

Überlastungsschutz bei ATEX-Getrieben

H. Greiner, Aichwald

Bei den explosionsgeschützten Elektromotoren sind die Maßnahmen zum Überlastungsschutz ein wesentlicher Bestandteil des Zündschutzkonzepts. Allerdings ist es auch wichtig, das dem Motor nachgeschaltete Getriebe vor Überlastung zu schützen. Deshalb werden nachfolgend Möglichkeiten sowie Grenzen von elektrischen oder thermischen Methoden aufgezeigt, die zum Schutz vor Überlastung eines mechanischen Übertragungsmittels dienen.

1 Grundsätzliche Schutzmöglichkeiten

Überlastvorrichtungen für Elektromotoren der Zündschutzart „e“ (erhöhte Sicherheit) zählen laut Abschnitt 3.10 der ATEX-Leitlinien [1] zu den Sicherheits-, Kontroll- und Regelvorrichtungen nach ATEX 95. Sie dürfen nur in Verkehr gebracht werden, wenn ihre Funktionssicherheit durch eine EG-Baumusterprüfung bestätigt wurde [2]. Die stromabhängig, thermisch verzögerten Bimetallauslöser und auch die direkte Temperaturüberwachung durch Thermistoren erfassen unzulässige Überlastungen im Normalbetrieb wie auch die vorhersehbaren Störungsfälle durch Zweileiterbetrieb oder gar einen festgebremsten Läufer (Blockierung) [3]. Die im Bild 1 angegebenen Schutzmöglichkeiten für den Motor kommen

bei sinnvoller Kombination einem Vollschutz nahe (Einzelheiten zu diesem Thema siehe [4]). Von den vielfältigen Überlastungsmöglichkeiten für ein Getriebe wird aber nur die lang andauernde, durch die Stromaufnahme des Motors dargestellte Überlastung erfasst. Bei dem Getriebe müssen die im Bild 1 nur unvollständig angegebenen Überlastungsmöglichkeiten auf andere Weise vermieden werden. Dies lässt sich u. a. erreichen durch:

- richtige Planung des Antriebs und der Übertragungsmittel,
- fachgerechte Montage (z. B. Vermeidung von Fluchtungsfehlern) sowie
- wiederkehrende Prüfung (z. B. Aufrechterhaltung der sicheren Schmierung).

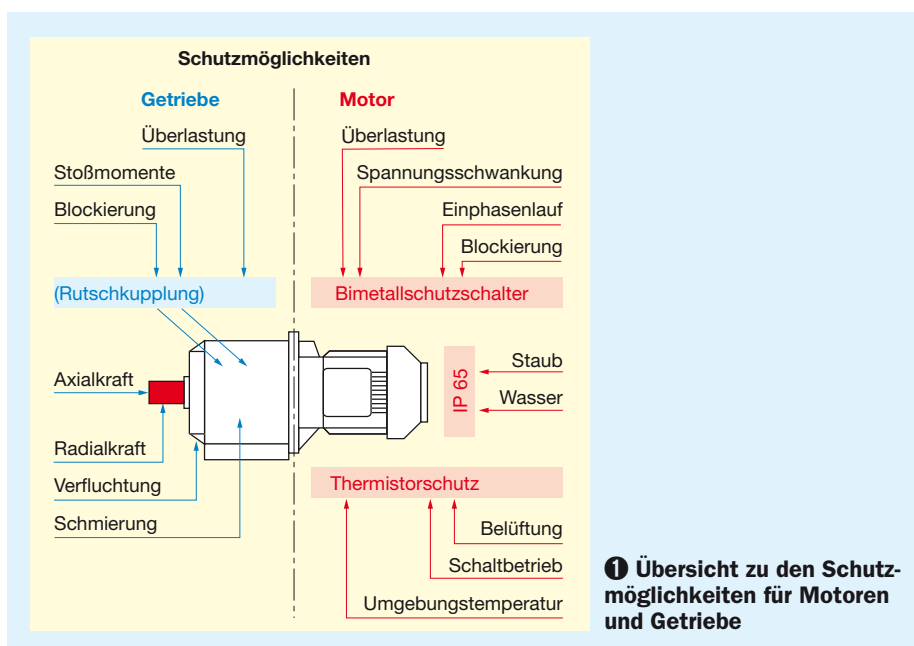
2 Betriebsfaktoren für Getriebemotoren

2.1 Gründe für ihre Anwendung

Getriebemotoren werden nach einem bedarfsgerechten, breit angelegten und eng gestuften Baukastensystem konstruiert und zusammengestellt. Bei ihrer Entwicklung kann – anders

Autor

Obering. *Helmut Greiner* war Mitglied in verschiedenen DKE- und IEC-Gremien und ist heute als beratender Ingenieur tätig, Aichwald.



