdot \epsilon^{1-m} \quad (2)$$

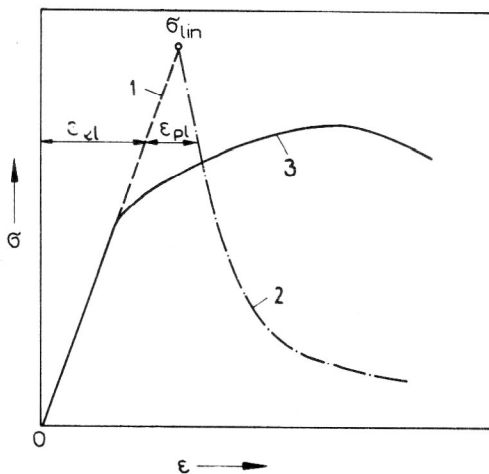


Bild 2

Grafische Interpretation des Neuberschen Prinzips

- 1 - Hookesche Gerade $\sigma_{lin} = E \epsilon_{el}$
- 2 - Neubersche Hyperbel $E \epsilon_{el}^{0,5} (\epsilon_{el} + \epsilon_{pl})^{0,5} = \text{const.}$
- 3 - experimentell ermittelte Werkstoffkennlinie

Hierbei ist m ein Exponent im Wertebereich von 0 bis 1 in Abhängigkeit von der Art der Belastung. Die Größe des Exponenten wurde durch mathematische Modellierung und Vergleich mit Versuchsergebnissen [12], [13] wie folgt bestimmt:

- m = 1 für Spannungen aus Kräftebelastungen, die über den Querschnitt gleichmäßig verteilt sind;
- m < 0,66 für Spannungen aus Kräftebelastungen, die über den Querschnitt ungleichförmig verteilt sind, z. B. aus Biegung;
- m < 0,5 für Kerben unter Kräfte- oder Verformungsbelastungen;

- m < 0,1 für Spannungen aus Verformungen, u. a. resultierend aus Temperaturspannungen;
- m = 0 für Spannungen aus Verformungen mit gleichförmiger Spannungsverteilung über den Querschnitt.

Die angeführten Werte des Exponenten m stellen Grenzwerte dar, die bei ausgeprägter plastischer Verformung erreicht werden.

2.3. Werkstoffkennwerte bei der Ermüdung im nieder- und hochzyklischen Bereich

Die Ermüdungs-Werkstoffkennwerte im Bereich kleiner Zyklenzahlen können mit Gleichungen für die Amplituden der elastischen und plastischen Dehnungen in Abhängigkeit von der Zyklenzahl bis zum Bruch nach Manson, Coffin u. a. [18], [19] beschrieben werden. Die Anwendung der verbreitet genutzten Formeln nach Morrow [20] ergibt:

$$\epsilon_{el} = \frac{R'_i}{E} (2N_i)^b \quad (3)$$

$$\epsilon_{pl} = \epsilon'_i (2N_i)^c \quad (4)$$

Die grafische Darstellung der Gleichungen (3) und (4) ist in Bild 3 gegeben. Auf der Grundlage dieser Gleichungen können Formeln für die Amplitude der Gesamtdehnung in Abhängigkeit von der Zyklenzahl hergeleitet werden.

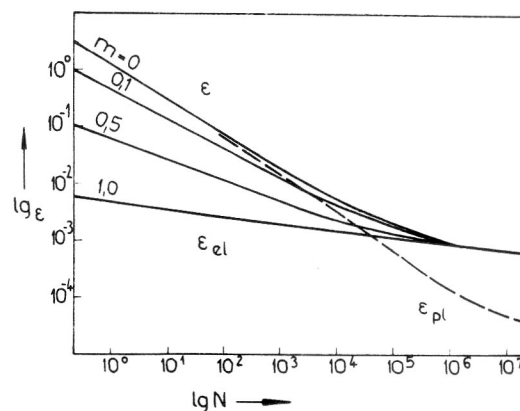


Bild 3

Grafische Interpretation der Gleichungen zur Lebensdauerberechnung bei Ermüdung

Nach den Umformungen

$$2 N_f = \left(\frac{\epsilon_{el} \cdot E}{R'_f} \right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{\sigma}{R'_f} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (5)$$

$$\epsilon_{pl} = \epsilon'_f \left(\frac{\sigma}{R'_f} \right)^{\frac{c}{b}}$$

wird die Beziehung zwischen der Spannungsamplitude und den einzelnen Anteilen der Dehnungsamplitude unter den Bedingungen stationärer zyklischer Belastung erhalten:

$$\varepsilon = \varepsilon_{el} + \varepsilon_{pl} = \frac{\sigma}{E} + \varepsilon'_f \left(\frac{\sigma}{R'_f} \right)^{\frac{c}{b}} \quad (6)$$

Der Gültigkeitsbereich der Gleichungen (3) und (4) ist der niederzyklische Bereich (in der Regel bis 10^5 Zyklen). Im Bereich 10^6 bis 10^8 Zyklen nähert sich die Ermüdungskurve für ε_{el} dem horizontalen Zweig an – der Ermüdungsgrenze.

