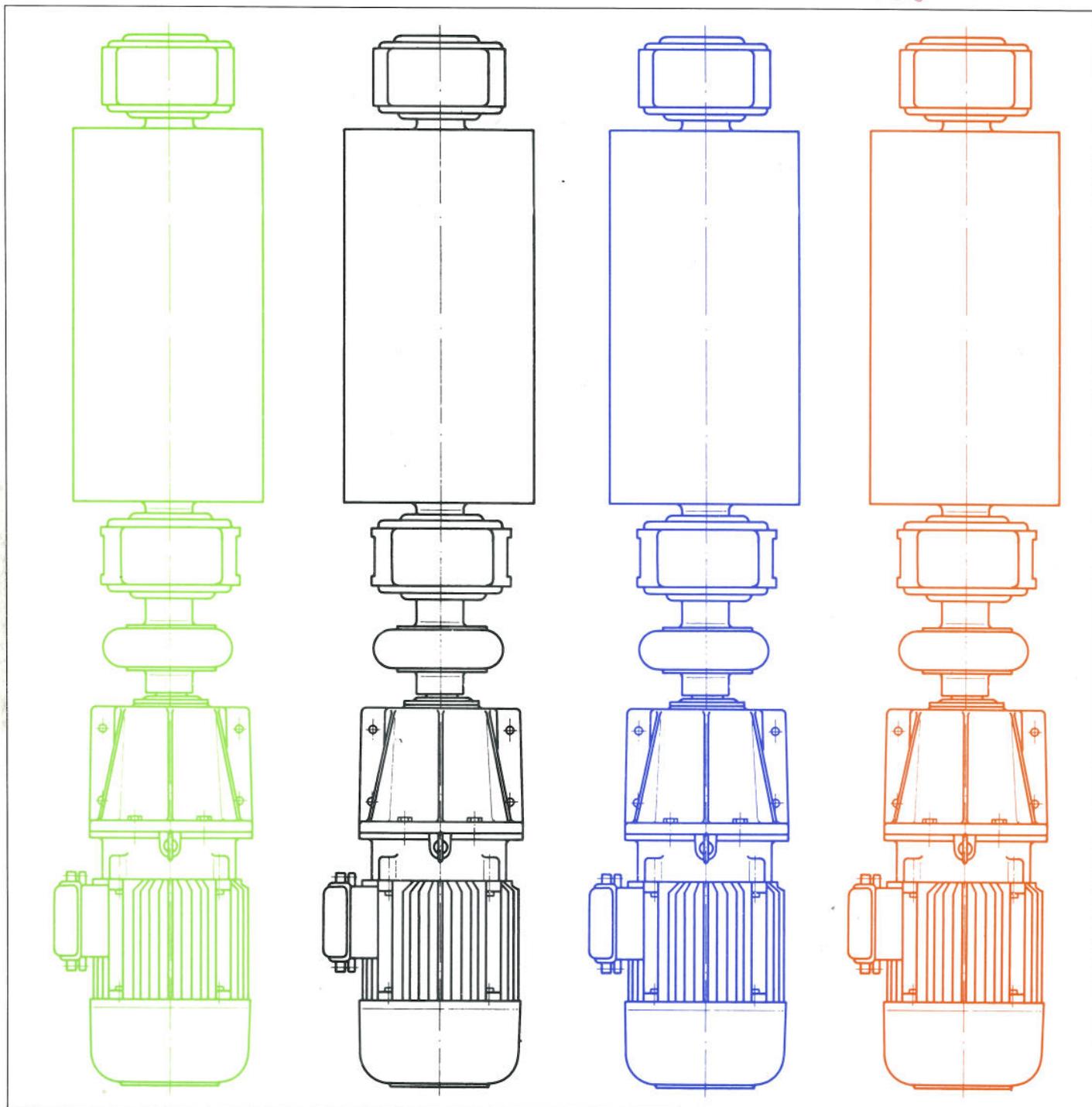


BAUER

Auswahl von
Rollgangs-Antrieben

SD 887

TM 755



Inhaltsverzeichnis

- 1 Gruppenantrieb von mehreren Rollen durch einen Rollgangs-Motor
- 2 Einzelantrieb von Rollen über Kupplung und Rollgangs-Getriebe-Motor
- 3 Einzelantrieb von Getriebe-Rollen über angeflanschten Rollgangs-Motor
- 4 Einzelantrieb von Rollen über Aufsteck-Rollgangs-Getriebe-Motor
- 5 Rollen mit eingebautem Getriebe und Motor
(Trommel-Motoren in Sonderausführung)
- 6 Wahl der Kupplung
- 7 Berechnung der Motorgröße nach dem Anzugsmoment
- 8 Berechnung der Rollen- und Motordrehzahl
- 9 Berechnung der Anlauf- und Bremszeit
- 10 Beschleunigungsziffer B
- 11 Kurzschluß-Stillstandszeit
- 12 Schutz der Motorwicklung im Schaltbetrieb
- 13 Isolation der Ständerwicklung
- 14 Elektrische Bremsung
- 15 Gleichstrom-Rollgangs-Motoren
- 16 Drehzahl-Steuerung durch Frequenzänderung
- 17 Vergleich hochpoliger Motoren mit Getriebe-Motoren
- 18 Versuchserfahrungen mit Rollgangs-Getriebe-Motoren
- 19 Schmierung von Rollgangs-Getrieben
- 20 Betriebserfahrungen mit Rollgangs-Antrieben

Die Antriebe von Rollgängen in Walzwerken sind nach besonderen Gesichtspunkten auszuwählen, die von der Projektierung eines anderen Antriebes erheblich abweichen. Während nämlich die meisten Antriebe nach der geforderten Dauerleistung zu bemessen sind, wechseln beim Rollgangs-Motor Gegenstrom-Bremungen, Anläufe und Leerlaufperioden in rascher Folge. Die eigentliche Transportleistung ist relativ gering.

Neben diesen besonderen Anforderungen sind es vor allem die oft schwierigen mechanischen Beanspruchungen und die teilweise recht erheblichen Temperatureinflüsse, die eine sorgfältige Projektierung von Rollgangs-Antrieben notwendig machen.

1 Gruppenantrieb von mehreren Rollen durch einen Rollgangs-Motor

Beim Gruppenantrieb kann sich die volle Antriebsleistung des Motors auf die jeweils tragenden Rollen konzentrieren, während die leerlaufenden Rollen entsprechend ihrem Massenträgheitsmoment beim Schalten zwar Brems- und Beschleunigungsleistung, jedoch im Lauf fast keine Dauerleistung benötigen. Im Gegensatz zum Einzelantrieb, wo an jeder Rolle die kurzzeitig benötigte Spitzenleistung zur Verfügung stehen muß, kann beim Gruppenantrieb die installierte Gesamtleistung also erheblich niedriger liegen.

Trotz der geringeren Anlagekosten werden Gruppenantriebe in modernen Walzwerken möglichst vermieden und in bestehenden Anlagen häufig auf Einzelantrieb umgestellt, da sie folgende grundsätzliche Nachteile aufweisen:

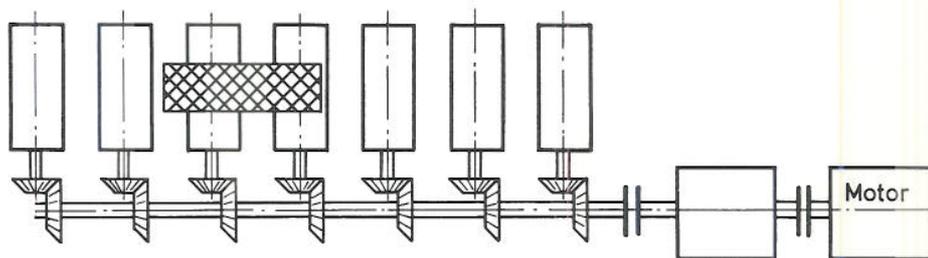


Bild 1 Prinzip-Darstellung eines Gruppenantriebes für einen Rollgang

1.1 Die zum Antrieb der einzelnen Rollen notwendigen Zwischenglieder (zum Beispiel Kegelräder oder Ketten) geben die wechselseitig wirkenden Drehmomentstöße in voller Höhe oder – bei großem Spiel – sogar in unkontrollierbarer Verstärkung weiter.

1.2 Die Untersetzung von der Hauptwelle zur Rolle ist praktisch nur offen auszuführen und deshalb durch Verschmutzung stark gefährdet. Wartungsaufwand und Verschleiß sind entsprechend hoch.

1.3 Eine Betriebsstörung am Antriebsmotor oder Getriebe, an einer Kupplung oder an den Kegelrädern führt zwangsläufig zu einer Stillsetzung der Gruppe und damit zu Produktionsausfällen.

Demgegenüber kann der Einzelantrieb einer Rolle ohne Betriebsunterbrechung abgebaut oder ausgetauscht werden.

2 Einzelantrieb von Rollen über Kupplung und Rollgangs-Getriebe-Motor

Bei Einzelantrieb der Rolle ist es zweckmäßig, jede offene Untersetzung zu vermeiden und statt dieser eine hochelastische, spielfreie Kupplung zu verwenden. Als Antrieb bietet sich die kompakte, geschlossene Konstruktionseinheit des Getriebe-Motors an, dessen Drehzahl an der Arbeitswelle an alle praktisch vorkommenden Abstufungen von Rollendurchmesser und Transportgeschwindigkeit angepaßt werden kann. (Vergleiche auch die Abschnitte 8 und 17). Baugröße und elektrische Auslegung des Getriebe-Motors sind also auf die besonderen Anforderungen des Rollgangsbetriebes abzustimmen: Vor allem bei hohen Schalt- und Reversierzahlen sind deshalb die niederpoligen, für die

Abgabe einer Dauerleistung bemessenen Listenmotoren durch besonders ausgewählte Rollgangs-Getriebe-Motoren zu ersetzen, die sich dank ihrer robusten Ausführung schon in vielen Anlagen bestens bewährt haben.

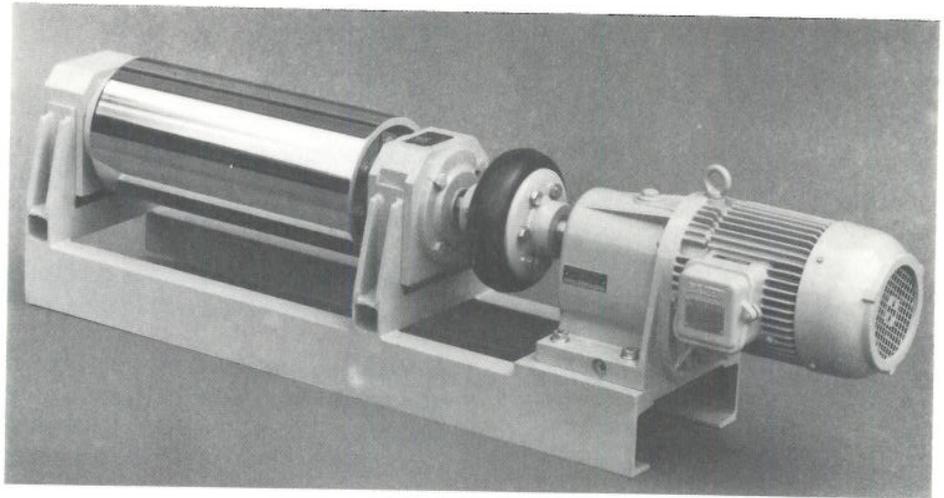
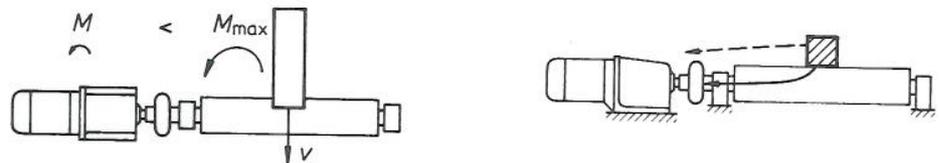


Bild 2.1 Einzelantrieb einer Rolle über hochelastische, spielfreie Kupplung und Rollgangs-Getriebe-Motor

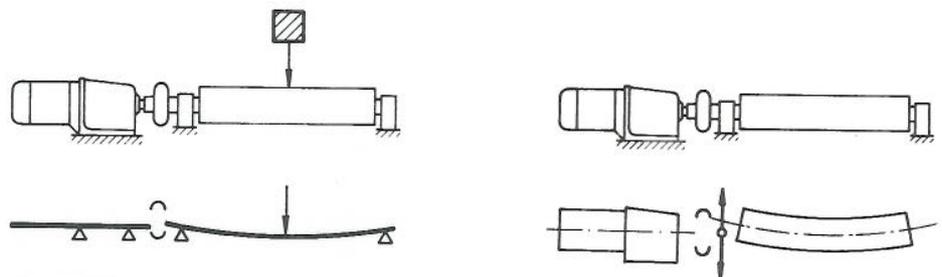
Bei der beschriebenen Anordnung ergeben sich eine Reihe wichtiger Gesichtspunkte:



2.1 Die wechselseitig wirkenden Drehmomentstöße können durch eine spielfreie und hochelastische Kupplung wesentlich gedämpft werden. Um diese Aufgabe voll erfüllen zu können, darf die Kupplung nicht zu „sicher“ bemessen werden: Sie soll also knapp gewählt werden, damit sie eine genügende Elastizität (= Stoßdämpfung) aufweist. Erleichternd für die Kupplung kommt hinzu, daß das vom Motor entwickelte maximale Drehmoment (= Anzugsmoment) nur sehr kurzzeitig wirkt.

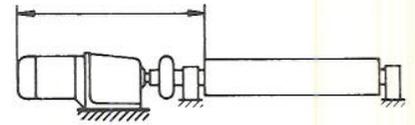
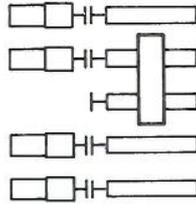
Bei hohen Umgebungstemperaturen und direkter Strahlungswärme sind Ganzmetall-Ausführungen zu bevorzugen (s. a. Abschnitt 6 „Kupplungswahl“).

2.2 Die zwischengeschaltete Kupplung verhindert einen direkten Wärmefluß von der Rolle zum Getriebe und zum Motor, so daß Getriebe-Schmierung und Motor-Isolation nicht beeinträchtigt werden. Durch den für die Kupplung erforderlichen Abstand wird bei der Überflur-Aufstellung auch der Einfluß der Strahlungswärme vermindert.



2.3 Erschütterungen und Stöße beim Auflaufen und vor allem beim „Auflegen“ des Transportgutes auf die Rolle werden vom Antrieb weitgehend ferngehalten.

2.4 Die unter schweren Einsatzbedingungen oft zu beobachtende Verbiegung der Rollenachse bleibt ohne schädlichen Einfluß auf das Getriebe.



2.5 Der vollständige Antrieb kann zur Wartung und bei Betriebsstörungen leicht ausgetauscht werden, ohne daß der Betrieb der Straße unterbrochen werden muß. Die Rolle kann vorübergehend als Losrolle benützt werden.

2.6 Der Platzbedarf in Richtung Rollenachse und der Aufwand für das Fundament ist im Vergleich zu anderen Antriebsarten relativ groß.

2.7 Falls die Antriebe nicht insgesamt abgedeckt sind, also „unter Flur“ liegen oder auf andere Weise unzugänglich gemacht sind, ist den Forderungen des „Gesetzes über technische Arbeitsmittel“ (GtA oder „Maschinenschutzgesetz“) durch eine Abdeckung an der Kupplung (z. B. nach Bild 2.3) Rechnung zu tragen.



Bild 2.2 Rollgangs-Getriebe-Motoren mit hochelastischer Kupplung an einem Knüppel-Scheren-Rollgang



Bild 2.3 Scheibenrollgang mit Rollgangs-Getriebe-Motoren und abgedeckter Kupplung bei PATENT SHAFT STEEL COMPANY LTD.

3 Einzelantrieb von Getriebe-Rollen über angeflanschten Rollgangs-Motor

Bei dieser Bauart sind Rolle, Rollenlager, Getriebe und Antriebsmotor zu einer konstruktiven Einheit zusammengefaßt.

Die ganze Einheit ist vollkommen geschlossen und kann selbsttragend mit seitlichem Spiel in die U-förmigen Aussparungen des Rollgangsgerüsts eingesetzt werden.

Während bei den Rollgangs-Getriebe-Motoren nach Abschnitt 2 die Bauteile aus laufender Fertigung entnommen und entsprechend den Rollgangsanforderungen bemessen und kombiniert werden, handelt es sich bei den Getriebe-Rollen meist um Sonderkonstruktionen mit eingeschränkter Liefermöglichkeit.