Berücksichtigt die neue DIN VDE 0701/0702!



■ Das Buch vermittelt Ihnen die rechtlichen und technischen Festlegungen beim Prüfen. Sie erfahren welche Vorgaben bei der Umsetzung in der betrieblichen Praxis zu beachten sind.

■ Enthalten sind Angaben zum ordnungsgemäßen Vorbereiten sowie normgerechten Durchführen der Prüfungen

■ Die CD-ROM enthält u. a. Software-Demoversionen, Mustervorlagen und Produktabbildungen

TIPP: Abonnenten der Fachzeitschrift **ELEKTROPRAKTIKER** erhalten 10 % Rabatt auf Bücher der **ELEKTROPRAKTIKER-BIBLIOTHEK** (Bitte bei Bestellung Kunden-Nr. angeben.)

Bödeker, Prüfung ortsfester und ortsveränderlicher Geräte, 6., aktual. Aufl. 2008, ca. 260 S., inkl. CD-ROM, Broschur, Bestell-Nr. 3-341-01546-9, ca. € 29,80 Erscheint September 2008

shop huss

HUSS-MEDIEN GmbH
10400 Berlin

Direkt-Bestell-Service:

Tel. 030 42151-325 · Fax 030 42151-468

E-Mail: bestellung@huss-shop.de

www.huss-shop.de

Jetzt bestellen!

Ich bestelle zur Lieferung gegen Rechnung zzgl. Versandkosten zu den mir bekannten Geschäftsbedingungen beim **huss-shop**, **HUSS-MEDIEN GmbH, 10400 Berlin**

KUNDEN-NR. _____ Ich bin ep-Abonnent ☐
(siehe Adressaufkleber oder letzte Warenrechnung)

Expl.	Bestell-Nr.	Titel	€/Stück
	Bitte senden Sie mir sobald erschienen:		
	3-341-01546-9	Bödeker, Prüfung ortsfester und ortsveränderlicher Geräte	ca. 29,80

Firma/Name, Vorname _____

Branche/Position/z. Hd. _____

Telefon/Fax _____

E-Mail _____

Straße, Nr./Postfach _____

Land/PLZ/Ort _____

Datum/Unterschrift _____ ep0808

als bei Fahrzeug- oder Großgetrieben – der spätere spezielle Einsatzfall noch nicht berücksichtigt werden. Wichtigste Kenngröße eines solchen Seriengetriebes ist das Nennmoment, das im Dauerbetrieb bei einer akzeptablen Lebensdauer abgegeben werden kann. Dank ihrer kompakten Bauweise lösen die Getriebemotoren ständig neuartige und immer mehr Antriebsaufgaben. Aufgrund der starken Verbreitung der Getriebemotoren ergibt sich zwangsläufig, dass der Antrieb an die unterschiedlichsten Belastungsbedingungen angepasst werden muss. Die in den Bildern ② und ③ dargestellten Beispiele sollen die weite Spanne der Belastungen verdeutlichen.

2.2 Aufgabe der Betriebsfaktoren

Um die zuvor beschriebenen beiden Antriebsfälle vergleichen zu können, muss jeweils ein fiktives Drehmoment gebildet und verglichen werden. Diese aus dem jeweiligen Lastkollektiv errechneten Drehmomente sollen äquivalent sein, d. h. sie sollen bei Dauerbetrieb zur gleichen Lebensdauer der entsprechenden Getriebegrößen führen wie bei Belastung mit dem tatsächlichen Drehmoment. Die zurückgezogene Richtlinie VDI 2151 gab sinngemäß folgende Definition des Betriebsfaktors:

Der Betriebsfaktor f_B ist die Zahl, mit der das Nenndrehmoment M_N der Arbeitsmaschine multipliziert werden muss, um ein fiktives Drehmoment M_N zu erhalten, das bei zeitlich konstanter, beliebig langer Einwirkung auf die Abtriebswelle des Getriebes gleiche Sicherheit gegen Getriebschäden gewährleistet wie das tatsächlich wirksame, zeitlich veränderliche Drehmoment (Bild ④).