Diese Ermüdungsgrenze ist mit der Existenz eines nichtschädigenden plastischen Dehnungsanteiles $\varepsilon_{pl,n}$ verbunden. Für eine Reihe von Stahlwerkstoffen wurden Werte für $\varepsilon_{pl,n}$ von $3 \cdot 10^{-5}$ bis $4 \cdot 10^{-5}$ bestimmt. Dieser Fakt wird zur Korrektur der Morrow-Gleichungen (3) und (4) verwendet. Als grundlegende Gleichung zur Beschreibung der Ermüdung kann Gleichung (4) angenommen werden, die Ausdruck der schädigenden Wirkung der plastischen Verformung ist. Wenn die Existenz eines nichtschädigenden plastischen Dehnungsanteils vorausgesetzt wird, kann in Gleichung (4) nur der schädigende Anteil der plastischen Dehnung eingesetzt werden, d. h. $\varepsilon_{pl,s} = \varepsilon_{pl} - \varepsilon_{pl,n}$.

$$\varepsilon_{pl} - \varepsilon_{pl,n} = \varepsilon'_f (2 N_f)^c \quad (7)$$

Gleichung (5) stellt den Zusammenhang zwischen der Spannung (elastische Dehnung) und der plastischen Dehnung bei zyklischer Beanspruchung dar. Diese Gleichung ist experimentell in einem breiten Belastungsbereich überprüft. Ausgehend von den Gleichungen (3) bis (7) erhält man einen neuen Ausdruck für die Amplitude der elastischen Dehnung in Abhängigkeit von der Zyklenzahl bis zum Bruch.

$$\varepsilon_{el} = \frac{R'_f}{E} \left[(2 N_f)^c + \frac{\varepsilon_{pl,n}}{\varepsilon'_f} \right]^{\frac{b}{c}} \quad (8)$$

Die Gleichungen (6) bis (8) stellen die Verallgemeinerung der Gleichungen (3) und (4) dar, welche auch Gültigkeit für die hochzyklische Ermüdung besitzen.

Die Gleichung (8) entspricht bei Multiplikation beider Seiten mit dem Elastizitätsmodul E der Wöhler-Kurve, die gewöhnlich in halblogarithmischen Koordinaten dargestellt wird.

2.4. Bewertung der Festigkeit nach dem Grenz Zustand duktiler Bruch (Tragfähigkeitsnachweis)

Bei Berechnung des Grenzzustandes für den Fall eines statischen duktilen Bruches wird die Methode nach [11] angeführt.

Im zu untersuchenden Bauteilquerschnitt wird der Verlauf der Vergleichsspannungen aus Kräfteursprung berechnet. Für die Berechnung der Vergleichsspannung wird die GÄE-Hypothese verwendet:

$$\sigma_v = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (9)$$

Danach werden die maximalen und minimalen Vergleichsspannungen $\sigma_{v,max}$ und $\sigma_{v,min}$, ebenso die mittlere integrale Größe der Vergleichsspannungen im betrachteten Querschnitt bestimmt:

$$\sigma_{v,m} = \frac{\int \sigma dF}{\int dF} \quad (10)$$

Die statische Festigkeit ist bei Erfüllung der folgenden Voraussetzung gegeben:

$$\sigma_{v,max} \leq [\sigma] \quad (11)$$

Die Größe der zulässigen Spannung ist hierbei

$$[\sigma] = \min \left\{ \frac{R_m}{n_m}; \frac{R_e}{n_e} \right\}$$

Bei großer Ungleichmäßigkeit der Spannungsverteilung im Querschnitt kann man eine begründete Bewertung der Tragfähigkeit des Bauteils durch Überprüfen der folgenden Ungleichung [17] durchführen:

$$\sigma_{v,m} \leq \frac{1 + Z^*}{2} [\sigma] + \frac{1 - Z^*}{2} \sigma_{v,min} \quad (12)$$

mit $Z^* = \min(0,3; Z)$.

Formel (12) basiert auf der Annahme, daß der effektive Traglastkoeffizient beim Biegen eines Stabes mit Rechteckquerschnitt gleich 1,3 ist (entsprechend der Bewertung nach Spannungskategorien nach [9]), und verallgemeinert dieses Ergebnis auf andere Fälle ungleichmäßiger Vergleichsspannungsverteilungen im Querschnitt. Folgendes kann gezeigt werden:

- Formel (12) geht für den Fall der gleichmäßigen Vergleichsspannungsverteilung in die Bedingung (11) über.
- Für den Fall der reinen Biegung eines Balkens mit Rechteckquerschnitt ist die Berechnung nach (12) äquivalent der Berechnung nach (10). Hierbei wird die zulässige Spannung mit dem Faktor 1,3 multipliziert.
- Für Querschnitte, die sich vom Rechteckquerschnitt unterscheiden, wird die maximal zulässige Spannung durch Gleichung (10) korrigiert.
- Bei großen Spannungskonzentrationen haben die Spitzenspannungen geringen Einfluß auf die mittleren Spannungen, berechnet nach (10). Deshalb ist mit den Werten der Spitzenspannungen eine Berechnung auf Ermüdung oder auf Sprödbruch zu führen.
- Für Werkstoffe mit niedriger Plastizität, beispielsweise Gußeisen, geht die Beziehung (12) in (11) über, d. h., die Bewertung erfolgt nach der maximalen Vergleichsspannung im Querschnitt.