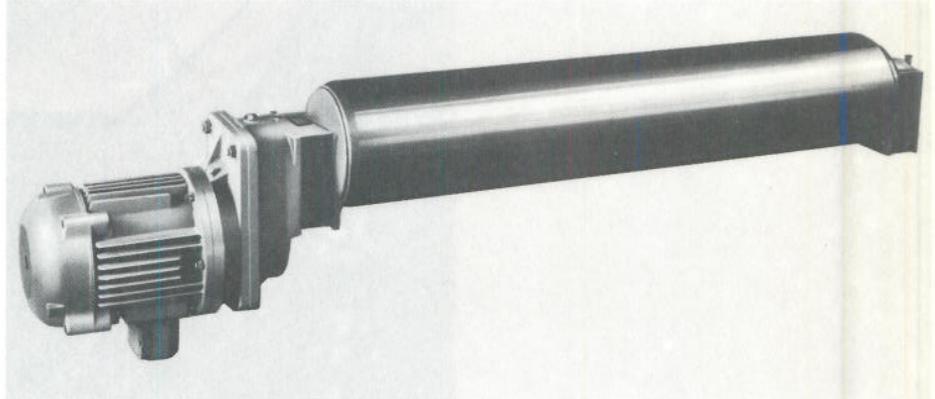


Bild 3.1 Getrieberolle 350 mm \varnothing , 3400 mm lang mit Zwischengetriebe $i = 10,4$ (Konstruktion MOELLER und NEUMANN) und angebautem 10poligem Rollgangs-Motor $M_A = M_K = 80 \text{ Nm}$ (8 kpm).

Durch die gedrängte, „integrale“ Bauweise benötigen Getriebe-Rollen seitlich des Rollganges wenig Platz und kein eigenes Fundament für den Antrieb. Für den Unfallschutz sind keine zusätzlichen Abdeckungen erforderlich. Die ganze Einheit läßt sich im Störfall rasch aus dem Gerüst heben und ersetzen. In die U-förmigen Taschen im Rollgangsgerüst werden zweckmäßig Gummipuffer als Unterlage eingelegt, um die vom Transportgut verursachten Stöße etwas zu dämpfen.



Bild 3.2 Grobblechstraße mit Getrieberollen 350 mm \varnothing , 3400 mm lang, mit angebauten 10poligen Rollgangs-Motoren, Anzugsmoment an der Läuferwelle 80 Nm (8 kpm)

4 Einzelantrieb von Rollen über Aufsteck-Rollgangs-Getriebe-Motor

Diese Lösung wurde in den letzten Jahren bei zahlreichen Projekten mit Erfolg eingesetzt. Im Bild 4 ist der Platzbedarf verschiedener Antriebsarten verglichen.

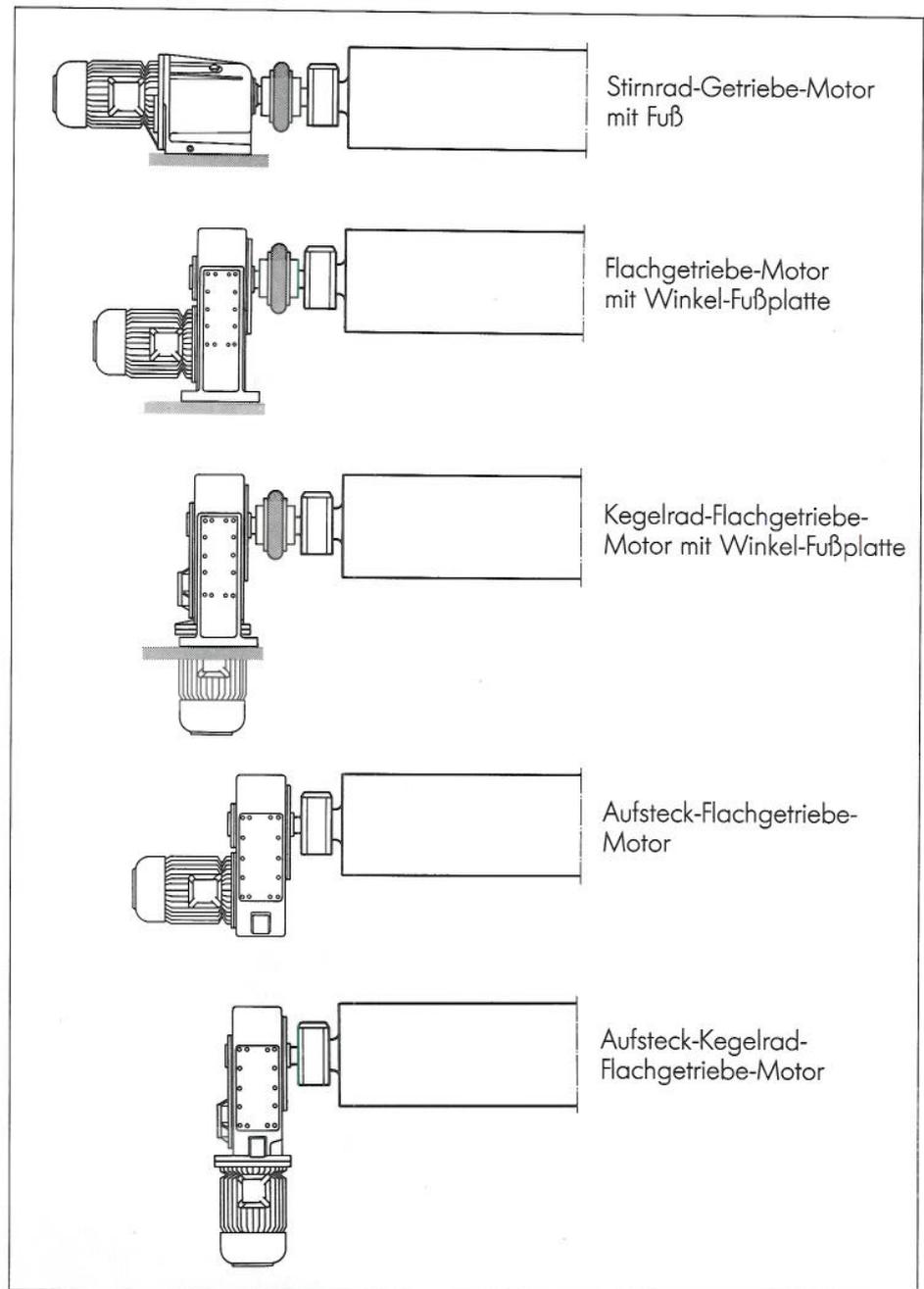


Bild 4 Vergleich des Platzbedarfs bei Verwendung von verschiedenen Getriebe-Bauarten

4.1 Prinzip und Drehmomentabstützung

Bild 4.1.1 zeigt das Prinzip und Bild 4.1.2 eine ausgeführte Anlage: Ein Flachgetriebe aus dem vielseitigen BAUER-Fertigungsprogramm wird mit einer Hohlwelle auf den Wellenzapfen der Rolle aufgesetzt. Fundament und Kupplung entfallen. Für die Aufnahme des Reaktionsmomentes ist eine Drehmomentstütze konstruktiv vorgesehen, doch ergibt sich eine einfachere und kostengünstigere Lösung, wenn das Getriebegehäuse direkt mit einem vorgespannten Gummipuffer nach Bild 4.1.3 abgestützt wird.

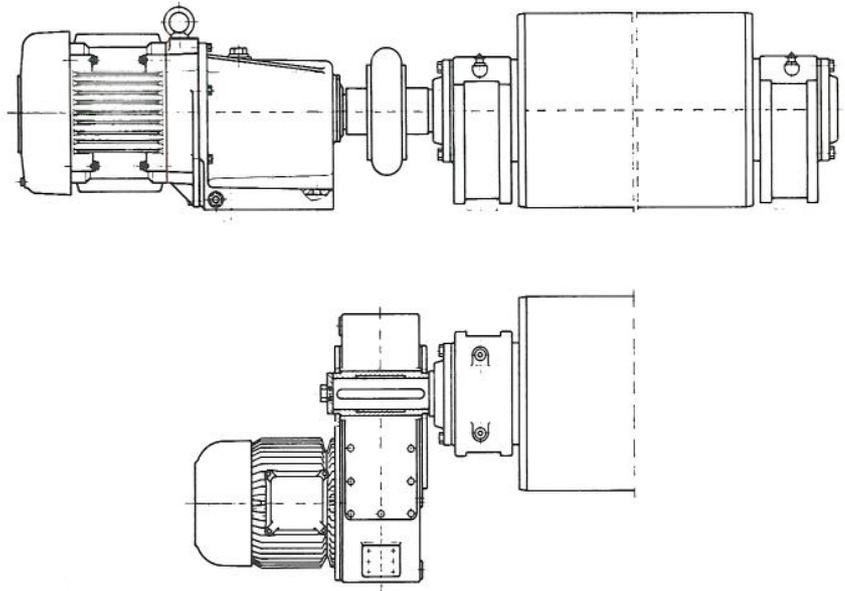


Bild 4.1.1 Prinzip des Einzelantriebes mit Aufsteck-Rollgangs-Getriebe-Motor im Vergleich zum Antrieb über Kupplung



Bild 4.1.2 Aufsteck-Rollgangs-Getriebe-Motoren mit Hohlwelle und einfacher Drehmoment-Abstützung bei ITALSIDER, Taranto/Italien

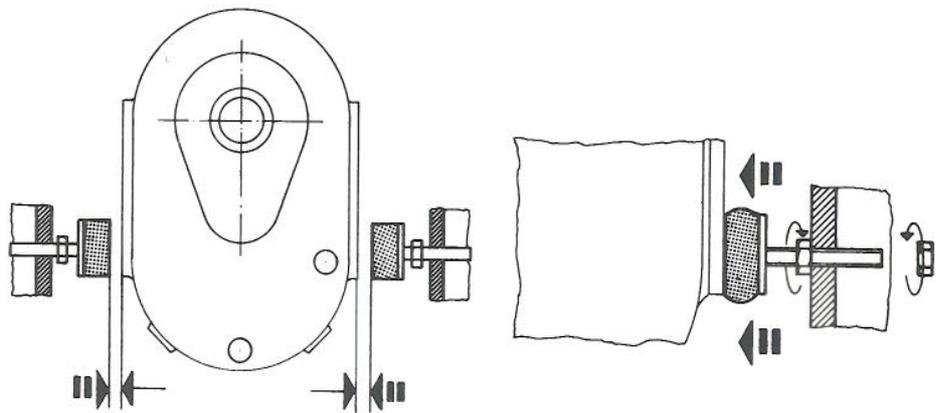


Bild 4.1.3 Prinzip der Drehmomentabstützung bei Aufsteckgetrieben durch vorgespannte Gummipuffer

Bei dieser Lösung sind folgende Gesichtspunkte von Bedeutung:

- Der Platzbedarf in Richtung Rollenachse ist gering. Bei Verwendung eines Kegelrad-Flachgetriebes mit rechtwinkliger Anordnung von Motor- und Arbeitswelle wird in axialer Richtung sogar nur die Ausladung des Rollenzapfens beansprucht.
- Im Gegensatz zur „integralen Getriebewelle“ lassen sich Rolle und Antriebseinheit trennen. Dadurch ist auch eine optimale Fertigung der robusten Rolle und des präzisen Getriebes möglich. Die Ersatzhaltung wird vereinfacht.
- Der Antrieb „schwimmt“ auf der Rollenwelle, macht also die bei schwerer Beanspruchung unvermeidbare Taumelbewegung ohne Zwangskräfte mit.
- Da die stoßdämpfende Wirkung der hochelastischen Kupplung entfällt, muß die Drehmoment-Abstützung mit Gummipuffern erfolgen.
- Durch geeignete Überwachung ist eine abnormale Erwärmung der Rollenwelle – zum Beispiel bei Betriebsstörungen – und eine unnötig hohe Fallhöhe des Materials beim Auflegen möglichst zu vermeiden.
- Das Abziehen des Aufsteckgetriebes nach längerer Betriebszeit kann wesentlich erleichtert werden, wenn schon im Projektstadium entsprechende Hilfsmittel an der Rollenwelle eingeplant werden.
Erprobte Vorschläge können bei BAUER angefordert werden.

4.2 Hohlwelle mit Paßfeder

Bei dieser Lösung wird ein großer Teil des Drehmoments durch die Reibung im Paßsitz übertragen. Zum Auf- und Abziehen der Hohlwelle auf die angetriebene Welle sind daher entsprechende Vorkehrungen erforderlich.

Bild 4.2.1 zeigt die einfache Lösung einer Montagehilfe unter Verwendung der normalen Hohlwelle.

Bei der Bemessung und Konstruktion der angetriebenen Zapfenwelle ist allerdings auf diese Zusatzteile Rücksicht zu nehmen.

1 Aufdrücken

Ein Gewindebolzen (d) wird in das Stirngewinde der anzutreibenden Welle eingeschraubt. Über Druckstück (b) und Sicherungsring (c) wird das Aufsteckgetriebe mit Hilfe der Mutter auf die Welle gedrückt.

2 Axial festlegen

Das Druckstück (b) wird umgedreht und mit der Befestigungsschraube (a) gegen den Sicherungsring (c) gedrückt.

3 Abdrücken

Abdrückstück (f) wird zwischen Wellenstirn und Sicherungsring (c) angebracht. Die Abdrückschraube (e) drückt gegen die Wellenstirn und zieht das Aufsteckgetriebe ab.

Teile (a) bis (f) gehören nicht zur Lieferung.

Fertigungszeichnung V 3325-A3 bitte anfordern!

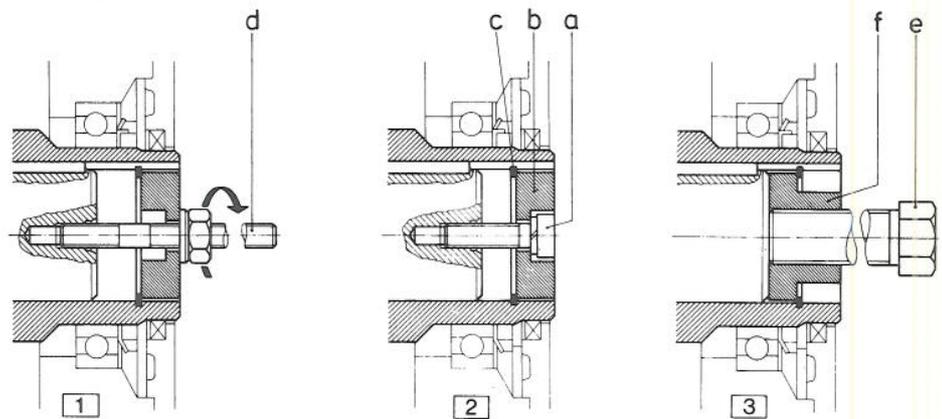


Bild 4.2.1 Montagehilfen für Aufsteck-Getriebe mit Paßfeder-Hohlwelle

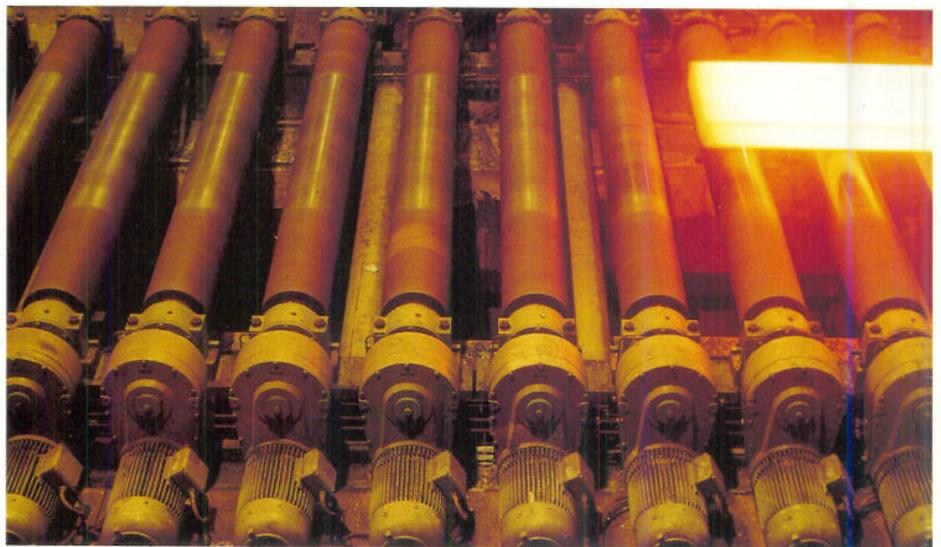


Bild 4.2.2 Ausführungsbeispiel eines Rollenbetriebes mit Aufsteck-Getrieben der Größe AG 112

geliefert über Firma SANDBLOM & STOHNE AB,
eingesetzt bei Stahlwerk SS AB Oxelund, Schweden

4.3 Zeitaufwand für das Aufstecken und Abziehen eines Hohlwellen-Getriebes

In einer Bildfolge ist das Aufstecken und Abziehen eines Aufsteckgetriebes mit Paßfeder-Hohlwelle auf eine simulierte Rollenwelle demonstriert.