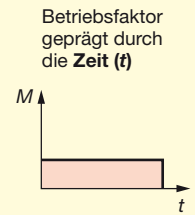
Die Auslegung des Getriebes ist richtig, wenn seine Dauerbelastbarkeit gleich dem fiktiven Nennmoment M_N ist.

Die Bildung eines äquivalenten Bemessungsmomentes aus dem Lastkollektiv M_a , M_{L1} , M_{L2} , M_{L3} unter Berücksichtigung der jeweiligen Einwirkzeiten und der Gesamtlaufzeit erfordert einen erheblichen Berechnungsaufwand. In dem für Getriebemotoren üblichen, vereinfachten Verfahren werden die über das Nennmoment der Arbeitsmaschine hinausgehenden Drehmomente (z. B. M_a , M_{L2} und M_{L3}) durch einen Stoßgrad erfasst und berücksichtigt. Für Planer und Anwender von Getriebemotoren ergeben sich folgende Vorzüge durch das Verwenden von Betriebsfaktoren:

- Der serienmäßig und somit kostengünstig konstruierte und hergestellte Antrieb wird für die spezielle Antriebsaufgabe optimiert.
- Betriebsbedingte Drehmomentstöße der Arbeitsmaschine und zusätzliche Stoßbeanspruchungen wegen ungeeigneten Übertragungsmitteln werden bewertet und entweder durch geeignete Planung reduziert oder bei der Bemessung des Getriebes berücksichtigt, sodass Getriebschäden weitgehend vermieden werden.

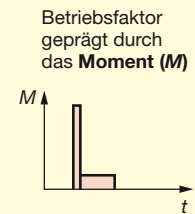
② Aerator, der ein Trinkwasserbecken mit Sauerstoff anreichert

Dauerbetrieb: 24 Stunden pro Tag; 365 Tage pro Jahr



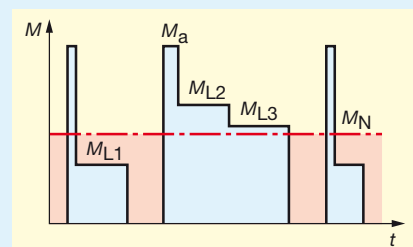
③ Kraftwerkskran zur Revision von Turbine und Generator

Kurzzeitbetrieb: Wenige Minuten pro Jahr



Tafel ① Übliches Schema für die Bestimmung des Betriebsfaktors

Stoßgrad	Belastungsart	Betriebsdauer pro Tag			
	Arbeitsweise der angetriebenen Maschine	3 h/d	8 h/d	16 h/d	24 h/d
I	gleichmäßig kleinere zu beschleunigende Massen	0,8	1,0	1,25	1,6
II	mäßige Stöße mittlere zu beschleunigende Massen	1,0	1,25	1,5	1,8
III	heftige Stöße größere zu beschleunigende Massen	1,25	1,6	1,8	2,0



④ Erläuterung zur Definition des Betriebsfaktors

M_a – Beschleunigungsmoment
 M_L – Lastmomente 1, 2, 3
 M_N – Fiktives Nennmoment (Bemessungsmoment) für eine äquivalente Dauerbelastung bei gleicher Lebensdauer und Sicherheit

Tafel ② Vergleich der theoretischen und praktisch verwendeten Betriebsfaktoren

tatsächliche Laufzeit pro Tag t_D [h/d]	3	8	16	24
theoretischer Faktor bei Basis $t_D = 8$ h/d	0,67	1,0	1,26	1,44
praktischer Faktor in üblichem Schema	0,8	1,0	1,25	1,6

Tafel ③ Stoßgrad-Grenzwerte nach [5]

Stoßgrad	Beschreibung	kurzzeitig zulässige Überlastung
I	gleichförmig ohne Stöße	$M/M_N \leq 1$
II	mäßige Stöße	$1,0 < M/M_N \leq 1,6$
III	heftige Stöße	$1,6 < M/M_N \leq 2$

2.3 Übliches Schema

Die meisten Hersteller von Getriebemotoren verwenden für die Bestimmung des Betriebsfaktors ein einfaches Schema mit den Parametern tägliche Betriebszeit und Stoßgrad wie z. B. in Tafel ① dargestellt. Ausgehend von diesem Grundschemata wird teilweise noch eine weitere Stufe für die Betriebszeit und/oder die Schalthäufigkeit ergänzt. Schemata dieser Art sind zwar weit verbreitet, jedoch keineswegs genormt. Bei einer Durchsicht der Kataloge von 42 Herstellern ergab sich, dass dem Betriebsfaktor 1,0 bei dem Stoßgrad I

sehr unterschiedliche Laufzeiten pro Tag zugeordnet werden.