2.5. Lebensdauerberechnung bei Ermüdung

Bei Einsetzen der Ermüdungsgleichung (8) in das verallgemeinerte Neubersche Prinzip (2) erhält man den folgenden Ausdruck:

$$\sigma_{a,lin} = \left\{ R'_f \left[(2 N_f)^c + \frac{\epsilon_{pl,n}}{\epsilon'_f} \right]^{\frac{b}{c}} \right\}^m + E \left[\epsilon'_f (2 N_f)^c + \epsilon_{pl,n} \right] \quad (12)$$

Diese Gleichung stellt die Grundlage für die Lebensdauerberechnung bei niederzyklischer und hochzyklischer Ermüdung dar. Grafisch ist die Gleichung (13) in Bild 4 dargestellt. Die für eine Bewertung erforderlichen Werkstoffkennwerte sind aus dehnungsgesteuerten Ermüdungskurven zu bestimmen.

Zur Lösung der Gleichung sind folgende Berechnungsschritte erforderlich:

- Bestimmung von Maximalwert, Minimalwert, Mittelwert und Amplitude der Beanspruchung (Spannung) im Zyklus
- Berechnung der angepaßten (Shake-down) Oberspannung
- Berechnung der angepaßten Spannungsamplitude
- Berechnung des Asymmetriefaktors
- Berechnung der äquivalenten Amplitude des symmetrischen Zyklus
- Berechnung der Ausfallzyklenzahl mit Newton-Raphson-Verfahren.

3. Programmaufbau

Bei der Berechnung komplizierter Bauteile wird Zuverlässigkeit im Berechnungsablauf und hohe Genauigkeit, bei einer Vielfalt zu berücksichtigender Faktoren, gefordert. Eine ansprechende Arbeitsproduktivität kann nur bei maschineller Verarbeitung erreicht werden. Die vorgestellte Bewertungsmethodik wurde deshalb als Postprozessor für FEM-Programme in FORTRAN-77 programmiert und auf den Rechnertypen AC 7100 und ESER 1056 implementiert.