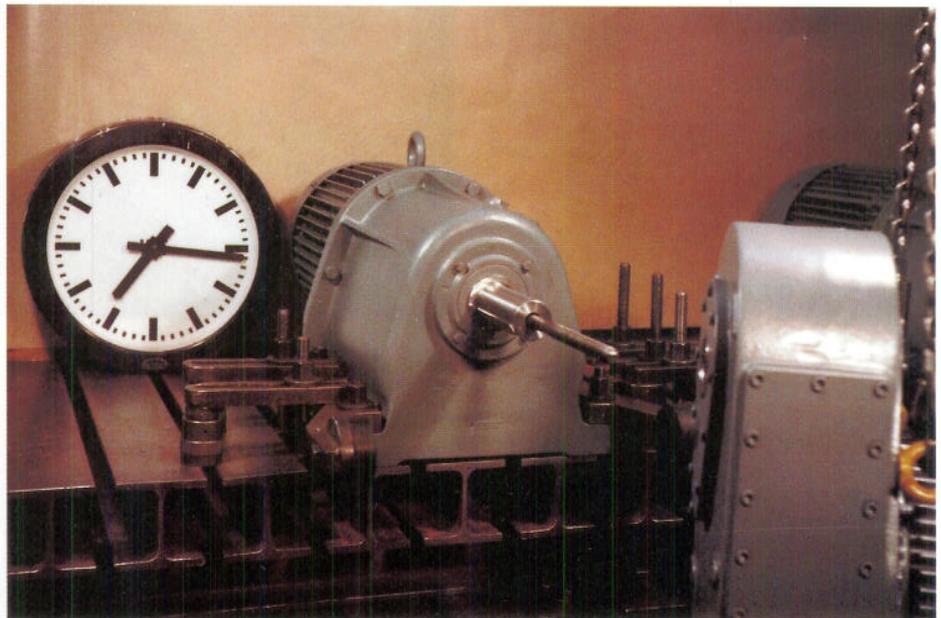
Für das Aufstecken und Abziehen wurden jeweils ca. 4 Minuten benötigt.
Es handelt sich um die Getriebegröße FG3 mit einem Anzugsmoment von 500 Nm bei 61 r/min.

Bildfolge „Aufdrücken“

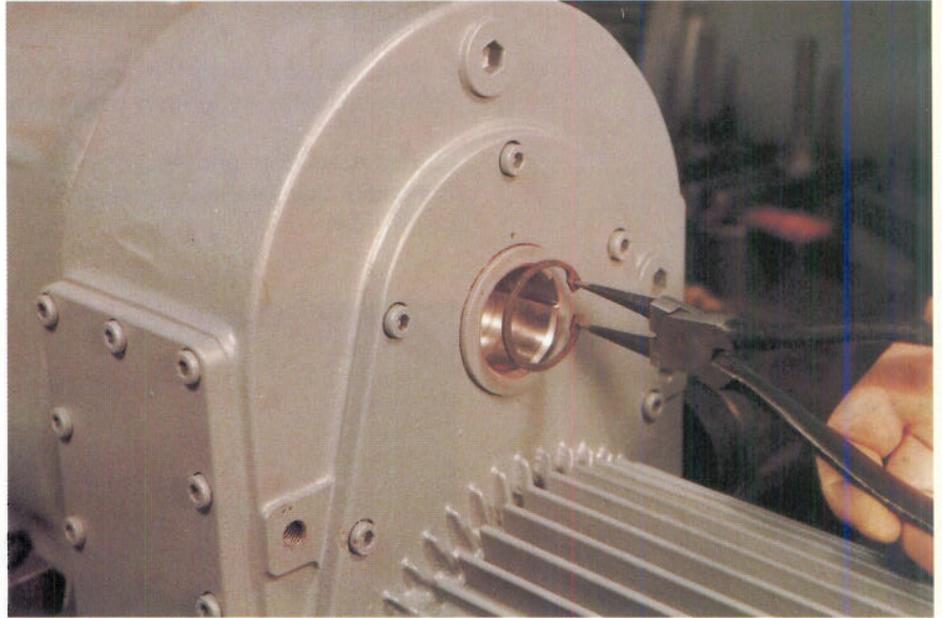
4.3.1 Anzutreibende Welle



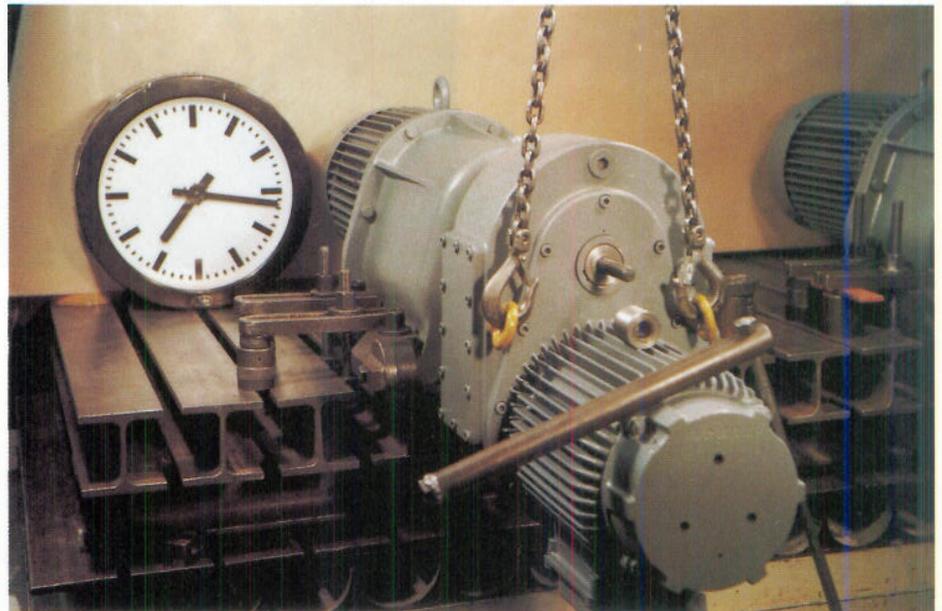
4.3.2 Gewindebolzen (d) in Stirngewinde



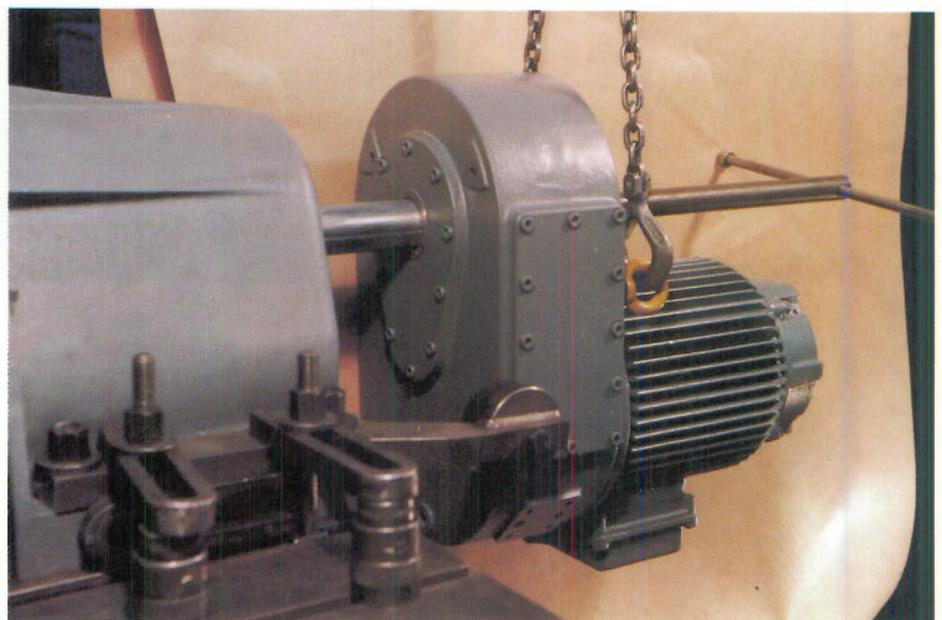
4.3.3
Sicherungsring (c)
einsetzen



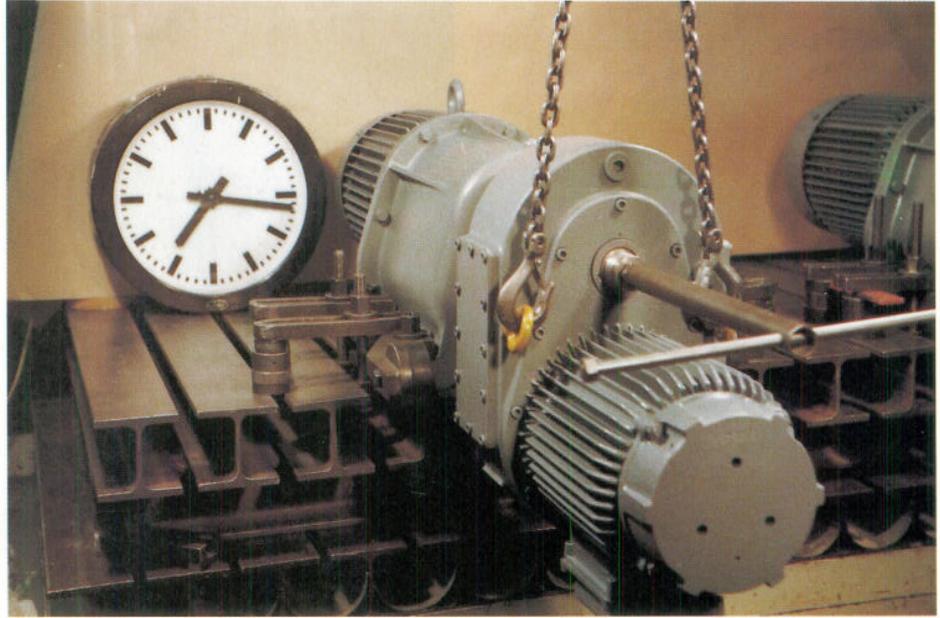
4.3.4
Druckstück (b)
einsetzen



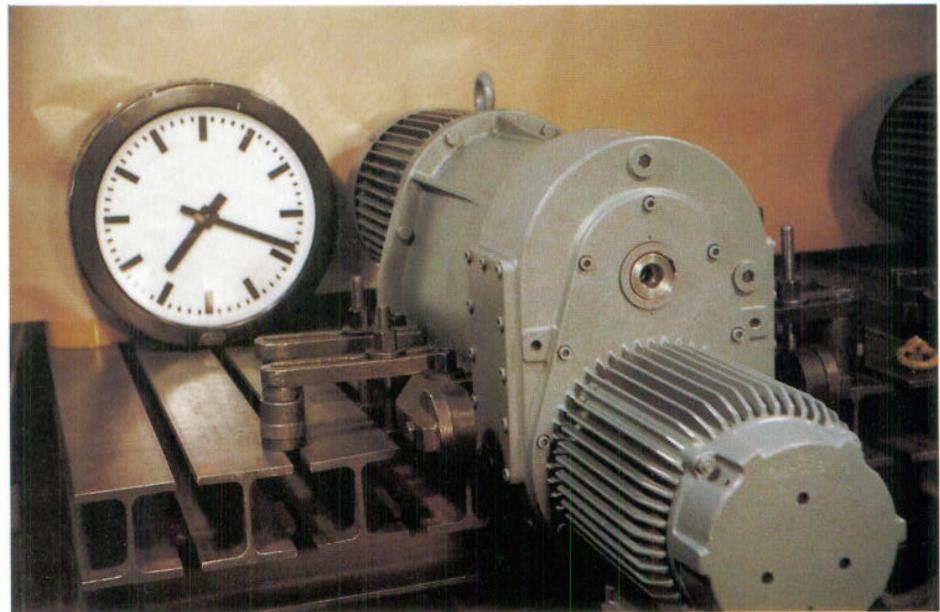
4.3.5
Getriebe durch Mutter
aufdrücken



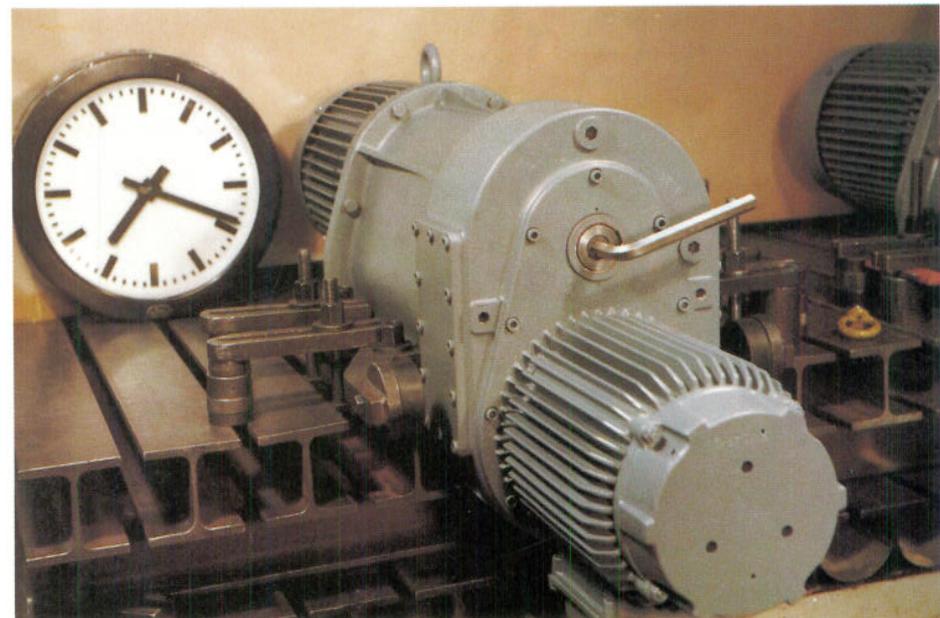
4.3.6
Getriebe durch Mutter
aufdrücken



4.3.7
Hohlwelle in
Endposition



4.3.8
Druckstück (b) umdrehen
und mit Befestigungs-
schraube (a) sichern



4.3.9
Hilfsmittel zum
Aufdrücken

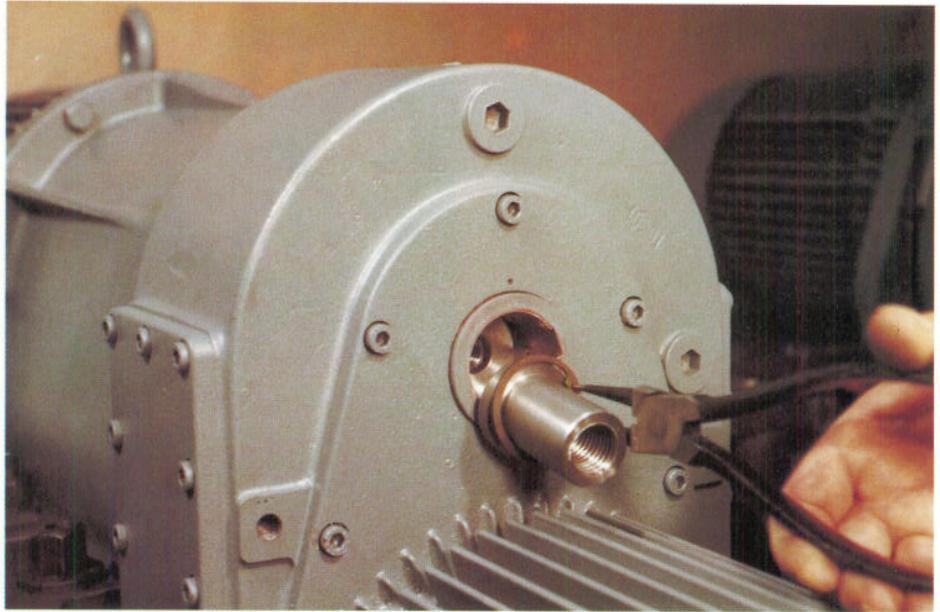


4.3.10
Hilfsmittel zum
Aufdrücken



Bildfolge „Abziehen“

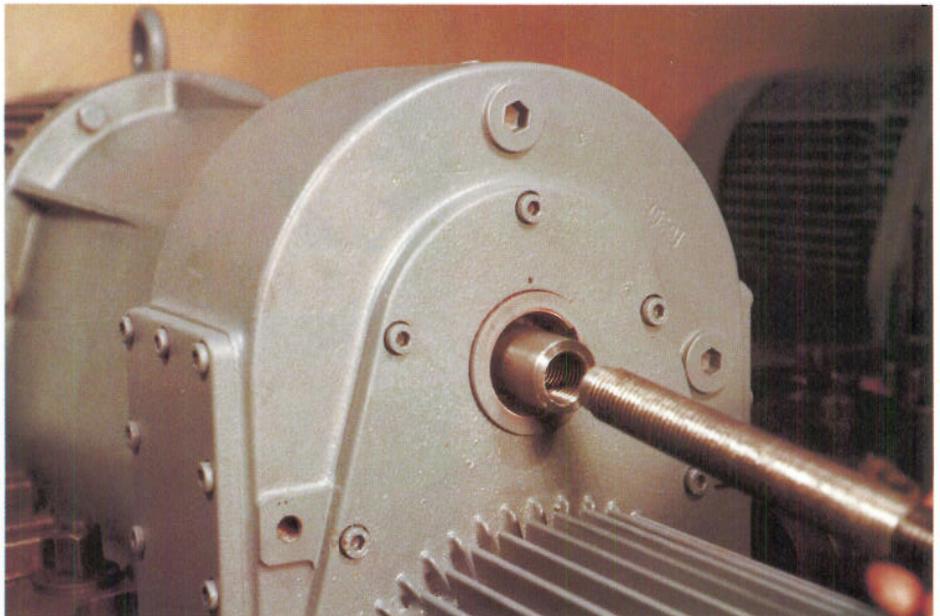
4.3.11
Abdrückstück (f) und
Sicherungsring (c)
einsetzen