2.4 Faktor für die tägliche Betriebszeit

Für die Bewertung der täglichen Betriebszeit bei der Festlegung des Betriebsfaktors gibt es objektive, d. h. technisch begründete und messtechnisch überprüfbare Kriterien. Die tägliche Laufzeit ist durch den Verwendungszweck – z. B. Antrieb eines Rollladens oder einer Tür – fest vorgegeben oder im Zweifelsfall durch die Verwendung eines Zeitmessers

zu ermitteln. Oft wird es auch notwendig sein, einen Schätz- oder Mittelwert festzulegen. Wenn alle Verzahnungen (außer Schneckenradsätze) dauerhaft ausgelegt sind, kann die genormte Lebensdauerberechnung für Wälzlager als Maßstab verwendet werden. Nach DIN ISO 281 sowie auch nach der modifizierten Lagerberechnung gilt grundsätzlich Folgendes für die nominelle Lebensdauer von Wälzlagern:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

L_{10} – Nominelle Lebensdauer in Millionen Umdrehungen

C – Dynamische Tragzahl in N (Newton)

P – Äquivalente dynamische Lagerbelastung in N

p – Exponent (z. B. bei Kugellagern: $p = 3$; bei Rollenlagern: $p = 10/3$)

Unter Verwendung des Exponenten für Kugellager ($p = 3$) und für gleiche Lebenserwartung in Jahren bei verschiedenen täglichen Laufzeiten lässt sich folgende Abhängigkeit für den Betriebsfaktor angeben:

$$f_B \equiv K^{\frac{1}{3}}$$

f_B – Betriebsfaktor

K – Faktor für Veränderung der täglichen Laufzeit gegenüber der Festlegung für $f_B = 1,0$

Die praktisch verwendeten Betriebsfaktoren weichen nur gering von den theoretischen Werten ab, wie Tafel 2 zeigt.

2.5 Faktor für den Stoßgrad

Während für den Parameter „Zeit“ objektive Kriterien verfügbar sind, wird der Stoßgrad meistens einer subjektiven Beurteilung überlassen. Nicht nur in üblichen Festlegungen, sondern auch in den relevanten Normen ist von „mäßigen“, „mittleren“ oder „heftigen“ Stößen in die Rede. Objektive Grenzwerte für die zulässigen Drehmomentstöße finden sich hingegen nur in wenigen Hersteller-Festlegungen [5]. Bei der Einteilung in Stoßgrade ist entsprechend Tafel 3 zu unterscheiden. Auch die Arbeitsmaschine kann eine Drehmomentüberlastung verursachen. Mit dem Stoßgrad soll vor allem eine bekannte oder vorhersehbare Drehmomentzunahme berücksichtigt werden, die durch die übliche Arbeitsweise der angetriebenen Maschinen verursacht wird. Derartige Überlastungen können z. B. auftreten durch:

- Schwergängigkeit bei tiefen Umgebungstemperaturen,
- den Anfangswiderstand eines zähen Rührmediums,
- den gelegentlichen Transport eines überschweren Stückgutes,
- Hartstellen beim Verarbeiten von ungleichmäßig zusammengesetztem Material und

- das Zerkleinern von Hartteilen bei einem bestimmungsgemäßen Gebrauch eines Brechers oder Mischers.

Entsprechend dieser Definition sind die Überlastungen beim Stoßgrad III auf zweifaches Bemessungsmoment begrenzt – diese Grenze ergibt sich auch schon aus Rücksicht auf die externen Übertragungselemente sowie die Bemessung der angetriebenen Maschine. Im Gegensatz zu nahezu allen genormten oder üblichen Systemen für die Ermittlung des Betriebsfaktors werden in [5] statt den subjektiv interpretierbaren Begriffen klare und objektive Grenzwerte für den Stoßgrad genannt (Tafel 3). Keinesfalls kann anhand des Stoßgrades und eines entsprechenden Betriebsfaktors eine extreme Überbeanspruchung abgedeckt werden, die sich aus dem unsachgemäßen Gebrauch einer Arbeitsmaschine ergeben kann, wie z. B.:

- Blockierung eines Brechers durch zu große oder zu harte Teile,
- Aufprall eines Kranfahrwerkes auf einem Puffer,
- Anlauf eines Mischers gegen ein festgebackenes Material sowie
- Blockierung eines Kettenantriebs durch Fremdkörper.