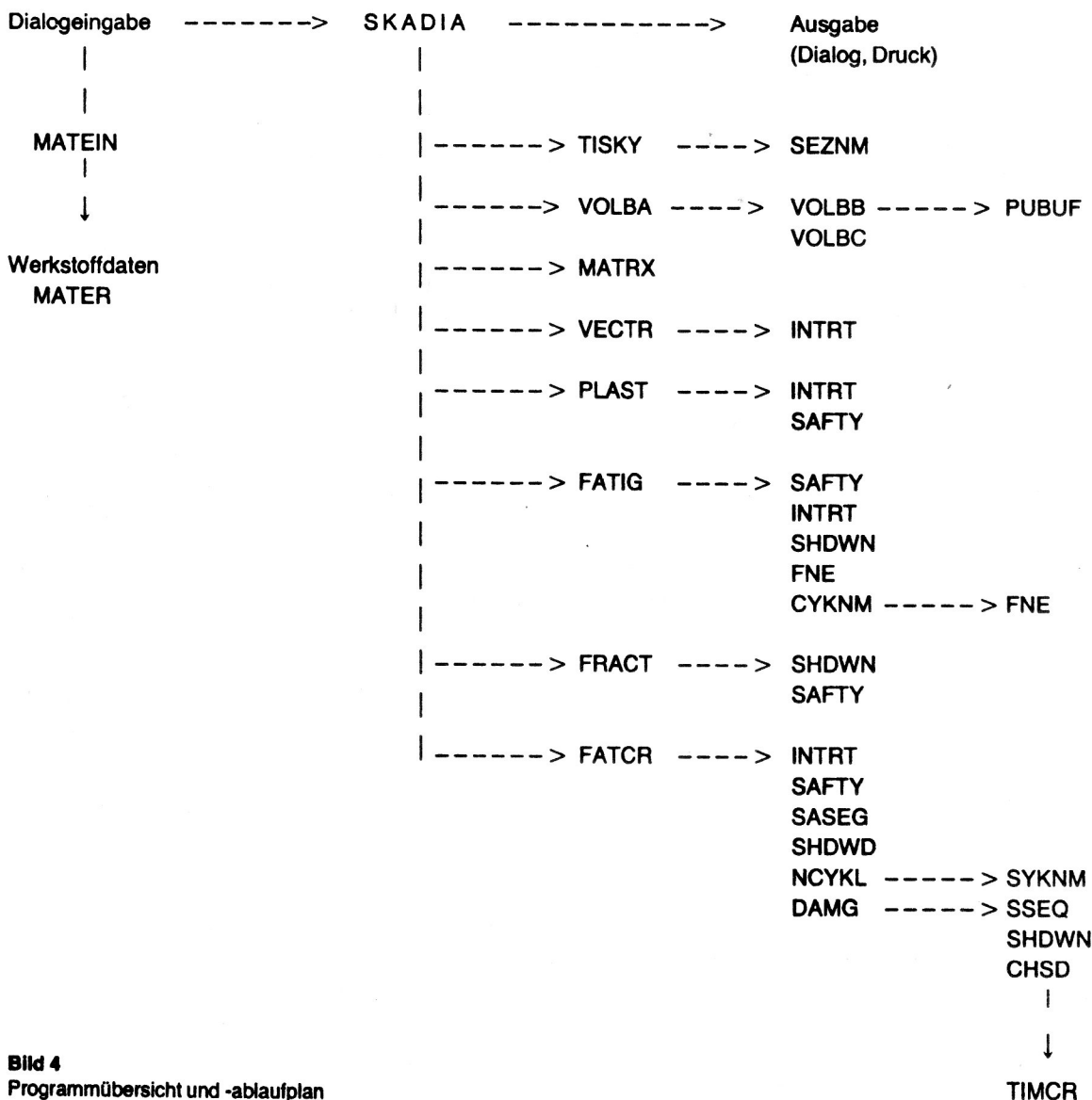


Bild 4
Programmübersicht und -ablaufplan

In dem mit SKADIA bezeichneten Postprozessor werden realisiert:

- a) die Berechnung der Grenzzustände für Werkstoff und Bauelement, d. h. duktiler Bruch, nieder- und hochzyklische Ermüdung des Werkstoffes, Spröbruch und die Gesamtschädigung infolge Ermüdung und Kriechen;
- b) eine Werkstoffdatenbank, die sowohl Standard-Werkstoffkennwerte enthält als auch Kennwerte, die in der Regel in Standards nicht angeführt werden, deren Kenntnis aber für die Durchführung der Berechnung auf Festigkeit und Lebensdauer nach dieser Methodik erforderlich ist. Erforderliche Werkstoffkennwerte liegen teilweise vor [9], [10].

Das Programmpaket SKADIA besteht aus einem Steuerprogramm und mehreren Unterprogrammen (Bild 4), welche folgende Funktionen erfüllen:

- SKADIA – Steuerprogramm;
- MATEIN – Eintragungen in Werkstoffdatei MATER;
- TISKY – Ausgabe einer Programminformation;
- VOLBA – Einlesen der Werkstoffdaten aus MATER;
- VOLBB – Ergänzung zu VOLBA;
- VOLBC – Ergänzung zu VOLBA;
- MATRIX – Ausgabe der Werkstoffdaten-Matrix;
- VECTR – Ausgabe der Werkstoffdaten-Matrix für vorgegebene Temperatur;
- PLAST – Bewertung des Grenzzustandes für duktilen Bruch;
- FATIG – Bewertung der nieder- und hochzyklischen Lebensdauer;
- FRACT – Bewertung der Zulässigkeit eines Defektes gegebener Abmessungen, Spröbruchgefährdung;
- FATCR – Bewertung der Lebensdauer bei gleichzeitiger statischer und Temperaturwechsel-Belastung;
- SEZNM – Ausgabe des Werkstoffverzeichnisses;
- PUBUF – Eintrag von Leerzeichen in eine Zeile;
- INTRT – Interpolation der Werkstoffdaten für vorgegebene Temperatur;
- SAFTY – Bestimmung der Sicherheitskoeffizienten;
- SHDWN – Berechnung der plastischen Anpassung bei Ermüdung;
- FNE – Berechnung der Ermüdungsgrenze;
- CYKMN – Berechnung der zulässigen Anzahl der Lastzyklen;
- SASEQ – Berechnung der Amplitude der Vergleichsspannungen nach Gestaltänderungsenergiehypothese;
- NCYKL – Berechnung der Anzahl der Lastzyklen bis zum Bruch;
- DAMG – Berechnung der Schädigung infolge Kriechens und plastischer Anpassung des Werkstoffes;
- CHSD – Berechnung der Änderung der Spannungen und Verformungen während des Betriebes des Bauteiles (infolge Kriechens und plastischer Anpassung);
- SSEQ – Berechnung der Vergleichsspannung;
- TIMCR – Berechnung der Zeit bis zum Erreichen einer bestimmten Verformung beim Kriechen.

Für das im Dialog ablaufende Programm sind Eingabedaten bereitzustellen. Die Daten über die physiko-mechanischen und wärme-physikalischen Eigenschaften des Werkstoffes werden aus der Datenbank MATER mit Hilfe der im Programm SKADIA implementierten Programmzweige 1 bis 4 bereitgestellt.

Die Daten über die Belastungsbedingungen des Bauelementes beinhalten Angaben zum Temperatur- und Spannungszustand (gefährdeter Punkt oder Querschnitt), ebenso einige Hilfsdaten, die das Vorhandensein von Spannungskonzentrationsfaktoren, den Charakter der Spannungsverteilung über den Berechnungsquerschnitt, die Größe der erforderlichen Sicherheitsbeiwerte u. a. beschreiben.