4.3.12
Fertig zum Abdrücken



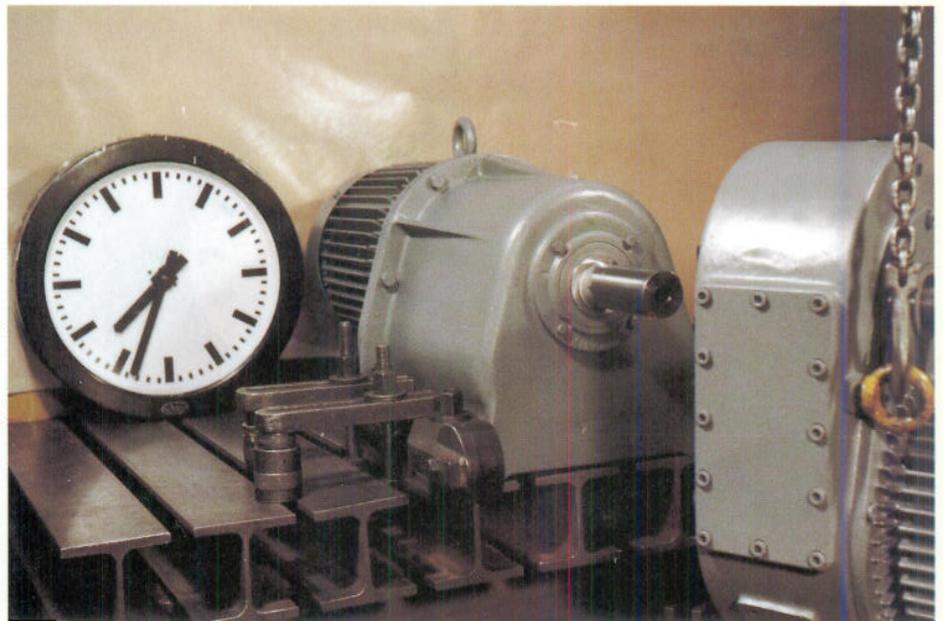
4.3.13
Abdrückschraube (e)
einsetzen



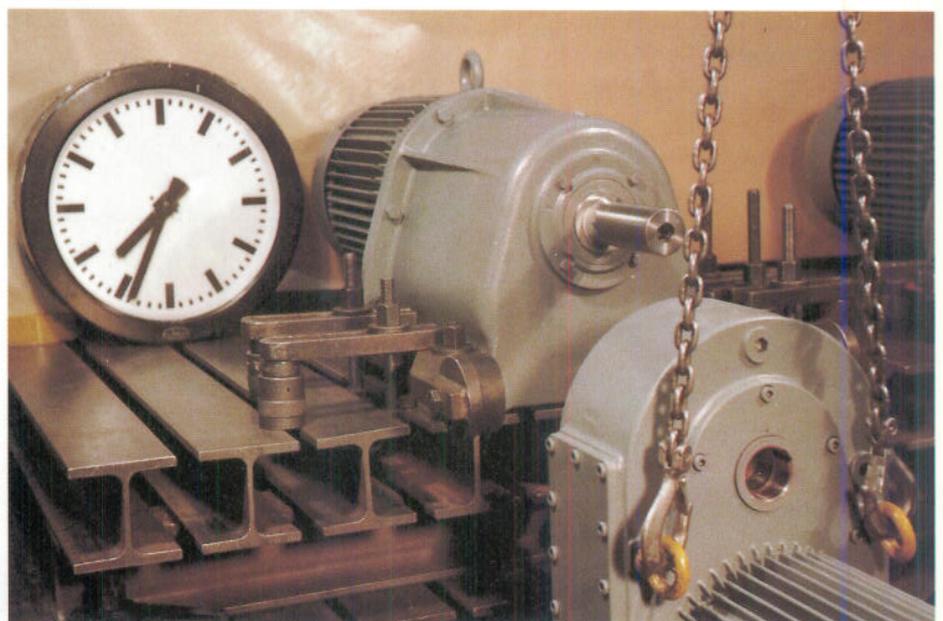
4.3.14
Abdrücken



4.3.15
Abdrücken beendet



4.3.16
Getriebe absetzen



4.3.17
Hilfsmittel zum Abdrücken



4.4 Hohlwelle mit Schrumpfscheibenverbindung (SSV)

Diese Lösung bietet folgende Vorteile:

- Schiebesitz zwischen Hohlwelle und Zapfenwelle für die Montage und Demontage
- Keine Schwächung der Welle durch Paßfedernut
- Größerer Wellendurchmesser bei sonst gleichen Bauteilen, da Paßfedernut entfällt
- Bei extremen Drehmomentspitzen wirkt die kraftschlüssige Verbindung wie eine Rutschkupplung und vermeidet dadurch schwerwiegende Getriebebeschäden.

Die prinzipielle Anordnung ist in Bild 4.4 gezeigt.

Montage und Demontage sind gegenüber der in Abschnitt 4.3 beschriebenen Lösung weiter vereinfacht.

In einer zu den Bildern 4.3.1 bis 4.3.17 vergleichbaren Arbeitsfolge wurden für das Aufstecken und Abziehen jeweils 3 Minuten benötigt.

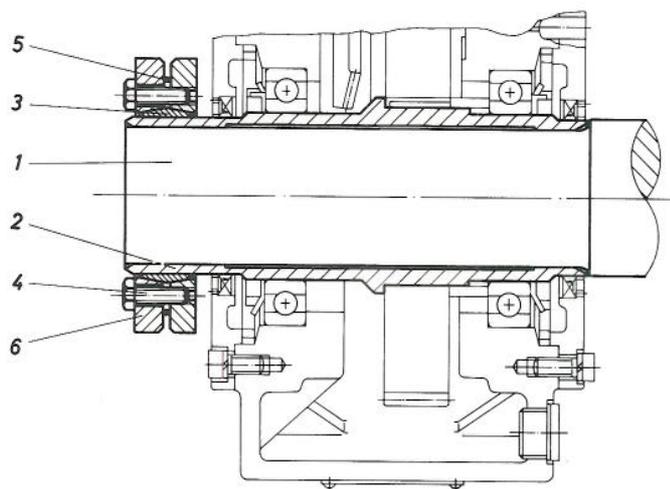


Bild 4.4 Prinzip einer Hohlwelle mit Schrumpfscheiben-Verbindung (SSV)

- | | |
|------------------------|-------------------|
| 1 - Angetriebene Welle | 4 - Spanschrauben |
| 2 - Hohlwelle | 5 - O-Ring |
| 3 - Innenring | 6 - Außenringe |

5 Rollen mit eingebautem Getriebe und Motor (Trommel-Motoren in Sonderausführung)

Beim Trommel-Motor ist nicht nur das Untersetzungsgetriebe, sondern auch der Motor in der Rolle untergebracht.

Die Stromzuführung zu der langsam mit Trommel-Drehzahl rotierenden Wicklung erfolgt über Schleifringe, die in einer dicht gekapselten Anschlußhaube untergebracht sind.

Der Trommel-Motor ist von Haus aus zum Antrieb von Gummi-Förderbändern konstruiert und kann bei dieser Betriebsart die unvermeidbare Verlustwärme der Wicklung über den Trommel-Mantel zum Band abführen. Keinesfalls darf nun beim Rollgangsbetrieb von heißem Transportgut zusätzliche Wärme zur Wicklung eindringen: Trommel-Motoren in Sonderausführung mit verstärktem Trommel-Mantel und rüttelsicherer Wicklung sind deshalb nur zum Transport von kaltem Material bei geringer Geschwindigkeit (unter etwa 1 m/s) und bei Vermeidung von Reversierungen aus dem vollen Lauf als Rollgangs-Motoren verwendbar.

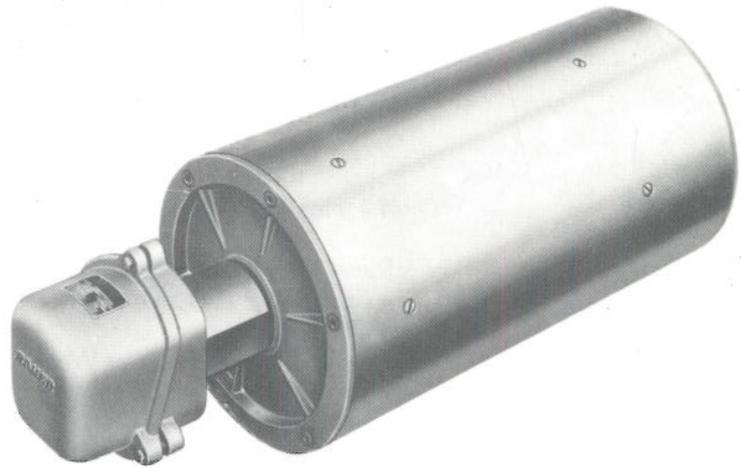


Bild 5.1 Trommel-Motor in Sonderausführung als Rollgangs-Antrieb

Für diesen begrenzten Anwendungsbereich haben sie folgende Vorteile:

- Minimaler Platzbedarf seitlich des Rollganges.
- Einfachste Montage.
- Niedriger Preis.
- Geringer Wartungsaufwand.



Bild 5.2 Trommel-Motoren in Sonderausführung zum Transport von Eisenbahnschienen in einem Gleislager der Bundesbahn

6 Wahl der Kupplung

Über Ketten sollten Rollgänge nur bei sehr niedrigen Transportgeschwindigkeiten und Durchlaufbetrieb mit gelegentlichen Einschaltungen angetrieben werden. Kupplungen müssen bei Schalt- oder Reversierbetrieb besonders sorgfältig ausgewählt werden. Hierzu einige Hinweise:

6.1 Leer-Hochlaufzeit

Obwohl bei Rollgangs-Motoren das Hochlaufmoment im Vergleich zu normalen Motoren gleicher Baugröße reduziert ist, sind die für einen Leer-Hochlauf, also zur Beschleunigung des Rotor-Massenträgheitsmomentes benötigte Zeiten sehr kurz. Das Diagramm 6.1 zeigt Richtwerte listenmäßiger Rollgangs-Motoren.

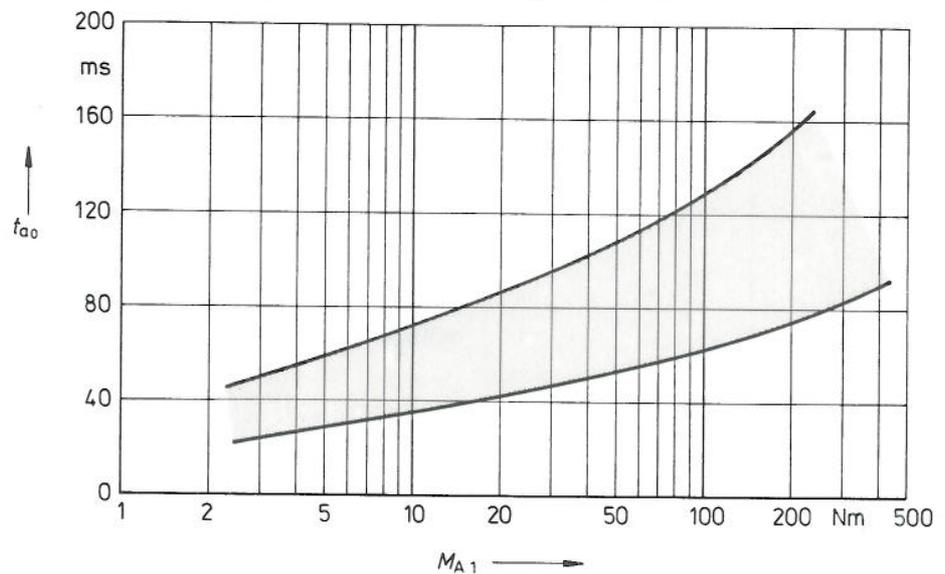


Bild 6.1 Richtwerte für die Leer-Hochlaufzeiten t_{a0} von listenmäßigen Drehstrom-Rollgangs-Motoren mit Anzugmomenten M_{A1}

6.2 Leer-Hochlaufweg

Bei Leeranlauf benötigt der Läufer eines Rollgangs-Motors einen überraschend geringen Weg, um auf volle Drehzahl zu kommen: Die meisten listenmäßigen Antriebe durchlaufen während der Beschleunigungsperiode weniger als eine Läuferumdrehung.

Bei konstanter Winkelbeschleunigung, also stetigem Drehzahlanstieg von 0 auf n_1 ist

$$\varphi_{\alpha 01} = \frac{1}{2} \cdot \omega_1 \cdot t_{\alpha 0} = 3 \cdot n_1 \cdot t_{\alpha 0}$$

Richtwerte für den Leer-Hochlaufweg des Läufers listenmäßiger Rollgangs-Motoren sind Bild 6.2 zu entnehmen.

Man findet hieraus den Leer-Hochlaufweg der Arbeitswelle

$$\varphi_{\alpha 02} = \frac{\varphi_{\alpha 01}}{i} = \varphi_{\alpha 01} \cdot \frac{n_2}{n_1}$$

$\varphi_{\alpha 01}$ – Leer-Hochlaufweg der Läuferwelle in $^\circ$

ω_1 – Winkelgeschwindigkeit des Läufers in $^\circ/s$

$$(1^\circ/s = \frac{\pi}{180} \text{ rad/s}; 1 \text{ rad/s} = 57,4^\circ/s)$$

n_1 – Drehzahl des Läufers in 1/min

n_2 – Drehzahl der Arbeitswelle in 1/min

$t_{\alpha 0}$ – Leer-Hochlaufzeit in s nach 6.1

$\varphi_{\alpha 02}$ – Leer-Hochlaufweg der Arbeitswelle in $^\circ$

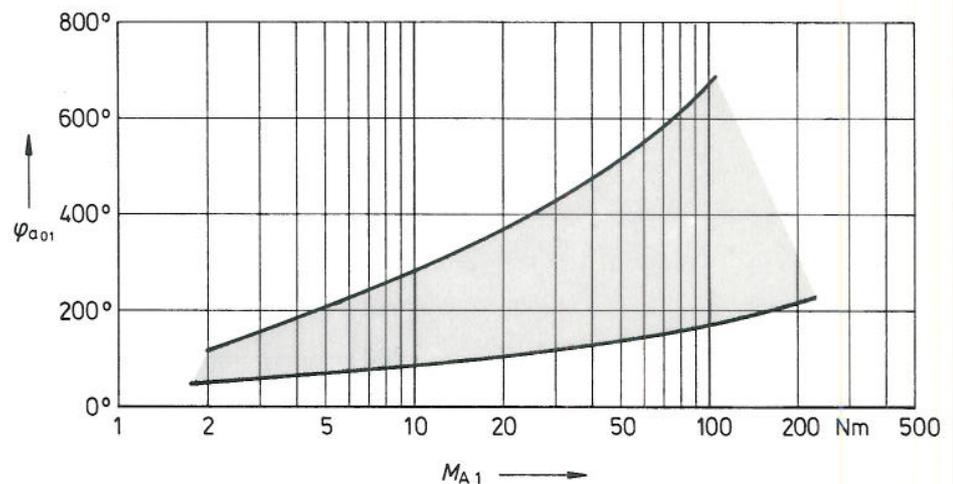


Bild 6.2 Richtwerte für den Leer-Hochlaufweg $\varphi_{\alpha 01}$ des Läufers von listenmäßigen Drehstrom-Rollgangs-Motoren mit Anzugsmomenten M_{A1}

6.3 Auswirkung von Kupplungsspiel

Kupplungen mit konstruktionsbedingtem Verdrehspiel sind für Schalt- und Reversierbetrieb völlig ungeeignet. Dies gilt auch, wenn das Spiel im Neuzustand relativ gering ist, da es sich im Laufe des Betriebes zu gefährlich großen Werten gemäß Bild 6.3.1 ausweiten kann.

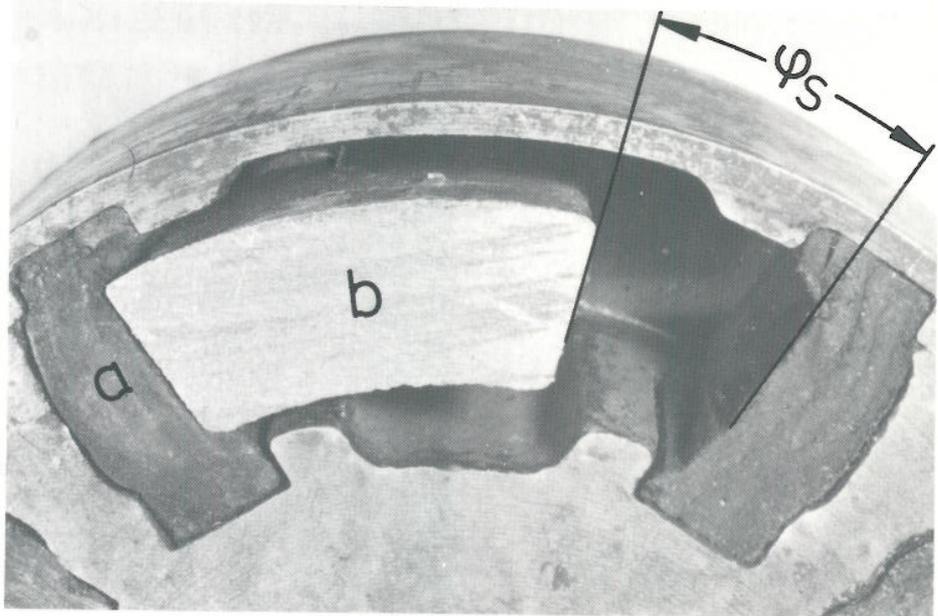


Bild 6.3.1 Stark erhöhtes Drehspiel φ_s bei einer Kupplung, deren Lederpakete (a) durch die Klauen (b) im Reversierbetrieb komprimiert wurden.