Die Drehmomentspitzen, die aus einem derartigen, unvorhersehbaren und blockierungsartigen Vorgang resultieren, können nur durch die Verwendung eines mechanischen Überlastschutzes (z. B. Rutschkupplung, Flüssigkeitskupplung, Rutschnabe, Scherbolzen) abgebaut werden.

Schutzeinrichtungen auf elektrischer, elektronischer oder thermischer Basis bleiben wirkungslos, weil sie zwar die Energiezufuhr aus dem Netz unterbrechen – nicht jedoch die zerstörende Rotationsenergie des Motorläufers beseitigen.

Ausführlichere Hinweise zu dieser Thematik finden sich in [4].

2.6 Stoßgrade von Arbeitsmaschinen

Sowohl in Normen und Richtlinien wie auch in branchen- oder herstellerspezifischen Unterlagen werden den üblichen Arbeitsmaschinen Stoßgrade zugewiesen. Wenn hier z. B. einem Brecher oder einer Presse der Stoßgrad III zugeordnet wird, so ist dies berechtigt. Andererseits kann z. B. ein Gurtbandförderer unter günstigen Voraussetzungen den Stoßgrad I haben, der jedoch bei Schaltbetrieb, hoher Geschwindigkeit und Übertragung durch eine lose Kette dann rasch zum Stoßgrad III wird. Aus diesem Grund sollte die Einteilung nach Tabellen keinesfalls unesehen übernommen werden. Sie lässt sich als grobe Orientierung nutzen, doch für die endgültige Zuordnung des Stoßgrades sollten objektive Kriterien – vor allem der Trägheitsfaktor, die Schaltheufigkeit und die Art der Übertragungsmittel – berücksichtigt werden.

Mit Sachverstand verantwortungsbewusst Handeln



NEU

■ Wer als Elektrofachkraft für explosionsgefährdete Betriebsanlagen Verantwortung zu übernehmen hat, ob als Planer, Errichter oder in der Instandhaltung, braucht kritischen Sachverstand.

■ Wichtig sind Kenntnisse der Methoden und Maßnahmen des Explosionsschutzes, der Rechtsnormen, Regeln und technischen Normen sowie eine richtige Einschätzung der eigenen Kompetenz.

■ Durch die thematisch geordnete Übersicht aller Fragen im Inhaltsverzeichnis finden Sie schnell die gesuchten Antworten.

Pester, Explosionsschutz elektrischer Anlagen, 3., aktual. Aufl. 2008, 398 S., 122 Abb., Broschur, Bestell-Nr. 3-341-01526-1, € 48,00

TIPP: Abonnenten der Fachzeitschrift ELEKTROPRAKTIKER erhalten 10 % Rabatt auf Bücher der ELEKTROPRAKTIKER-BIBLIOTHEK
(Bitte bei Bestellung Kunden-Nr. angeben.)

shop huss

HUSS-MEDIEN GmbH
10400 Berlin

Direkt-Bestell-Service:
Tel. 030 42151-325 · Fax 030 42151-468
E-Mail: bestellung@huss-shop.de
www.huss-shop.de

Jetzt bestellen!

Ich bestelle zur Lieferung gegen Rechnung zzgl. Versandkosten zu den mir bekannten Geschäftsbedingungen beim **huss-shop**, **HUSS-MEDIEN GmbH, 10400 Berlin**

KUNDEN-NR.
(siehe Adressaufkleber oder letzte Warenrechnung)

Expl.	Bestell-Nr.	Titel	€/Stück
	3-341-01526-1	Pester, Explosionsschutz elektrischer Anlagen	48,00

Firma/Name, Vorname

Branche/Position/z. Hd.

Telefon/Fax

E-Mail

Straße, Nr./Postfach

Land/PLZ/Ort

Datum/Unterschrift

ep0808

Preisänderungen und Liefermöglichkeiten vorbehalten

3 Massenträgheitsmoment

Die Gesetzmäßigkeit, dass sich das von dem Motor entwickelte Beschleunigungsmoment M_a linear auf die Massen verteilt, ist für die Belastung des nachgeschalteten Getriebes wichtig. Die im System vorhandene Massenträgheit wird als Trägheitsfaktor FI (Factor of Inertia) angegeben:

$$FI = \frac{J_{\text{ext}} + J_{\text{rot}}}{J_{\text{rot}}}$$

FI – Trägheitsfaktor

J_{ext} – externes Massenträgheitsmoment

J_{rot} – Rotor-Massenträgheitsmoment

Der nach außen fließende Anteil des Beschleunigungsmomentes errechnet sich aus

$$\frac{M_{\text{ext}}}{M_a} = \frac{J_{\text{ext}}}{\sum J} = \frac{J_{\text{rot}} \cdot (FI - 1)}{J_{\text{rot}} \cdot FI} = \frac{FI - 1}{FI}$$

Diese Betrachtung macht deutlich, weshalb dem Trägheitsfaktor FI bei der Bestimmung des Stoßgrades eine wesentliche Funktion zukommt.