4. Berechnungsbeispiel

Erstmals wurde die vorgestellte Bewertungsmethodik auf das Armaturenbauteil Schieberhaube (Nenndruck 4 MPa, Nennweite 200 mm) angewendet. In die Werkstoff-Datenbank wurden deshalb die für Armaturenbauteile Verwendung findenden Werkstoffe Mb16, St35-5, C35, GS-C25 N, GS-X12CrNiNb18.9, X8CrNiTi18.10, X8CrNiTi18.11, X22CrMoV12.1 und 24CrMoV5.5 aufgenommen.

FE-Rechnungen, in denen Einzelelemente zur Netzgenerierung der Bauteile angewendet werden, erfordern vom Bearbeiter einen hohen Arbeitszeitaufwand in der Vorbereitungsphase und sind aufgrund der großen Datenmen-

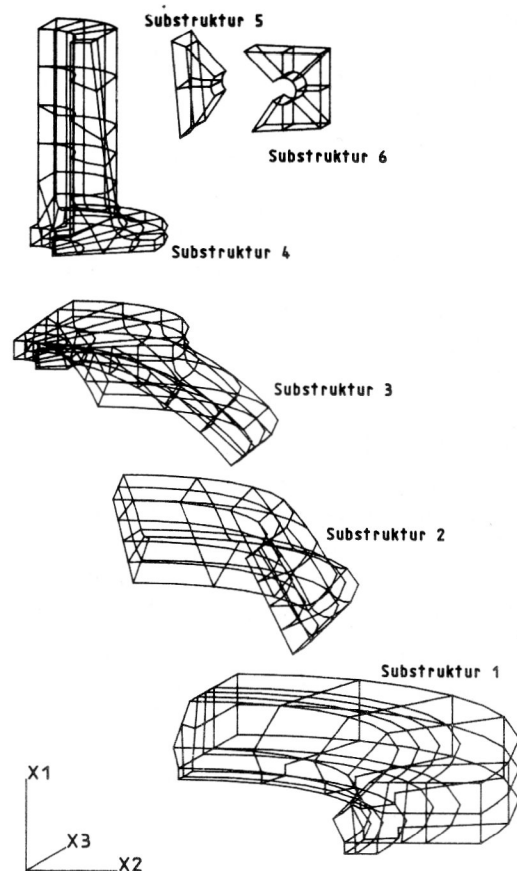


Bild 5 Explosionsdarstellung Schieberhaube PN40 DN200

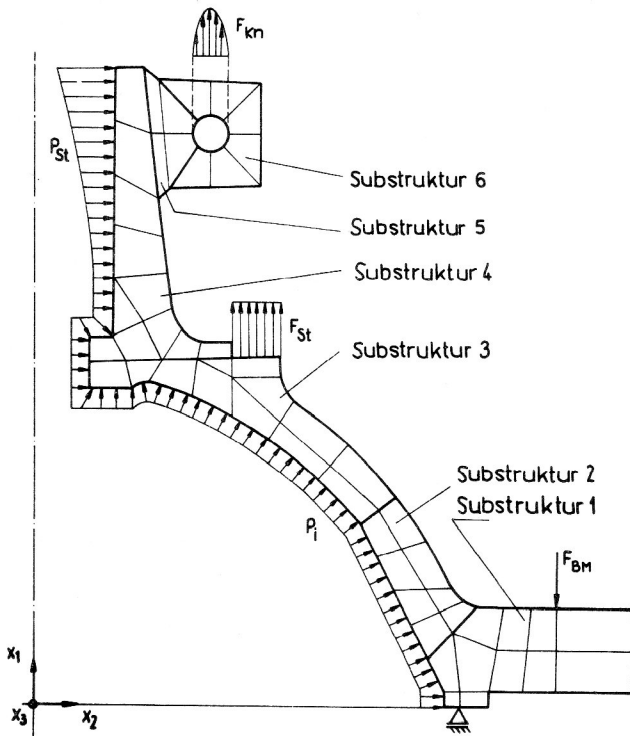


Bild 6
Berechnungsmodell der Schieberhaube

gen fehleranfällig. Deshalb wird auf die Nutzung von Standardstrukturen bzw. auf die Entwicklung von Datengeneratoren für Bauteile, vor allem bei Variantenrechnungen, orientiert. Ausgehend von einer Analyse typischer Konstruktionsformen wurde für die genannte Berechnungsaufgabe ein Datengenerator [1] erstellt.

Bild 5 zeigt das Geometriemodell der Schieberhaube. Hierbei wurde die doppelte Symmetrie bezüglich der Ebenen $x_3 = 0$ und $x_2 = 0$ zur Reduzierung des Berechnungsmodells genutzt.

Die Analyse der Belastung des Bauteils wurde entsprechend dem Betriebs- und Einbauzustand vorgenommen. Es wurden folgende Randbedingungen und Belastungen realisiert (Bild 6):

- Verhinderung der Verschiebung der Substrukturen 1 bis 4 senkrecht zu den Symmetrieebenen,
- Lagerung der Dichtungsmittellinie (verhinderte Verschiebung in x_1 -Richtung),
- Berücksichtigung des Innendruckes als Flächenlast p_i ,
- Berücksichtigung der Spindelkraft (Schließen) als Flächenlast F_{St} , die auf den Steg wirkt,
- Berücksichtigung der Montagekräfte der Flanschschrauben (einschließlich Dichtungskraft) in Form von Einzellasten auf dem Schraubenlochkreisdurchmesser F_{BM} ,
- Berücksichtigung der Wirkung der Stopfbuchsenanpressung in Form der Pressungsverteilung im Stopfbuchsraum p_s und der
- Belastung der Knagge mit der Flächenlast F_{Kn} .