Das relativ geringe Spiel in der Kupplung wird gemäß Schema 6.3.2 mit dem Untersetzungsverhältnis i an der Läuferwelle vergrößert wirksam.

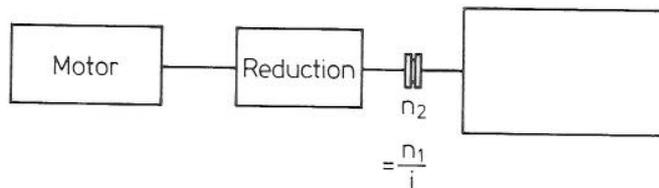


Bild 6.3.2 Prinzip der Kupplungsanordnung zwischen Getriebe und Rolle

Liegt das Verdrehspiel φ_s – also der freie Weg – in der Größenordnung des Leer-Hochlaufweges der Arbeitswelle φ_{a02} nach Abschnitt 6.2, so kann der Antrieb auf volle Drehzahl kommen, ehe die Rolle sich überhaupt bewegt. Stellt sich dann nach Durchlaufen des freien Weges stoßartig der Kraftschluß ein, so treten unkontrollierbar hohe Massenkräfte auf, die weit über den vom Antrieb entwickelten Drehmomenten liegen, da sie nur von der Elastizität der Übertragungsmittel abhängen.

Die im Läufer wie in einem Schwungrad gespeicherte Energie setzt sich in elastische und plastische Verformung, in Bewegungsenergie auf der angetriebenen Welle und zum Teil in Verlustarbeit um, wobei die Aufteilung nur sehr schwer rechnerisch erfaßbar ist. In ungünstigen Fällen können jedoch sehr hohe Kräfte auftreten.

Eine Modellrechnung zeigt, daß gewisse spielbehaftete Antriebsmittel, die sich bei Durchlaufbetrieb und bei schnell laufenden Antrieben gut bewährt haben, im Schaltbetrieb mit Rollgangs-Getriebe-Motoren zu erheblichen Zusatzkräften führen können und daher besser durch hochelastische, spielfreie Übertragungsmittel zu ersetzen sind.

Klauenkupplungen mit sogenannten elastischen Einlagen sind daher für Dauerbetrieb in einer Drehrichtung durchaus brauchbare Antriebs Elemente, bei Schaltbetrieb jedoch wegen der oftmals verhärtenden Druckstücke und wegen der dadurch größer werdenden freien Wege nicht empfehlenswert (vgl. Bild 6.3.1).

Für schweren Schaltbetrieb haben sich Kupplungssysteme bewährt, die schon vom Konstruktionsprinzip her absolut spielfrei sind und die eine hohe Elastizität und eine gute Dämpfung besitzen (vgl. Abschnitt 6.4). Sie sollten außerdem nicht unnötig „sicher“, also nicht zu groß bemessen werden, da sie sonst ihre Aufgabe als stoßdämpfendes Glied im Kraftfluß nicht voll erfüllen können. Die stoßdämpfende Wirkung dieses Kupplungsprinzips geht aus dem Vergleich der Oszillogramme 6.3.3 und 6.3.4 deutlich hervor.

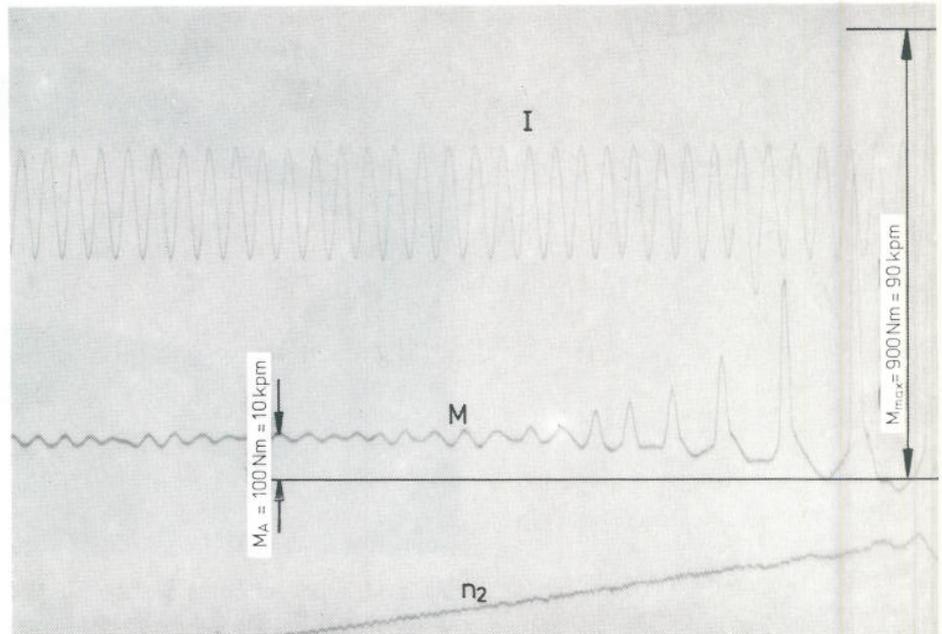


Bild 6.3.3 Aus der kinetischen Energie erzeugte Drehmomentspitze (M_{\max}) im Vergleich zum motorisch entwickelten Anzugsmoment (M_A) bei einem Reversiervorgang mit spielbehafteter Klauenkupplung nach Bild 6.3.1.

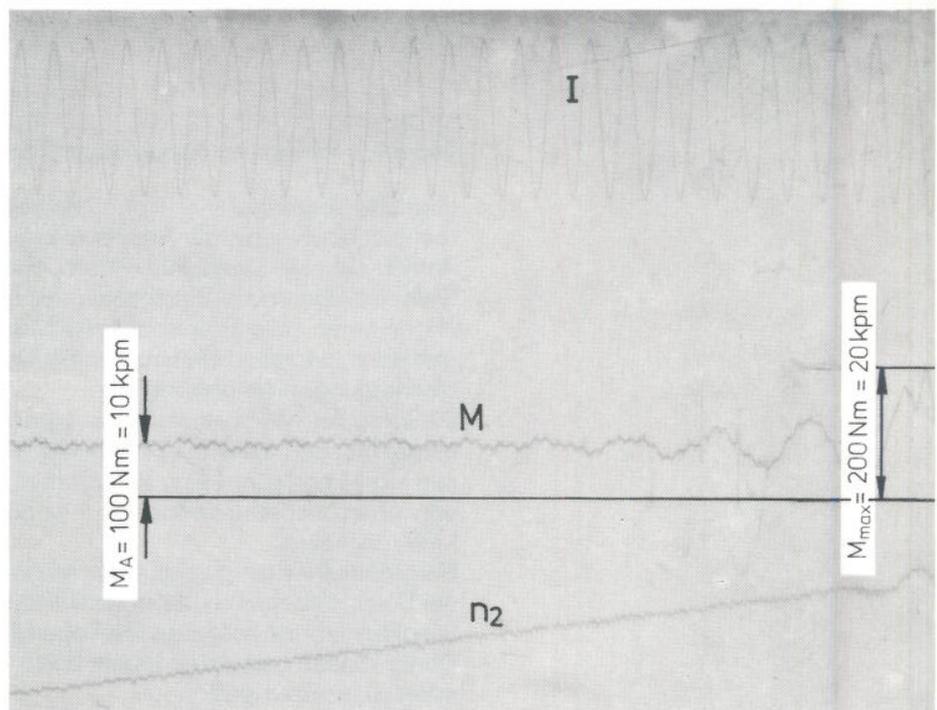


Bild 6.3.4 Aus der kinetischen Energie erzeugte Drehmomentspitze (M_{\max}) im Vergleich zum motorisch erzeugten Anzugsmoment (M_A) bei einer hochelastischen, spielfreien Wellenreifenkupplung nach Bild 6.4.1.

6.4 Hochelastische, spielfreie Kupplungen

Aus dem vorigen Abschnitt ergibt sich vor allem, daß Wellenkupplungen im Rollgangsbetrieb spielfrei sein müssen. Wenn sie darüber hinaus durch hohe Elastizität zum Abbau von Drehmomentstößen beitragen, so kommt dies der Lebensdauer aller Übertragungsteile zugute.

Bild 6.4.1 zeigt das Prinzip einer hochelastischen Wellenkupplung, bei der ein Gummireifen als Übertragungsmittel verwendet wird.

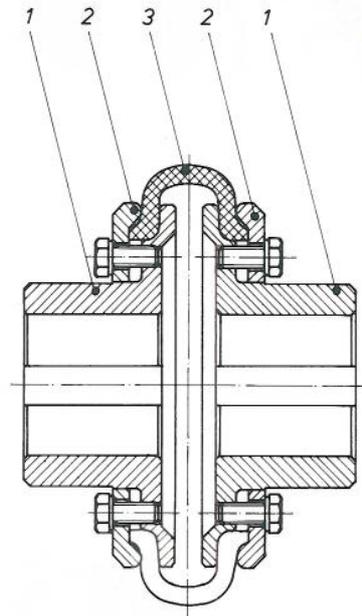


Bild 6.4.1 Schnittbild einer hochelastischen, spielfreien Kupplung, bestehend aus Nabe (1), Druckstück (2) und Wellenreifen (3) aus Gummi mit Gewebeeinlage (System PERIFLEX, Fabrikat STROMAG)

Das Diagramm Bild 6.4.2 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.

Ein Tausch des Wellenreifens ist ohne Abbau von Antrieb und Arbeitsmaschine leicht möglich, wie Bild 6.4.3 zeigt.

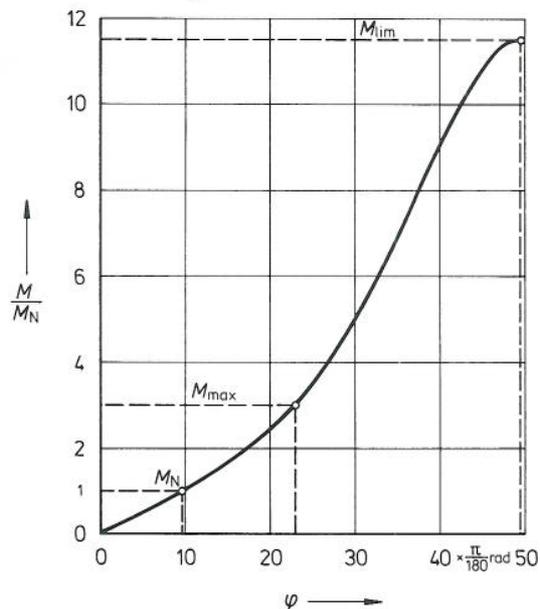


Bild 6.4.2 Typische Verdrehcharakteristik einer hochelastischen Kupplung mit Wellenreifen (System PERIFLEX, Fabrikat STROMAG), Verdrehwinkel φ in Abhängigkeit vom Drehmoment M bis zum Bruch M_{lim}

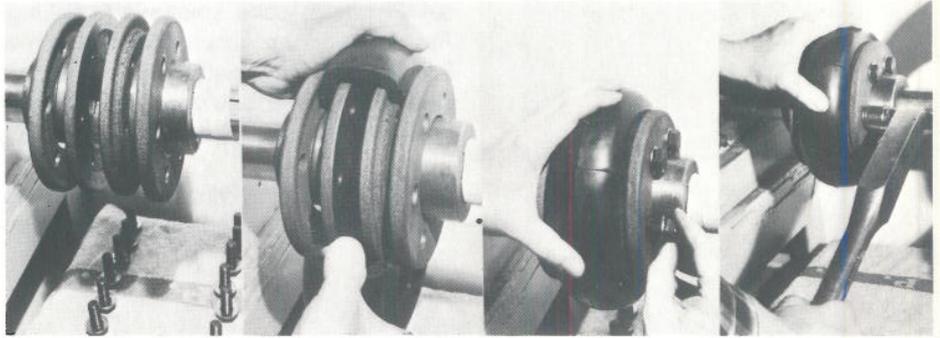


Bild 6.4.3 Tausch des elastischen Wellenreifens bei einer PERIFLEX-Kupplung

Kupplungssystemen mit Gummielementen als Übertragungsmittel sind bei hohen Umgebungstemperaturen selbstverständlich Grenzen gesetzt.

Bei Umgebungstemperaturen über etwa 80 °C – zum Beispiel vor dem Ofen oder in Rollgangsabschnitten mit langen Wartezeiten – empfiehlt sich die Verwendung einer Ganzmetallkupplung.

In Bild 6.4.4 ist ein Ausführungsbeispiel gezeigt.

Das Drehmoment wird von Nabe (1) auf Nabe (2) über die Schlangenfeder (4) übertragen. Das Federgehäuse (3) aus Stahlblech ist gegen die Nabe mit Dichtungen (12) abgedichtet.

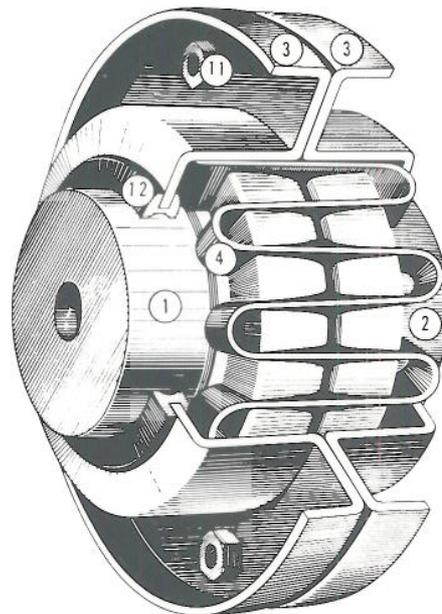


Bild 6.4.4 Beispiel einer hochelastischen Kupplung mit Stahl-Schlangenband (System WINFLEX oder BIBBY)

7 Berechnung der Motorgröße nach dem Anzugsmoment

Die Hauptaufgabe der Arbeitsrollgänge besteht aus dem Abbremsen und Beschleunigen des Walzgutes, während der Anteil an Transportleistung relativ gering ist. Da für die Verzögerung und Beschleunigung eines Massenträgheitsmomentes die Drehmoment-Charakteristik des Antriebes maßgebend ist, werden Rollgangs-Motoren allgemein nicht nach der Leistungsabgabe in kW oder PS, sondern nach dem Anzugsmoment in Nm oder kpm bemessen.

7.1 Hochlauf- und Bremsmoment

Die im weiteren Rechnungsgang benötigten Begriffe „Mittleres Hochlaufmoment“ und „Mittleres Bremsmoment“ werden in den folgenden Diagrammen erläutert:

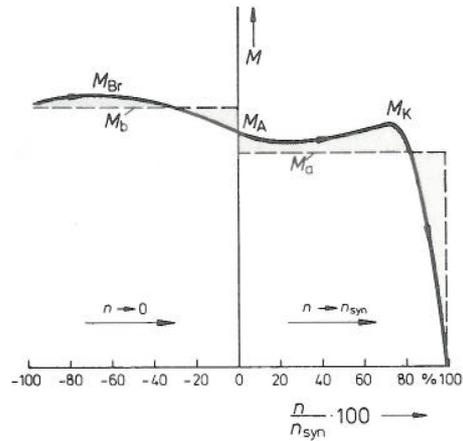


Bild 7.1.1 Grundsätzlicher Verlauf des Drehmomentes M eines Drehstrom-Rollgangsmotors beim Gegenstrom-Bremsen ($n \rightarrow 0$) und Hochlaufen ($n \rightarrow n_{syn}$)

- M_A – Anzugsmoment
- M_K – Kippmoment
- M_{Br} – Max. Bremsmoment bei Gegenstrom-Bremsung
- M_g – Mittleres Hochlaufmoment
- M_b – Mittleres Bremsmoment

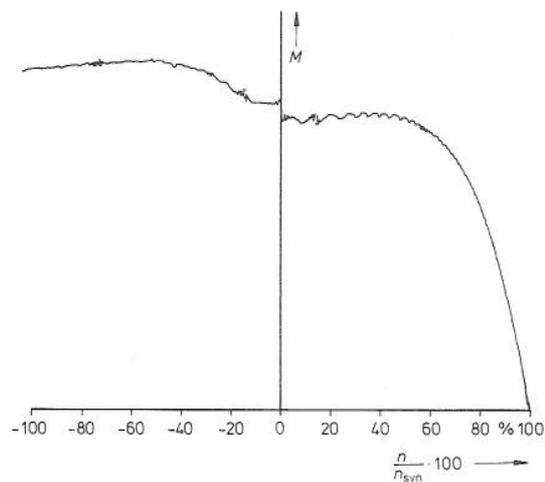


Bild 7.1.2 Messungstechnisch mit dem x-y-Schreiber ermittelter Drehmoment-Verlauf bei einem hochpoligen Drehstrom-Rollgangsmotor

7.2 Mindest-Drehmoment

Das vom Antrieb entwickelte Drehmoment soll für die meisten Transportaufgaben mindestens so groß sein, daß die Rolle unter dem aus irgendeinem Grund festgehaltenen, also blockierten heißen Walzgut auch aus der Ruhe heraus durchdreht. Auf diese Weise wird die Gefahr einer örtlichen Überhitzung und Deformation der Rolle vermindert. Falls dieses Drehmoment betriebsmäßig häufig oder langfristig verlangt wird, ist der Antrieb thermisch entsprechend zu bemessen. Dies bedarf einer besonderen Vereinbarung. Diese Situation ist in Bild 7.2 schematisch gezeigt.