4 Schalthäufigkeit

Für ein Lastkollektiv ist neben der Höhe des über das Getriebe fließenden Beschleuni-

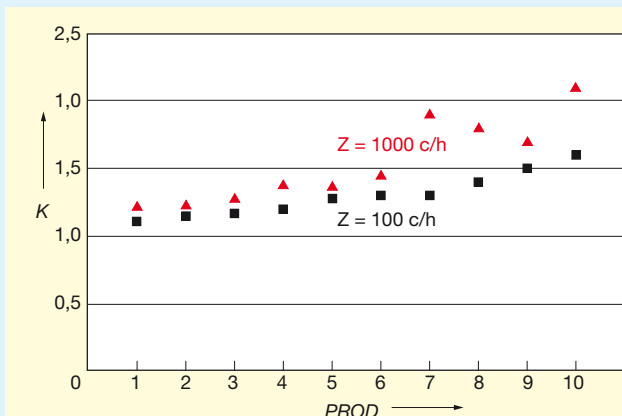
gungsmoments auch die Häufigkeit der Vorgänge – die Schalthäufigkeit – wichtig. Bei 1000 Schaltungen pro Stunde mit einer Hochlaufzeit von jeweils 1 s steht das Getriebe während einer Stunde 1000 Sekunden lang – also fast 30 % der Zeit – unter erhöhtem Drehmoment. Noch wichtiger als diese rechnerisch erfassbare Belastungszeit erscheint jedoch, dass jede Drehzahländerung zu dynamischen Drehmomentspitzen führen kann, die einer Berechnung kaum zugänglich sind. Der Einfluss der Schalthäufigkeit auf den Betriebsfaktor wird daher – wenn überhaupt – meist empirisch und von Hersteller zu Hersteller unterschiedlich bewertet. Bild 5 zeigt für zehn verschiedene Hersteller, wie sich der Betriebsfaktor bei 100 bzw. 1000 Schaltungen pro Stunde ändert. Tafel 4 enthält Beispiele für eine Bewertung der Schalthäufigkeit bei $t_d > 8 \text{ h/d}$ und dem Stoßgrad I [5].

Die relativ starke Bewertung kleiner Schalthäufigkeiten und die nur moderate zusätzliche Steigerung bei sehr hohen Schalthäufigkeiten bei dem Hersteller 6 hat einen guten Grund: Im Schaltbetrieb können falsch gewählte, spielbehaftete Übertragungsmittel (Ketten oder Klauenkupplungen) erhebliche Spitzenermomente erzeugen ([5], Abschn. 9 und 10). Die Beanspruchungen können in die Größenordnung der Bruchfestigkeit kommen. Es ist daher ein Gebot der Sicherheit, den Betriebsfaktor schon bei geringer Schalthäufigkeit kräftig anzuheben. Auf dieser sicheren Basis muss dann bei extrem hohen Lastwechselzahlen nicht sehr viel zusätzlich für die Zeitfestigkeit getan werden. Ohnehin erscheint es zweckmäßiger, den Schaltbetrieb durch die Wahl geeigneter Übertragungsmittel nach Abschnitt 5 zu „entschärfen“, anstatt den Betriebsfaktor (also die Getriebegröße) drastisch zu erhöhen.

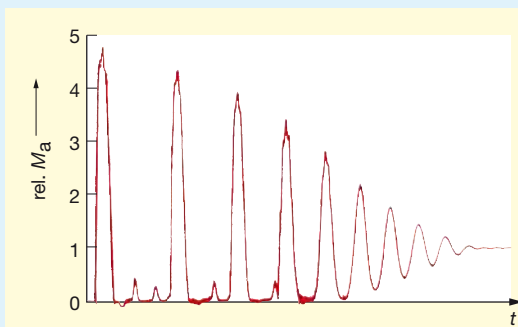
Ein aufgrund des Stoßgrads vergrößertes Getriebe benötigt nicht auch noch den vollen Vergrößerungsfaktor wegen der Schalthäufigkeit. Bei dieser Betrachtungsweise ergibt sich eine natürliche obere Grenze für den Betriebsfaktor bei etwa dem Wert 2. Die von einigen Herstellern praktizierte Hintereinanderschaltung aller Faktoren mit einem Endergebnis bis zu 6 erscheint zwar mathematisch logisch, aber technisch nicht sinnvoll.