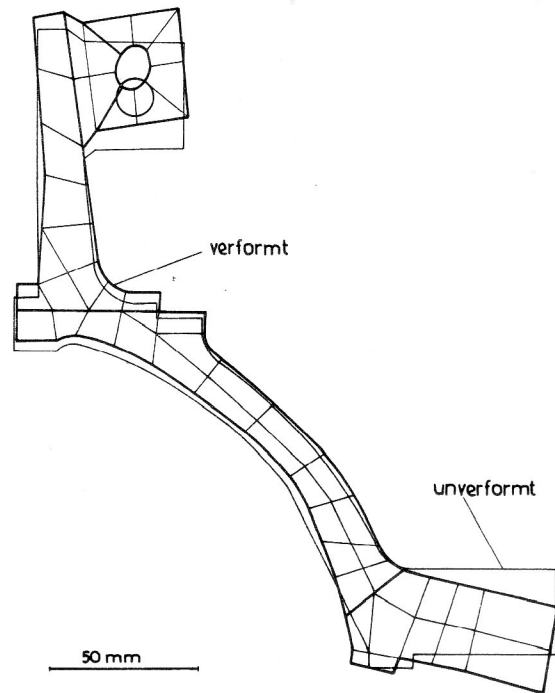


Bild 7
Verformungszustand der Schieberhaube (Lastfall: Betriebszustand), Maßstab $1 \text{ mm} \triangleq 10 \mu\text{m}$

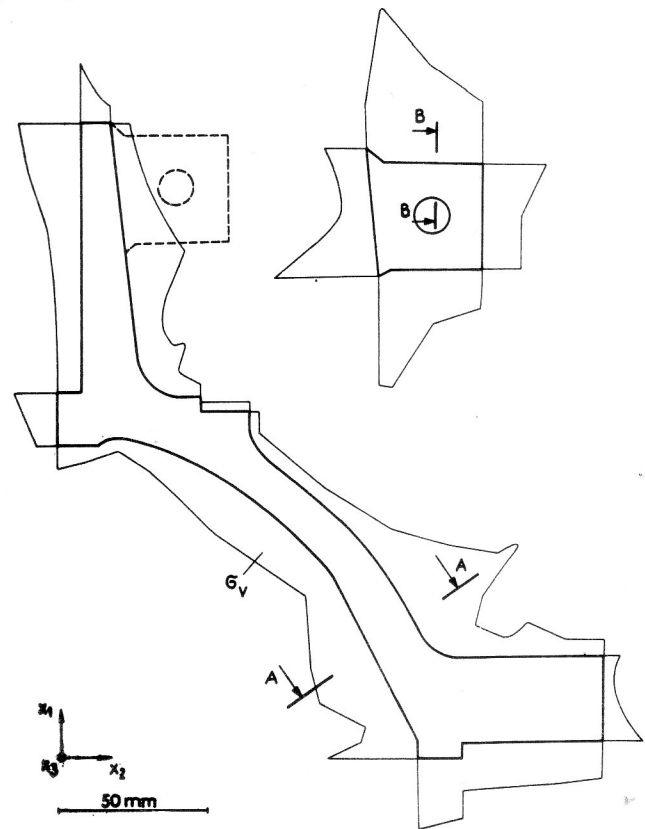


Bild 8
Vergleichsspannungsverlauf über Kontur der Schieberhaube (Lastfall: Betriebszustand), Maßstab $1 \text{ mm} \triangleq 4 \text{ MPa}$

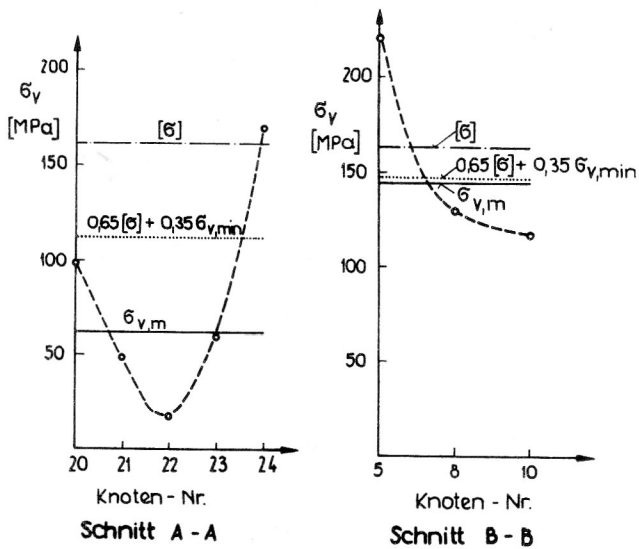


Bild 9
Vergleichsspannungsverläufe in den Berechnungsquerschnitten A und B (Betriebszustand)

In Bild 7 wird der Verformungszustand und in Bild 8 der Verlauf der Vergleichsspannungen nach Gestaltänderungsenergiehypothese über der Kontur der Schieberhaube dargestellt. Die Bereiche mit der höchsten Beanspruchung sind die Knagge (Wirkung der Augenschraubenkräfte) und der Übergangsbereich Haube-Flanschsteller (Wirkung der Flanschschraubenkräfte). Es ist zu erkennen, daß global eine ausreichende Dimensionierung gegeben ist (die Streckgrenze des Werkstoffes GS-C25N beträgt 245 MPa).