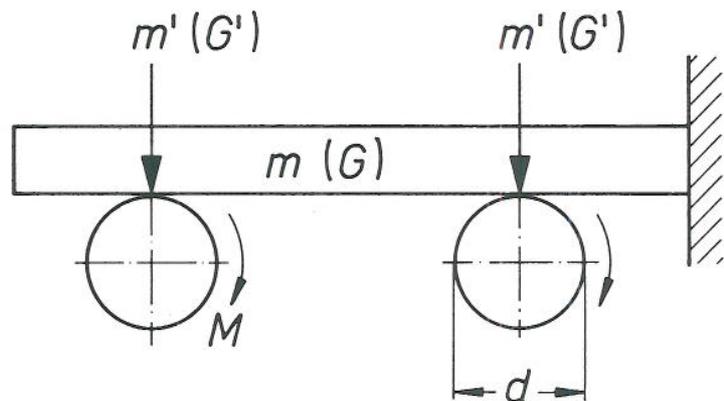


Bild 7.2 Prinzipdarstellung zur Ermittlung des Mindest-Drehmoments

7.3 Maximal-Drehmoment

Das vom Antrieb entwickelte Drehmoment verteilt sich beim Beschleunigen entsprechend den Massenanteilen auf Motorläufer, Kupplung, Rolle und Walzgut. Die übertragbare Beschleunigung von der Rolle auf das Walzgut ist durch den losen Reibungsschluß bei einem Maximalwert begrenzt, da für die am Walzgut angreifende Kraft gilt

$$F_{\max} = \mu \cdot m \cdot g$$

Da andererseits

$$F_{\max} = a_{\max} \cdot m$$

folgt

$$a_{\max} = \mu \cdot g$$

Wird dieser Grenzwert überschritten, so werden Rolle und Läufer schneller beschleunigt als das Walzgut: Da der Reibungskoeffizient der Bewegung vor allem bei teigig heißem Walzgut mit zunehmender Relativgeschwindigkeit zwischen Rolle und Walzgut stark abnimmt, wird die Beschleunigung (oder Bremsung) des Walzgutes in unerwünschtem Maße vermindert.

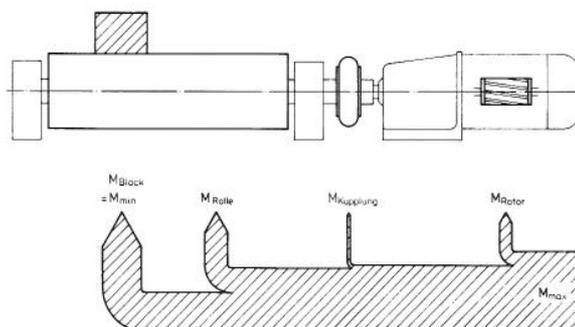


Bild 7.3 Aufteilung des vom Motor entwickelten Drehmoments M_{\max} auf Rotor, Kupplung, Rolle und Block

7.4 Optimale Drehmoment-Kennlinie

Die in der Einleitung zu diesem Abschnitt beschriebene Aufgabenstellung für Rollgangantriebe – nämlich Beschleunigung und Verzögerung von Massen in möglichst kurzer Zeit – wird optimal erfüllt, wenn das Drehmoment über der Zeit oder über der Drehzahl konstant ist. Diese Voraussetzung ist bei einer sogenannten „Rechteck-Kennlinie“ nach Bild 7.1.1 nahezu ideal erfüllt.

Bei einer „Dreiecks-Kennlinie“, die gelegentlich als typische Rollgangkennlinie angesehen wird, sind Beschleunigung und Verzögerung nicht optimal verteilt. Bild 7.4 zeigt dies für ein extremes Beispiel: Wenn die im Abschnitt 7.3 beschriebene Rutschgrenze $M_{\max} = M_{\text{friction}}$ auch beim Verzögern, also im Bereich der Gegenstrom-Bremung eingehalten werden soll, liegt das Anzugsmoment eines Motors mit Rechteck-Kennlinie etwa bei $0,9 M_{\max}$. Die schraffierte Fläche stellt ein Maß für das mittlere Beschleunigungsmoment dar, dessen Reziprokwert nach Abschnitt 9 der Hochlaufzeit proportional ist.

Die Auswertung zeigt, daß die Hochlaufzeit t_0 bei einem Antrieb mit Dreieck-Kennlinie fast dreimal so lang ist wie t_0 bei der Rechteck-Kennlinie.

Diese Relation kann sich im Einzelfall zwar noch etwas zugunsten der Dreieck-Kennlinie verschieben, doch bleibt in der Tendenz immer ein Vorteil für die Rechteck-Kennlinie.

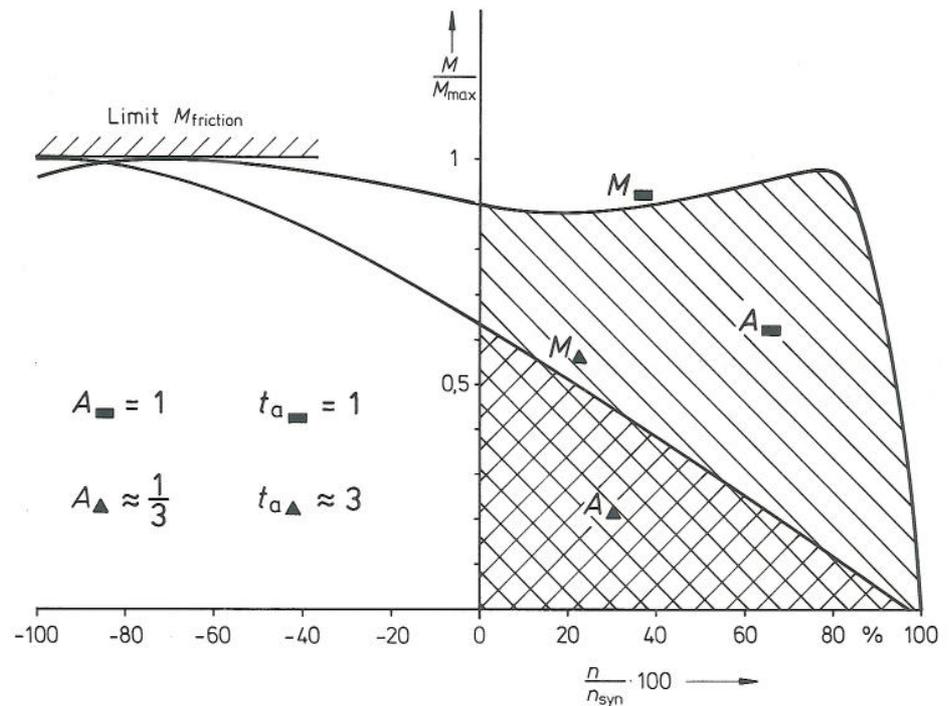


Bild 7.4 Vergleich der mittleren Hochlaufmomente und Hochlaufzeiten von Rollgangantrieben mit Dreieck-Kennlinie (Δ) und Rechteck-Kennlinie (□) bei Einhaltung der Rutschgrenze $M_{\max} = M_{\text{friction}}$ im Gegenstrombremsbereich

Die Unterschiede zwischen der Dreiecks-Kennlinie und der Rechtecks-Kennlinie werden noch deutlicher, wenn man den Bereich der generatorischen Bremsung in die Beurteilung einbezieht. Übersynchrone, generatorische Bremsung tritt auf, wenn ein polumschaltbarer oder frequenzumschaltbarer Motor (z. B. für 50/12 Hz) direkt von der hohen auf die niedrige Drehzahl umgeschaltet wird. Die in der Tabelle 7.5 genannten relativen Drehmomentwerte wurden in einem repräsentativen Grundsatzversuch ermittelt. Sie zeigen, daß bei beiden Kennlinien im generatorischen Bereich eine Drehmoment-Überhöhung auftritt, die bei der Dreiecks-Kennlinie mit 850% jedoch besonders stark ausgeprägt ist.

Diese Drehmomentspitze muß von den Antriebskomponenten (Getriebe, Kupplungen) übertragen werden und kann zu einem Schlupf zwischen Rolle und Transportgut führen (vgl. Abschnitt 14.3).

Kennlinie	Mittleres Hochlaufmoment	Mittleres Reversiermoment	Maximales Reversiermoment	Maximales Bremsmoment
Rechteck	100%	110%	110%	480%
Dreieck	100%	180%	200%	850%

Tabelle 7.5 Vergleich der Drehmomente bei Rollgangs-Motoren mit Rechtecks- oder Dreiecks-Kennlinie im gesamten Drehzahlbereich (Reversierung und generatorische Bremsung)

Auf die Nachteile der Dreiecks-Kennlinie bei Frequenzsteuerung wird im Abschnitt 16 eingegangen.

8 Berechnung der Rollen- und Motordrehzahl

Die Transportgeschwindigkeit richtet sich nach der Art des Transportgutes und dem Verarbeitungsvorgang, während sich der Rollendurchmesser aus der Belastung und den Platzverhältnissen ergibt.

Die Rollendrehzahl ist also

$$n_{\text{Rolle}} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot d_{\text{Rolle}}}$$

n_{Rolle} – Rollendrehzahl (in 1/min)

v – Transportgeschwindigkeit (in m/s)

d_{Rolle} – Außendurchmesser der Rolle (in m)

Die Hilfstafel Bild 8 dient zur raschen, überschlägigen Ermittlung der Rollendrehzahl.

Die zugehörige Motordrehzahl (n_{rot}) ist nun unter Berücksichtigung folgender Gesichtspunkte festzulegen:

8.1 Für Abfuhr- und Transport-Rollgänge mit unbedeutender Schalthäufigkeit können 4- oder 6polige Motoren in Auslegung als Leistungstypen eingesetzt werden.

Motordrehzahl (n_{rot}) also 1500 bzw. 1000/min.

8.2 Für mittlere Schalzhäufigkeit, also mittleren B-Wert (vergleiche Abschnitt 10) eignen sich 6- oder 8polige Motoren in Auslegung als Beschleunigungstypen. Motordrehzahl (n_{rot}) also 1000 bzw. 750/min.

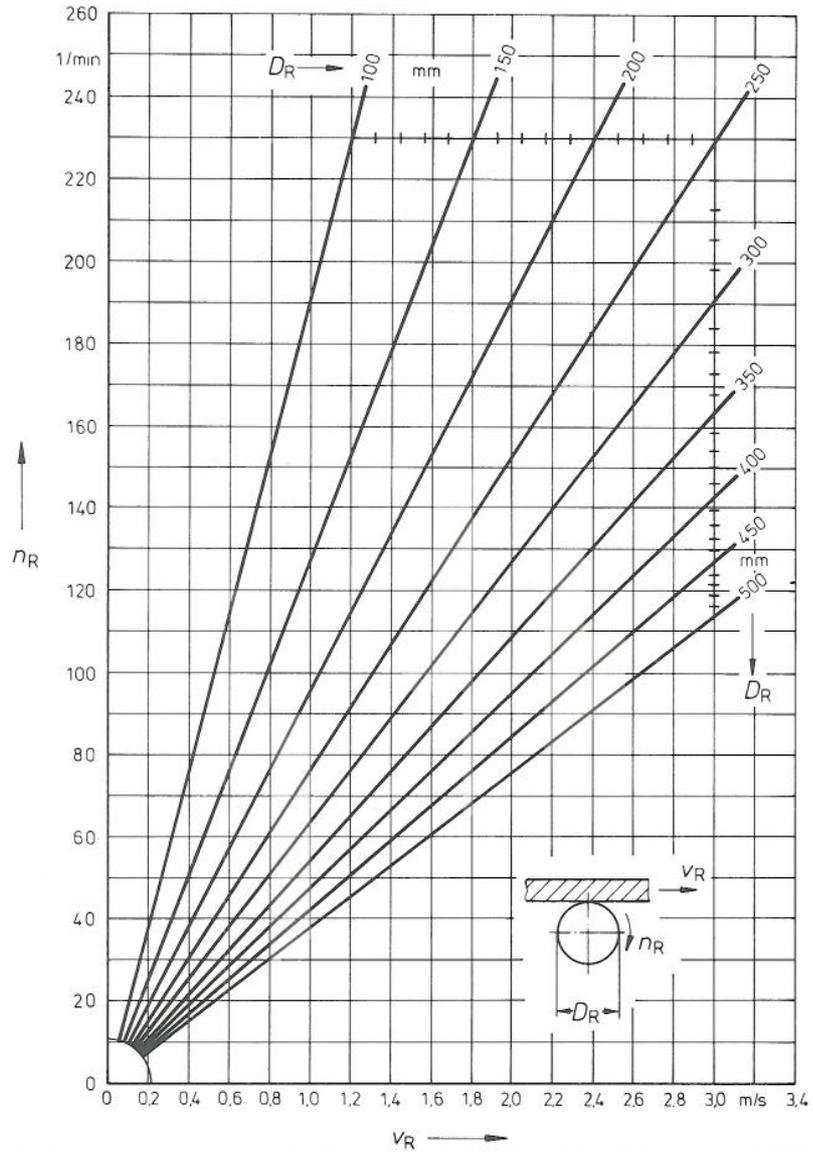


Bild 8 Hilfstafel zur Ermittlung von Transportgeschwindigkeit v_R , Rollendrehzahl n_R und Rollendurchmesser D_R

8.3 Für extrem hohe Schalzhäufigkeit, also große B-Werte sind möglichst 10- oder 12polige Motoren vorzuziehen. Motordrehzahl (n_{rot}) also 600 bzw. 500/min.

8.4 Je niedriger die Motordrehzahl gewählt wird, um so kleiner wird die erforderliche Getriebe-Untersetzung

$$i = \frac{n_{rot}}{n_{Rolle}} = \frac{n_1}{n_2}$$

Die Abmessungen von Ritzeln und Zähnen in Getrieben werden mit kleiner werdender Untersetzung günstiger: Bei hoher Schalzhäufigkeit und harter Stoßbeanspruchung empfiehlt sich also die Wahl eines hochpoligen Motors nicht nur aus elektrischen, sondern auch aus mechanischen Gründen.

8.5 Stufung des listenmäßigen Drehzahlangebots

Die Komponenten der BAUER-Rollgangs-Getriebe-Motoren sind einem Baukastensystem entnommen, aus dem die verschiedensten Industriezweige bedient werden. Die spezifische Auslastung der Getriebe und Motoren ist selbstverständlich den besonderen Bedingungen des Rollgangbetriebes angepaßt.

Die listenmäßigen, ständig am Lager verfügbaren Zahnradstufen sind so günstig gestuft, daß die praktisch auftretenden Bedarfsfälle in der Regel abgedeckt werden können.

Tabelle 8.5 zeigt als Auszug aus der BAUER-Liste für Aufsteck-Getriebe, welche Untersetzungen und Drehzahlen zum Beispiel für ein Motor-Anzugsmoment von 100 Nm zur Verfügung stehen und welche Rollengeschwindigkeiten sich hieraus bei einem Rollendurchmesser von 200, 250 und 300 mm ergeben.

Unter- setzung i	Polzahl 2p	Drehzahl n r/min	Rollen-Geschwindigkeit bei Rollen-Durchmesser $D_T =$		
			200 mm v m/s	250 mm v m/s	300 mm v m/s
42,95	8	17	0,18	0,22	0,27
38,94	8	19	0,2	0,25	0,3
36,22	8	20,5	0,21	0,27	0,32
35,47	8	21	0,22	0,27	0,33
32,53	8	23	0,24	0,3	0,36
30,47	8	24,5	0,26	0,32	0,38
29,91	8	25	0,26	0,33	0,39
28,92	8	25,5	0,27	0,33	0,4
27,43	8	27	0,28	0,35	0,42
26	8	28,5	0,3	0,37	0,45
25,16	8	29,5	0,31	0,39	0,46
25	8	30	0,31	0,39	0,47
23,18	8	32	0,34	0,42	0,5
21,67	8	34,5	0,36	0,45	0,54
19,32	8	38,5	0,4	0,5	0,6
19,15	8	39	0,41	0,51	0,61
17,57	8	42,5	0,45	0,56	0,67
15,96	8	46,5	0,49	0,61	0,73
19,45	8	48,5	0,51	0,63	0,76
15	8	50	0,52	0,65	0,79
14,64	8	51	0,53	0,67	0,8
13	8	57	0,6	0,75	0,9
12,77	8	58	0,61	0,76	0,91
12,5	8	60	0,63	0,79	0,94
11,71	8	64	0,67	0,84	1,01
10,83	8	69	0,72	0,9	1,08
10	8	75	0,79	0,98	1,18
9,02	8	83	0,87	1,09	1,3
7,7	8	97	1,02	1,27	1,52
6,68	8	112	1,17	1,47	1,76
7,7	6	129	1,35	1,69	2,03
6,68	6	149	1,56	1,95	2,34
4,64	8	161	1,69	2,11	2,53
4,64	6	215	2,25	2,81	3,38

Tabelle 8.5.1 Beispiel für das Angebot an Rollen-Geschwindigkeiten
Aufsteck-Getriebe nach Katalog AG/RG 87
Beispiel $M_{A1} = 100$ Nm, Rollen 200/250/300 mm

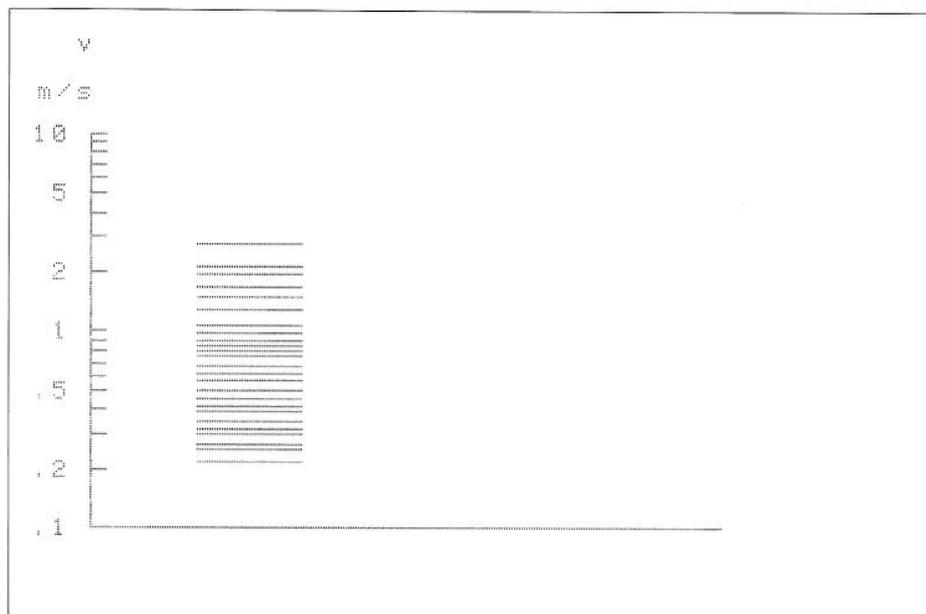


Bild 8.5.2 Verteilung der Geschwindigkeiten einer Rolle von 250 mm Durchmesser bei Verwendung des Angebots an listenmäßigen Drehzahlen von Aufsteck-Getrieben bei $M_{A1} = 100 \text{ Nm}$

9 Berechnung der Anlauf- und Bremszeit

Vor allem bei Arbeitsrollgängen wird gefordert, daß die Abbremsung und Beschleunigung des Blockes, also der Umsteuer- oder Reversiervorgang, so rasch als möglich erfolgt. Je nach Gewicht und Geschwindigkeit des Walzgutes wird man Anlauf- oder Bremszeiten von etwa 0,5 bis 2 s anstreben.