5 Stoßdämpfende Kupplung als Übertragungsmittel

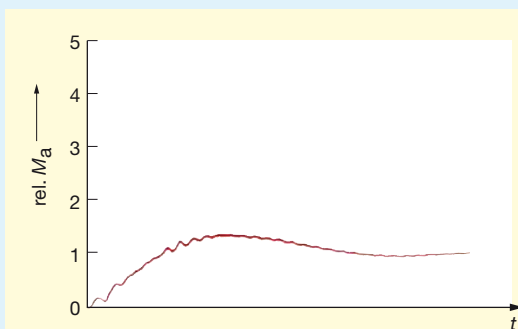
Im Vergleich zu den bekannten Systemen für die Bestimmung des Betriebsfaktors kommt bei dem in [5] beschriebenen Ansatz dem Einfluss des Übertragungsmittels eine wichtige Rolle zu. Von den darin näher beschriebenen Systemen mit „stoßdämpfender“, „stoßneutraler“ oder „stoßverstärkender“ Eigenschaft wird hier aus Platzgründen nur die vorzugsweise empfohlene Variante behandelt.



5 Bewertung der Schalthäufigkeiten
Z = 100 c/h sowie Z = 1000 c/h
Multiplikator K für den Betriebsfaktor durch zehn verschiedene Hersteller (PROD)



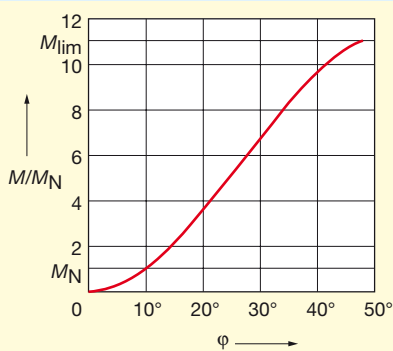
6 Drehmomentspitzen bei harter Blockierung Stahl auf Stahl



7 Drehmomentdämpfung bei weicher Blockierung durch Zwischenschaltung einer hochelastischen Wellenkupplung

Tafel 4 Bewertung der Schalthäufigkeit bei $t_d > 8 \text{ h/d}$ und Stoßgrad I

Schalthäufigkeit $Z \text{ (c/h)}$	$1 < Z \leq 100$	$100 < Z \leq 1000$	$1000 < Z$
Betriebsfaktor f_B	1,3	1,45	1,5

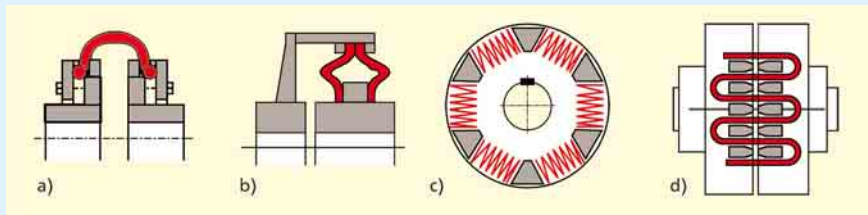


8 Typische Verdrehcharakteristik einer hochelastischen Wellenreifen-Kupplung

Verdrehwinkel φ in Abhängigkeit von dem Drehmoment M bis zum Bruch M_{lim}

9 Beispiele für Kupplungssysteme mit relativ hoher elastischer Verformbarkeit

a) Gummireifen; b) Gummiwulst; c) Schraubenfedern; d) Schlangenfedern



Hochelastische Wellenkupplungen können dynamisch erzeugte Drehmomentspitzen abbauen. Sollten sie darüber hinaus konstruktionsbedingt kein Spiel haben, sind sie eine ideale Voraussetzung für die Einordnung unter Stoßgrad I – vor allem bei Schaltbetrieb. Wenn das elastische Glied eine extrem hohe Verdrehung erlaubt, dann kann es die Schwungradenergie des Motorläufers aufnehmen und sogar die Wirkung einer Rutschkupplung ersetzen. Das Bild 6 zeigt die mit einer Drehmoment-Messnabe aufgenommenen und mit Hilfe eines Schreiber aufgezeichneten Drehmomentspitzen bei einer harten Blockierung Stahl auf Stahl. Wird bei gleichbleibenden Bedingungen eine hochelastische Wellenreifen-Kupplung in den Drehmomentfluss zwischengeschaltet, so wird die Drehmomentspitze gemäß Bild 7 erheblich reduziert.