Für räumliche Bauteile unter komplexen Belastungen werden im Berechnungsquerschnitt in der Regel ungleichförmige Spannungsverläufe ermittelt. Die in Bild 8 dargestellten Vergleichsspannungsverläufe bestätigen das. Die Berechnungsquerschnitte A und B werden näher untersucht, vgl. Bild 9.

4.1. Nachweis der statischen Festigkeit

- Berechnung des Verlaufes der Vergleichsspannungen σ_v im untersuchten Querschnitt infolge Kräftebelastung
- Bestimmung des Maximal-, Minimal- und integralen Mittelwertes der Vergleichsspannungen $\sigma_{v,max}$, $\sigma_{v,min}$, $\sigma_{v,m}$
- Bestimmung der zulässigen Spannung $[\sigma]$
- Kontrolle $\sigma_{v,max} \leq [\sigma]$ oder $\sigma_{v,m} \leq 0,65 [\sigma] + 0,35 \sigma_{v,min}$

Die Berechnungsergebnisse werden in Tabelle 1 zusammenfassend dargestellt.

Tabelle 1
Nachweis der statischen Festigkeit (für den Betriebszustand)

Querschnitt	A					B		
	20	21	22	23	24	5	8	10
σ_v MPa	99,8	48,7	17,4	59,4	170,2	220,1	129,9	118,5
$\sigma_{v,min}$ MPa	17,4					118,5		
$\sigma_{v,max}$ MPa	170,2					220,1		
$\sigma_{v,m}$ MPa	72,0					144,0		
$[\sigma] = \frac{R_e}{n_e}$ MPa	163,3					163,3		
$\sigma_{v,max} \leq [\sigma]$	nicht erfüllt					nicht erfüllt		
$\sigma_{v,m} \leq 0,65 [\sigma] + 0,35 \sigma_{v,min}$	72,0 < 112,2 erfüllt					144,0 < 147,6 erfüllt		

Die Berechnungsergebnisse für die am höchsten beanspruchten Knoten der Querschnitte A und B werden in folgendem Berechnungsprotokoll dargestellt. Für die Unterspannungen wurde hierbei angenommen, daß $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = 0$ ist.

Berechnungsprotokoll

Berechnung der Ermüdungsgrenze und Lebensdauer

1. Berechnungspunkt: Schnitt A, Punkt 24

Temperatur:	max	min	äquival.
Grad C	20	20	20
Grad K	293	293	293

Oberspannung:	MPa			
Sigma-1	Sigma-2	Sigma-3	Alfa	
211.90	92.15	16.96	50.57	

Unterspannung:	MPa			
Sigma-1	Sigma-2	Sigma-3	Alfa	
0.00	0.00	0.00	0.00	

Berechnete Spannungen:	MPa			
Sigma-l-max		Sigma-e-a		
211.90		85.14		
– nach Anpassung				
Sigma-l-pr		Sigma-e-a-pr		
93.41		60.63		

Dimensionslose Variablen:				
Exponent m	n-sig	n-n	Asymm	
0.66	1.3	3.0	1.2412	

Zulässige Zyklenzahl:	1E+8			
Sicherheitsfaktor gegen Ermüdungsgrenze:		n-c = 1.413		

2. Berechnungspunkt: Schnitt B, Punkt 05

Temperatur:	max	min	äquival.
Grad C	20	20	20
Grad K	293	293	293

Oberspannung:	MPa			
Sigma-1	Sigma-2	Sigma-3	Alfa	
47.36	-98.69	-279.32	71.90	

Unterspannung:	MPa			
Sigma-1	Sigma-2	Sigma-3	Alfa	
0.00	0.00	0.00	0.00	

Berechnete Spannungen:	MPa			
Sigma-l-max		Sigma-e-a		
47.36		141.72		
– nach Anpassung				
Sigma-l-pr		Sigma-e-a-pr		
42.33		77.92		

Dimensionslose Variablen:				
Exponent m	n-sig	n-n	Asymm	
0.66	1.3	3.0	1.000	

Zulässige Zyklenzahl:	1E+8			
Sicherheitsfaktor gegen Ermüdungsgrenze:		n-c = 1.053		

Abschließend ist festzustellen, daß die untersuchten Berechnungsquerschnitte bei den gegebenen Belastungen als dauerhaft zu bewerten sind.