Die Anlauf- oder Bremszeit kann auf folgende Weise ermittelt werden:

$$t_a = \frac{J_2 \cdot n_2}{9,55 \cdot M_{a2}}$$

Dabei ist

$$J_2 = J_{\text{Block}} + J_{\text{Rolle}} + J_{\text{Kupplung}} + J_{\text{rot}} \cdot i^2$$

Es bedeuten

- t_a – Anlauf oder Bremszeit (in s)
- J_2 – Gesamtes Massenträgheitsmoment (mr^2 in kgm^2), bezogen auf Rollendrehzahl
- n_2 – Rollendrehzahl (in 1/min)
- M_{a2} – Mittleres Drehmoment an der Rolle (in Nm)
beim Hochlauf etwa $0,9 \cdot M_A$
beim Bremsen etwa $1,1 \cdot M_A$
gemäß Bild 7.1.1
- i – Getriebeuntersetzung $\frac{n_1}{n_2}$

Diese Beziehung gilt bei vernachlässigbarer Reibung sowohl für den Anlauf (Beschleunigung) wie für die Bremsung (Verzögerung). Vorausgesetzt ist eine Rechteck-Kennlinie gemäß Bild 7.1.1 und Abschnitt 7.4. Bei anderem Kurvenverlauf ergeben sich ungünstigere Werte. Das Massenträgheitsmoment von Losrollen, die über den Block mitbeschleunigt werden müssen, ist samt dem zugehörigen Blockanteil zusätzlich einzusetzen. Richtwerte für das Massenträgheitsmoment von Rollgangsrollen können dem Diagramm Bild 9 entnommen werden.

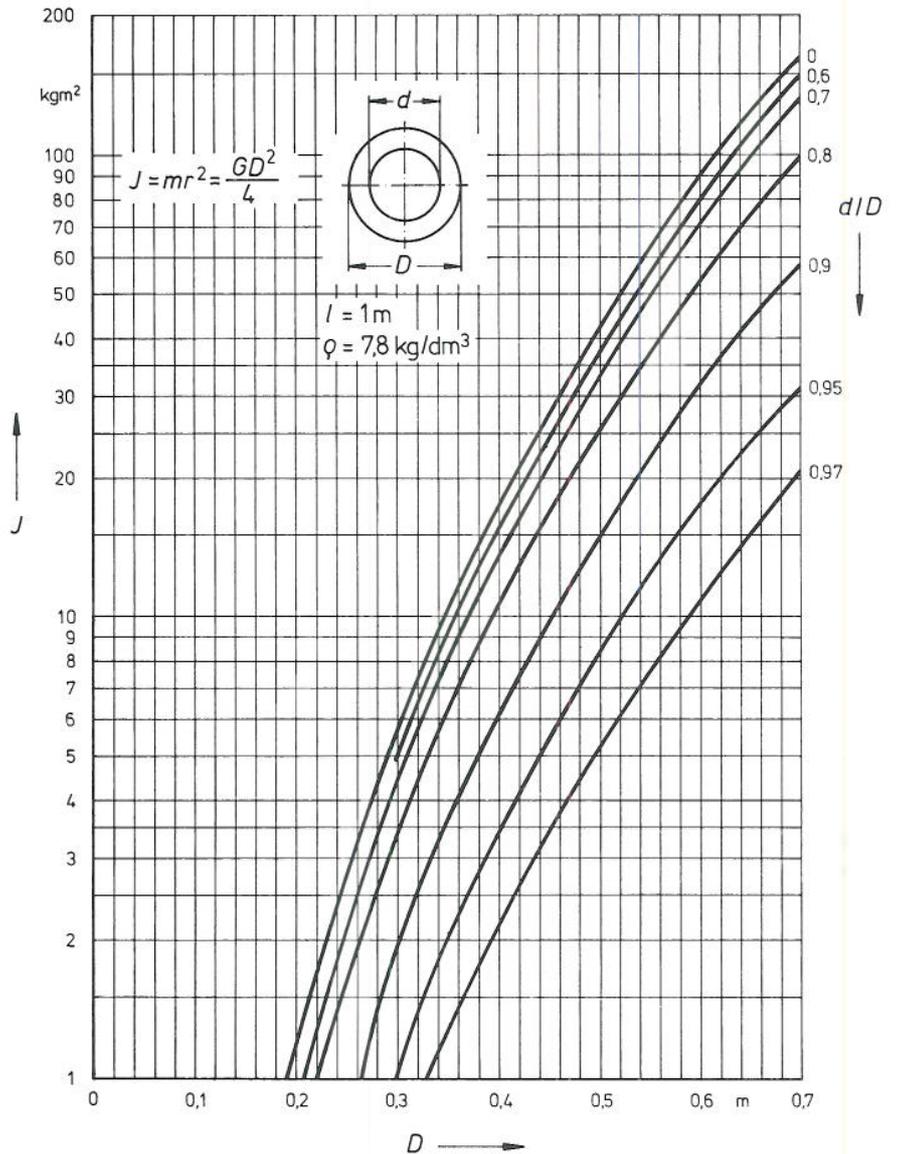


Bild 9 Massenträgheitsmoment J von Voll- und Hohlzylindern aus Stahl oder Grauguß bei 1 m Länge

10 Die Beschleunigungsziffer B

Bei Rollgängen mit großer Schalzhäufigkeit – also bei Arbeitsrollgängen, an der Schere oder bei der Richtmaschine – sind die Antriebsmotoren neben dem erforderlichen Drehmoment vor allem auch für die auftretende thermische Beanspruchung zu bemessen.

Bei jedem Schalt- oder Reversiervorgang entsteht in Ständer und Läufer unvermeidliche Verlustwärme, die über die rippengekühlte Oberfläche des Motorgehäuses wieder abgeführt werden muß.

Die Übertemperatur der Wicklung darf im Beharrungszustand die nach den „Bestimmungen für umlaufende elektrische Maschinen“ VDE 0530 zulässigen Grenzwerte nicht überschreiten. (Vergleiche auch Abschnitt 13).

Die bei einem einzelnen Anlauf entwickelte Wärmemenge ist für einen bestimmten Motor von der Dauer des Anlaufvorganges, also nach Abschnitt 9 von dem zu beschleunigenden Massenträgheitsmoment abhängig.

Für die im Dauer-Schaltbetrieb auftretende Übertemperatur der Wicklung ist darüber hinaus die stündliche Zahl der Anläufe, also die Schalzhäufigkeit (in Einschaltungen pro Stunde) maßgebend.

10.1 Definition der Beschleunigungsziffer

Man erhält die Beschleunigungsziffer als Maßzahl für die stündlich aufzubringende Beschleunigungsarbeit.

Internationales System (SI)

$B_{SI} = \Sigma J_1 \cdot Z$
 B_{SI} – Beschleunigungsziffer (B-Wert) in kgm^2/h
 ΣJ_1 – Gesamt-Massenträgheitsmoment ($m \cdot r^2$) in kgm^2 bezogen auf Läuferdrehzahl n_1 , also

$$\Sigma J_1 = \frac{J_{\text{ext}}}{i^2} + J_{\text{rot}}$$

(vgl. Abschnitt 9)

Z – Zahl der Einschaltungen pro Stunde in 1/h

Technisches Maßsystem (TM)

$B_{TM} = \Sigma GD_1^2 \cdot Z$
 B_{TM} – Beschleunigungsziffer (B-Wert) in kpm^2/h
 ΣGD_1^2 – Gesamt-Schwungmoment in kpm^2 bezogen auf Läuferdrehzahl n_1 , also

$$\Sigma GD_1^2 = \frac{GD_{\text{ext}}^2}{i^2} + GD_{\text{rot}}^2$$

Z – Zahl der Einschaltungen pro Stunde in S/h

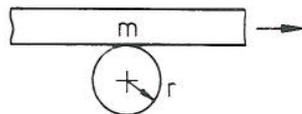
Bei Verwendung des häufig benutzten und genormten „Trägheitsfaktors“

$$FI = \frac{J_{\text{ext}} + J_{\text{rot}}}{J_{\text{rot}}} = \frac{\frac{J_{\text{ext}}}{i^2} + J_{\text{rot}}}{J_{\text{rot}}}$$

ergibt sich für die Beschleunigungsziffer

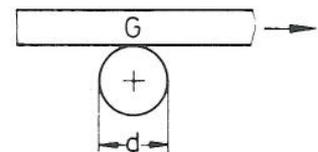
$$B = FI \cdot J_{\text{rot}} \cdot Z$$

Der bisher im Technischen Maßsystem übliche Begriff „Schwungmoment $GD^{2''}$ “ wurde nicht in das SI übernommen. Für Berechnungen mit dem Massenträgheitsmoment mr^2 sind daher nicht nur die unterschiedlichen Einheiten, sondern auch die andere Definition zu beachten.



$$J = m \cdot r^2$$

$$J = m \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 = \frac{m \cdot d^2}{4}$$



$$GD^2 = G \cdot d^2$$

Da hier das Gewicht G als Masse in kg verstanden wird, sind die Zahlenwerte von m und G gleich.

Für die Umrechnung von Schwungmomenten in Massenträgheitsmomente gilt daher

$$J \cong \frac{GD^2}{4}$$

d. h. die Zahlenwerte des GD^2 (in kpm^2) sind durch 4 zu teilen und ergeben so die Zahlenwerte von J (in kgm^2)

und daher sinngemäß auch

$$B_{SI} \cong \frac{B_{TM}}{4}$$

d. h. die Zahlenwerte des B-Wertes in TM (in kpm^2/h) sind durch 4 zu teilen und ergeben so die Zahlenwerte des B-Wertes im SI (in kgm^2/h)

In der Übergangszeit vom Technischen zum Internationalen Maßsystem empfiehlt es sich dringend, gerade bei Massenträgheitsmomenten und Beschleunigungsziffern das Maßsystem ausdrücklich anzugeben, da sonst Abweichungen um den Faktor 4 auftreten können.

Bei der Berechnung des Gesamt-Massenträgheitsmomentes ΣJ_i sind eventuell mitzubeschleunigende Losrollen und der zugehörige Blockanteil zusätzlich einzusetzen.

Da bei Arbeitsrollgängen die Länge des Walzgutes und damit die Zahl der tragenden Rollen rasch zunimmt, stellt der so ermittelte B-Wert einen Spitzenwert dar. Im Einzelfall kann der mittlere, für die Dauererwärmung maßgebende B-Wert durch Annahme einer mittleren Walzgulänge ermittelt werden.

Für die bei einem Schaltvorgang entwickelte Wärmemenge ist die Drehzahl-Differenz zwischen Drehfeld und Läufer maßgebend (vergleiche Bild 10.1). Hieraus ergeben sich folgende Umrechnungszahlen:

1 Gegenstrom-Bremung entspricht 3 Anläufen

1 Reversierung entspricht 4 Anläufen.

Infolge der Stromverdrängung im Läufer sind die tatsächlich auftretenden Wärmemengen etwas niedriger: Man rechnet jedoch aus Sicherheitsgründen am besten mit den genannten Zahlen.

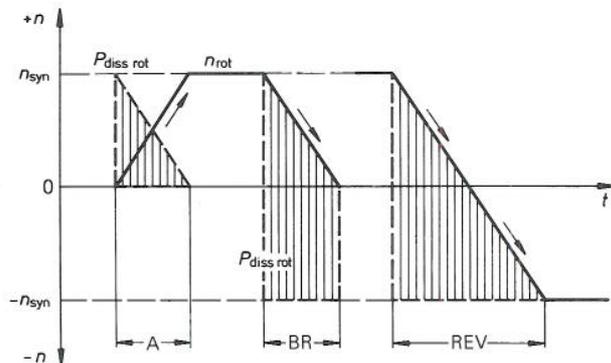


Bild 10.1 Schematische Darstellung der Begriffe „Anlauf“ (A), „Gegenstrombremsung“ (BR) und „Reversierung“ (REV) und der Rotor-Verlustleistung $P_{diss,rot}$

10.2 Ermittlung der Beschleunigungsziffer

Die in den Listen aufgeführten Nenn-Beschleunigungsziffern B_N von BAUER-Rollgangs-Motoren sind durchweg im Versuch ermittelt. Dazu werden die Motoren zunächst im Leerlauf und anschließend mit verschiedener Reversierhäufigkeit jeweils bis zum Erreichen der Beharrungstemperatur betrieben.

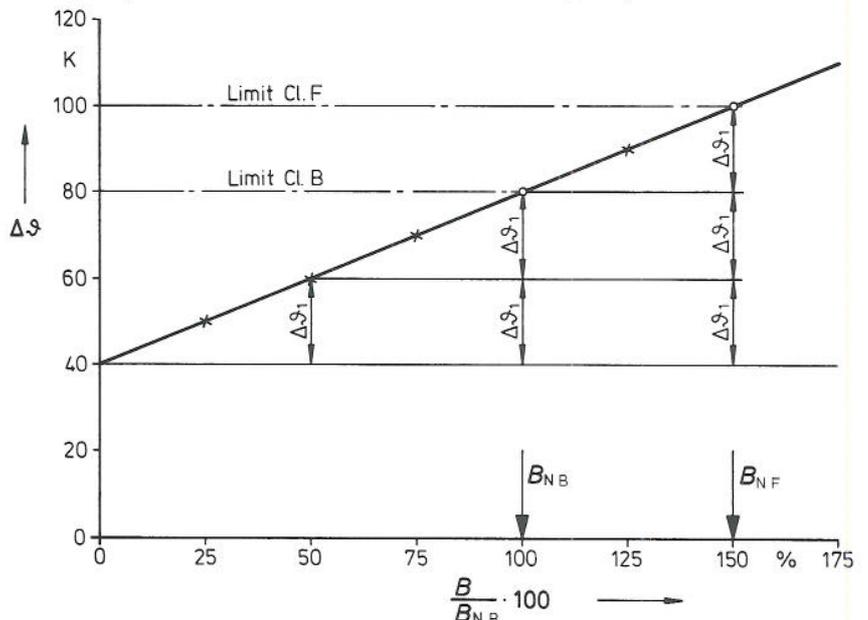


Bild 10.2 Ermittlung der Nenn-Beschleunigungsziffer B_N unter Beachtung der Grenzübertemperatur (Limit) für die Isolierstoffklassen B oder F

Die Kupfer-Übertemperaturen $\Delta \vartheta$ werden über dem B-Wert aufgetragen. Sie liegen gemäß Bild 10.2 auf einer Geraden. Auf einem Grundwert für die Leerlauf- (Magnetisierungs)- Übertemperatur (im Beispiel 40 K) baut sich eine Zusatz-Übertemperatur $\Delta \vartheta_1$ auf, die dem B-Wert direkt proportional ist. Beim Schnittpunkt dieser Geraden mit den Grenz-Übertemperaturen für Isolierstoffklasse B (Limit Cl. B) bzw. Isolierstoffklasse F (Limit Cl.F) ergeben sich dann die Nenn-Beschleunigungsziffern B_{NB} bzw. B_{NF} .