Das Diagramm im Bild 8 ist repräsentativ für diese Kupplungsreihe und zeigt, dass eine sehr große Verdrehung φ auftreten kann, ehe der Gummireifen reißt. Damit ist die Voraussetzung für einen Abbau von Drehmomentspitzen gegeben. Wenn die Kupplung in einem Notfall die Funktion von Scherstiften oder einer Rutschkupplung übernimmt, so wiegt der Verlust des Wellenreifens gering im Vergleich zu den Schäden, die sonst an dem Getriebe oder an der Arbeitsmaschine entstehen könnten. Ein Tauschen des Wellenreifens ist ohne Abbau von Antrieb und Arbeitsmaschine leicht möglich. Bild 9 enthält Beispiele für Kupplungssysteme mit einer relativ hohen elastischen Verformbarkeit.

6 Zusammenfassung

Die Getriebeteile von ATEX-Getriebemotoren sind meistens in den Zündschutzarten „c“ (Konstruktive Sicherheit) und „k“ (Flüssigkeits-

kapselung) ausgeführt. Definition für „c“ [6]: „Eine Explosionsschutzart, bei der bauliche Maßnahmen angewendet werden, um Schutz gegen eine mögliche Entzündung durch bewegte Teile erzeugte heiße Oberflächen, Funken und adiabatische Kompressionen sicherzustellen.“

Die „baulichen Maßnahmen“ der Zündschutzart „c“ können nur innerhalb begrenzter Belastungen die gewünschte Sicherheit bieten. Da die Möglichkeiten für einen Überlastungsschutz von Getriebebauteilen sehr eingeschränkt sind, müssen die zulässigen Betriebs-Parameter möglichst genau und praxisgerecht definiert und dokumentiert werden. Für Getriebemotoren haben sich diesbezüglich herstellereigenspezifische Systeme von Betriebsfaktoren bewährt, die in Kurzform Teil der Kennzeichnung und der Betriebsanleitung sein sollten. Errichter und Betreiber sollten diese Vorgaben beachten, da im Gegensatz zum Antriebsmotor keine Überlast-Schutzeinrichtung für das Getriebe wirksam wird.

Literatur

- [1] ATEX-Leitlinien – Leitlinien zur Anwendung der Richtlinie 94/9/EG des Rates vom 23. März 1994; Zweite Ausgabe Juli 2005.
- [2] Greiner, H.: Explosionssgeschützte Elektromotoren; Auswahl, Einstellung und Prüfen der Überlast-Schutzeinrichtung; Elektropraktiker, Berlin 61 (2007) 1; S. 42–44.
- [3] Greiner, H. u. a.: Elektroinstallation und Betriebsmittel in explosionsgefährdeten Bereichen; Hüthig & Pflaum Verlag, München/Heidelberg, 2006.
- [4] Greiner, H.: Schutzmaßnahmen bei Drehstrom-Getriebemotoren. Publikation der Fa. Danfoss Bauer GmbH, (2004)
- [5] Greiner, H.: Betriebsfaktoren. Elektronische Publikation EP 3200 der Fa. Danfoss Bauer GmbH, (2000).
- [6] DIN EN 13463-5:2004-03 Nicht-elektrische Geräte für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen – Teil 5; Schutz durch Konstruktive Sicherheit „c“.

In Zukunft
brauchen Sie nicht
schwarzzusehen!



Schwarz wie die Nacht sind die ASI™-Dünnschicht-Module von SCHOTT Solar. Nur machen die in der Regel taghell, weil sie Energie produzieren. Und das für Jahrzehnte. Darauf gibt SCHOTT Solar Ihnen 20 Jahre Garantie. Außerdem erwirtschaften diese Module hohe Erträge, auch wenn das Dach nicht optimal ausgerichtet ist und hohe Außentemperaturen herrschen. Übrigens sind sie so verarbeitet, dass sie wie kristalline Module montiert und verschaltet werden können. Alles made in Germany. Da brauchen Sie nicht schwarzzusehen. Mehr über eine helle Solarzukunft unter: www.mhh-solartechnik.de



MHH Solartechnik GmbH
Tübingen · München · Nürnberg · Duisburg
www.mhh-solartechnik.de