Formelzeichen

ϵ	Dehnung	–
ϵ_f	Ermüdungsdehnung (Werkstoffkennwert)	–
σ	Spannung	MPa
$[\sigma]$	zulässige Spannung	MPa
σ_a	Spannungsamplitude	MPa
σ_v	Vergleichsspannung nach Gestaltungsenergiehypothese	MPa
b	Exponent der MORROW-Glg., elastischer Anteil	–
c	Exponent der MORROW-Glg., plastischer Anteil	–
m	NEUBER-Exponent	–
n_e	Sicherheitskoeffizient gegen Streckgrenze	–
n_m	Sicherheitskoeffizient gegen Zugfestigkeit	–
A_5	Bruchdehnung	%
E	Elastizitätsmodul	MPa
F	Fläche	m ²
N_f	Ausfallzyklenzahl (Bruch)	–
R_f	Ermüdungsfestigkeit (Werkstoffkennwert)	MPa
R_e	Streckgrenze	MPa
R_m	Zugfestigkeit	MPa
Z	Brucheinschnürung	–

Indizes

el	elastisch
pl	plastisch
lin	linear-elastisch, fiktiv
m	Mittelwert
n	nichtschädigend
s	schädigend

LITERATUR

- [1] Merten, C.; Krieg, U.; Baumgarten, H.: Einsatzmöglichkeiten der FEM für die Berechnung von Armaturenbauteilen. Technische Mechanik 9 (1988) 1, S. 22 – 28.
- [2] Pospisil, B. u. a.: Ocenka procnosti i dolgovecnosti elementov energeticeskogo oborudovanja s uchetom svojstv materialov v real'nyh uslovijach ekspluatacii (russ.). AdW der UdSSR, Kiew 1984.
- [3] Gikadi, T.; Heep, C.: Hohe Sicherheit und Optimale Ausnutzung bei der Auslegung der drucktragenden Bauteile von Kraftwerksarmaturen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode. 3R international 25 (1986) 9, S. 464 – 472.
- [4] TGL 32903. Behälter und Apparate, Festigkeitsberechnung.
- [5] Normy rasceta na procnost' elementov reaktorov, parogeneratorov, sosudov i truboprovodov atomnyh elektrostan-cij, opytnykh i issledovatel'skich jadernykh reaktorov i ustanovok (russ.). Metallurgija, Moskau, 1973.

- [6] ANSI/ASME BPV-111. ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section III. Rules for Construction of Nuclear Power Plant, Juli 1977.
- [7] Pospisil, B.; Kwitka, A. L.: Programma ocnki procnosti i dolgovecnosti elementov energeticeskogo oborudovanija s ucetom svojstv materialov v real'nych uslovijach ekspluatcii (russ.). AdW der UdSSR, Kiew 1985.
- [8] Merten, C.: SKADIA – Programm zur Festigkeits- und Lebensdauerberechnung. Dialogversion V2.1. Techn. Universität „Otto von Guericke“ Magdeburg, Sektion Apparate- und Anlagenbau 1989.
- [9] Richtlinienkatalog „Festigkeitsberechnungen“. Teile 5 und 6. VEB KCA Dresden, 1987.
- [10] Werkstoffe für Kraftwerksanlagen. VEB Bergmann-Borsig, Berlin – Dresden 1985.
- [11] Pospisil, B.: Standardni metodika hodnoceni pevnosti a zivotnosti soucasti tepelne energetickych zarizeni. Strojirenstvi (1979) 2, S. 84 – 94.
- [12] Pospisil, B.: Vyuziti zobecneneho Neuberova principu pro vypocty deformaci pri creepu. Strojirenstvi (1977) 10, S. 624 – 627.
- [13] Pospisil, B.: Zobecneni Neuberova principu smerodatne deformace k vypoctum v oblasti stridace plasticke deformace. Strojirenstvi (1975) 2, S. 74 – 78.
- [14] Neuber, H.: Theory of stress concentration for shearstrained prismatic bodies with arbitrary nonlinear stress-strain law. Trans. ASME, J. Appl. Mech. (1961) 12, S. 545 – 550.
- [15] Conle, A.; Nowak, H.: Verification of a Neuber-Based notch analysis by the Companion-specimen method. Exp. Mech. (1977) 2, S. 57 – 63.
- [16] Klesnil, M.; Lukas, P.: Fatigue of metallic materials. Academia-Verlag, Prag, 1980.
- [17] Neuber, H.: Über die Berücksichtigung der Spannungskonzentration bei Festigkeitsberechnungen. Konstr. Maschinen-Apparate und Gerätebau. (1968) 7, S. 245 – 251.
- [18] Coffin, L. F.: A study of the effects of cyclic thermal stresses on a ductile metal. Trans. ASME 76 (1954) 6, S. 931 – 950.
- [19] Manson, S. S.: Thermal stress and low-cycle fatigue. McGraw-Hill, New York, 1966.
- [20] Morrow, J. D.: Internal friction, Damping and cyclic plasticity. ASTM, Philadelphia, 1965, S. 49 – 62.

Anschrift des Verfassers:

Dr.-Ing. C. Merten
 Technische Universität „Otto von Guericke“
 Sektion Apparate- und Anlagenbau
 PSF 124
 Magdeburg
 3010