10.3 Ausnützung der Beschleunigungsziffer

Innerhalb üblicher, praktischer Grenzen kann der Nenn-B-Wert eines Motors entweder durch hohe Schalthäufigkeit bei geringem Massenträgheitsmoment oder durch niedrige Schalthäufigkeit bei großem Massenträgheitsmoment ausgenützt werden: Die Erwärmung ist bei beiden Belastungsfällen gleich. Die mechanische Stoßbelastung der Übertragungsmittel wächst jedoch mit dem Massenträgheitsmoment.

Bei voller Ausnützung des Nenn-B-Wertes eines bestimmten Rollgangs-Motors errechnet sich für eine gegebene Schalthäufigkeit Z das zulässige externe Massenträgheitsmoment für Kupplung, Rolle und Block:

$$J_{\text{ext}} = \left(\frac{B}{Z} - J_{\text{rot}} \right) i^2$$

Bild 10.3 zeigt, daß mit steigender Schalthäufigkeit ein zunehmender Anteil des thermischen Arbeitsvermögens durch den Motorläufer verbraucht wird.

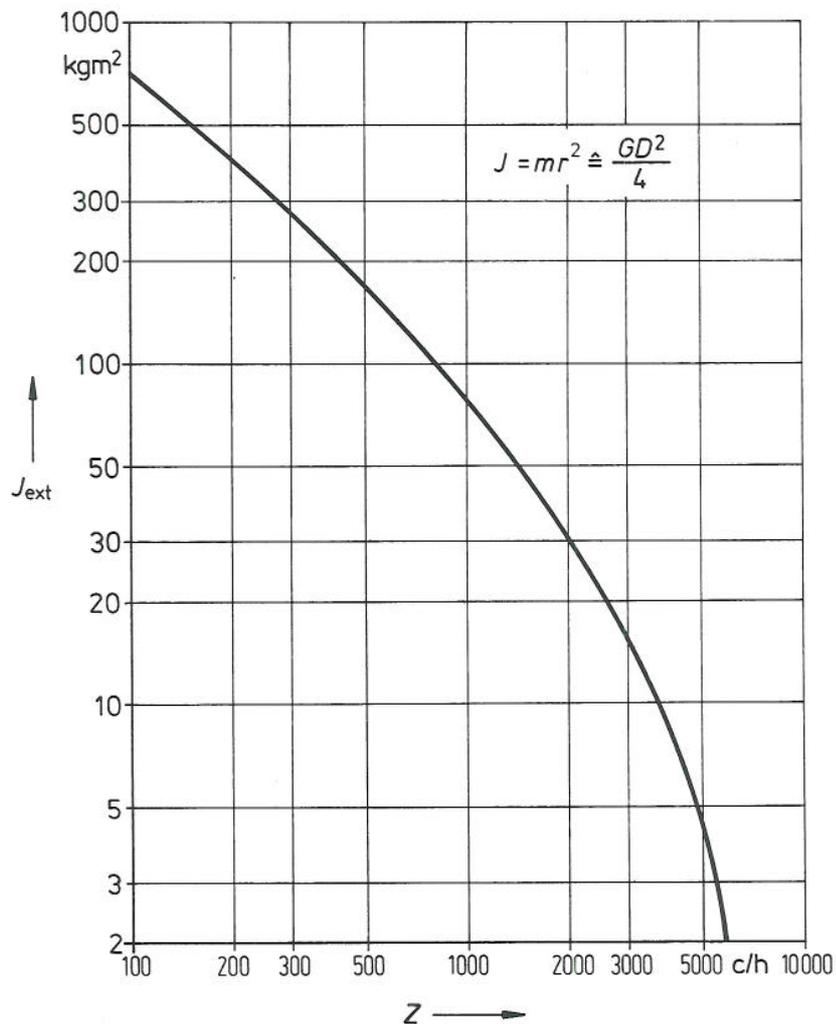


Bild 10.3 Zulässiges externes Massenträgheitsmoment J_{ext} bei verschiedener Schalthäufigkeit Z , bezogen auf die Arbeitswelle eines 10poligen Rollgangs-Getriebe-Motors von 700 Nm (70 kpm), 71/min mit einem B-Wert von 1100 kgm^2/h

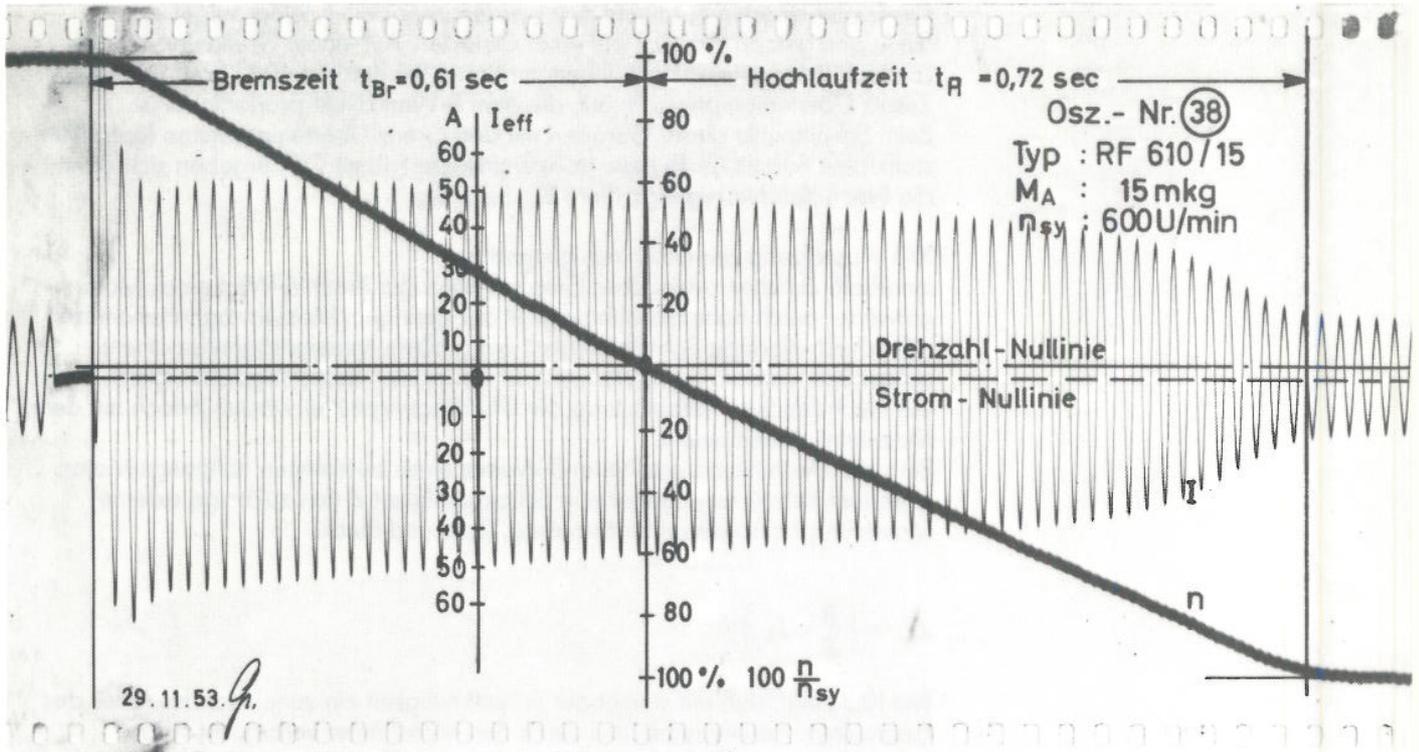


Bild 10.4 Oszillographische Aufnahme eines Reversiervorganges

11 Kurzschluß-Stillstandszeit

Von Rollgangs-Motoren wird häufig verlangt, daß sie ohne Schaden eine gewisse Zeit in festgebremstem Zustand an voller Spannung – also im „Kurzschluß“ – stehen können. Diese Forderung entspringt der Erfahrungstatsache, daß Rollgangsantriebe gelegentlich „blockiert“ werden und daß bis zur Wiederherstellung des normalen Betriebszustandes eine gewisse Zeit vergeht. Während normale Antriebe je nach Auslegung sich meist schon nach einer Kurzschluß-Stillstandszeit von 20 bis 30 Sekunden gefährlich erwärmt haben, sollen Rollgangs-Motoren einige Minuten „im Kurzschluß stehen können“. Ungewöhnlich hohe Kurzschluß-Stillstandszeiten von mehr als 10 bis 15 Minuten, wie sie von hochpoligen Antrieben mit mehr als 12 Polen ohne weiteres erreicht werden können, haben keinen praktischen Nutzen, wenn man voraussetzt, daß eine Störung wegen der hohen Ausfallkosten in der Regel schon viel früher erkannt sein muß oder wenn die Antriebe durch Motorschutzschalter geschützt werden (vergleiche Abschnitte 12 und 17).

Der Temperaturanstieg in der Wicklung eines blockierten Rollgangs-Motors gemäß Bild 11 zeigt, daß für die Festlegung der Temperatur am Ende der „zulässigen Kurzschluß-Stillstandszeit t_k “ ein weiter Ermessensspielraum bleibt: Die *dauernd* zulässige Grenztemperatur ϑ_{im} für die Isolierstoffklasse F von 155 °C kann *kurzzeitig* ohne Beeinträchtigung der Wicklung überschritten werden. Bei guten Isolierstoffen treten Windungsschlüsse erst bei der kritischen Temperatur ϑ_{crit} von etwa 400 °C auf, doch wird man von dieser Temperatur einen ausreichenden Sicherheitsabstand einhalten.

Anhaltspunkte für die als „sicher“ anzusehenden Temperaturen am Ende der Kurzschluß-Stillstandszeit t_k geben folgende Festlegungen in Normen:

11.1 Bei explosionsgeschützten Motoren der Zündschutzart EEx e ist nach VDE 0171 und EN 50019 am Ende der „Erwärmungszeit t_e “ bei Isolierstoffklasse F eine Wicklungstemperatur von 210 °C zugelassen.

11.2 In einer IEC-Publikation für den „Thermischen Maschinenschutz TMS“ sind bei Isolierstoffklasse F nach dem Ansprechen der Auslöser im Anschluß an eine rasch verlaufende Temperaturerhöhung (Blockierung) in der ersten Kategorie 225 °C und in der zweiten Kategorie 250 °C vorgesehen. Für die Festlegung der zulässigen Kurzschluß-Stillstandszeit ergibt sich hieraus der im Bild 11 markierte Bereich für t_k .

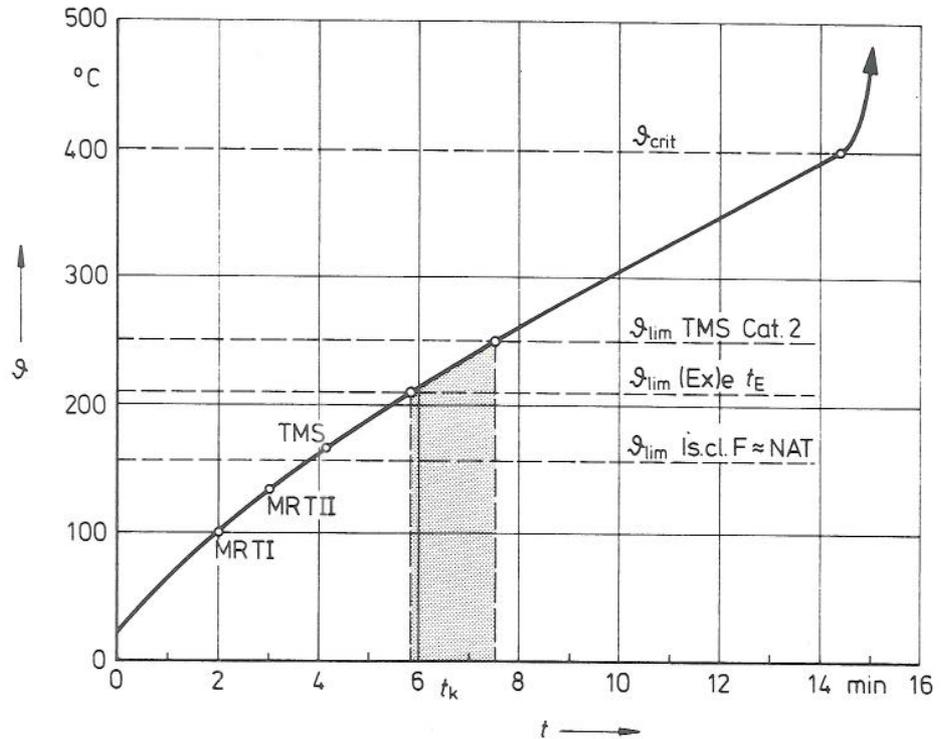


Bild 11 Temperaturanstieg in der Wicklung bei Blockierung

Stromdichte: $i = 20 \text{ A/mm}^2$

Umgebungstemperatur: $\vartheta_{\text{amb}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

Dauernd zulässige Grenztemperatur und Nenn-Ansprechtemperatur NAT von Thermistoren bei Isolierstoffklasse F: $\vartheta_{\text{lim}} = 155 \text{ }^\circ\text{C}$

Grenztemperatur bei Zündschutzart EEx e am Ende der Erwärmungszeit t_E :
 $\vartheta_{\text{lim}} = 210 \text{ }^\circ\text{C}$

Grenztemperatur nach dem Auslösen eines thermischen Maschinenschutzes TMS für Kategorie 2: $\vartheta_{\text{lim}} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$

Kritische Temperaturgrenze für Windungsschlüsse: $\vartheta_{\text{crit}} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$

Einstellwert eines thermisch verzögerten Überstromrelais (Motorschutz):
 $I_E = 2/3 I_A$

Auslösepunkt eines Motorschutzrelais mit Trägheitsgrad I: MR T I

Auslösepunkt eines Motorschutzrelais mit Trägheitsgrad II: MR T II

Auslösepunkt eines Thermistor-Motorschutzes mit Nennansprechtemperatur (NAT) $160 \text{ }^\circ\text{C}$: TMS

12 Schutz der Motorwicklung im Schaltbetrieb

Für den Motorschutz im Rollgangsbetrieb gelten andere Gesichtspunkte als bei einem Dauerbetrieb mit Nennlast: Da es keinen „Nennstrom“ gibt, kann der Motor auch nicht gegen „Überlastung“ im üblichen Sinn geschützt werden.

12.1 Thermisch verzögerte Überstrom-Relais

Selbst wenn für Rollgangs-Motoren ein thermisch zulässiger Strom angegeben würde, könnte ein Motorschutzschalter auf der Basis eines Bimetall-Relais nicht auf diesen „Nennstrom“ eingestellt werden: Wegen der stark unterschiedlichen Erwärmungs-Zeitkonstanten nach Bild 12.1 würde der Schutzschalter im normalen Schaltbetrieb ansprechen, ehe der Motor voll ausgenutzt ist.

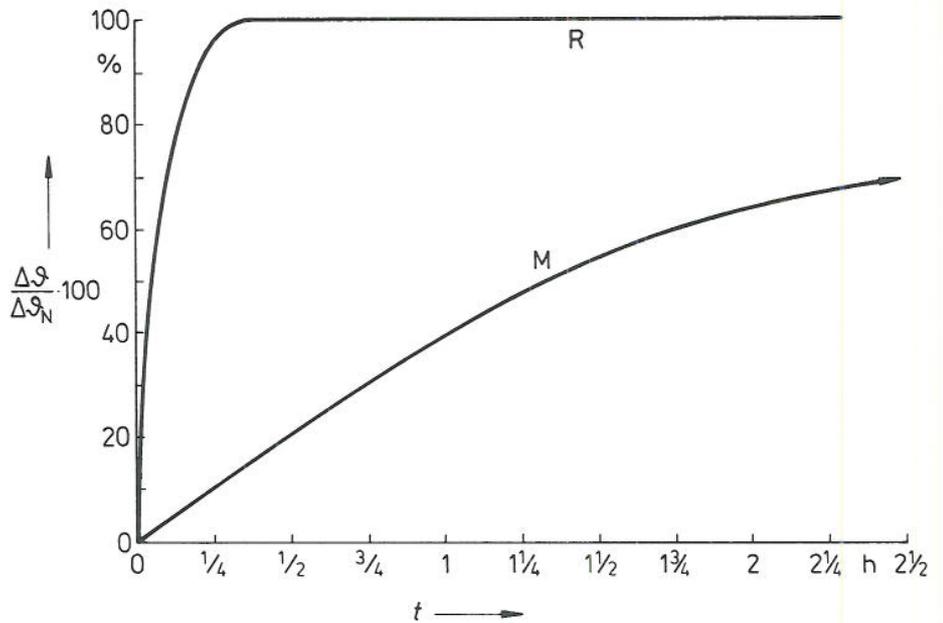


Bild 12.1 Erwärmungsverlauf von Motor (M) und Motorschutz-Relais (R) bei Belastung mit Nennwerten.

Sinnvoll ist aber ein Schutz gegen zu hohe Erwärmung im Falle einer Blockierung unter voller Spannung („Kurzschlußfall“ für den Motor, vergleiche Abschnitt III). Der Einstellwert I_E sollte daher so gewählt werden, daß der Motorschutzschalter im Blockierungsfall innerhalb der zulässigen Kurzschluß-Stillstandszeit t_k anspricht. Bei den hochpoligen Typen ist dies im allgemeinen gewährleistet, wenn der Einstellwert I_E höchstens etwa 65% des Anzugsstromes I_A beträgt, also

$$I_E \cong 0,65 I_A$$

Mit dieser Einstellung löst der Motorschutzschalter erfahrungsgemäß einerseits im Schalt- und Reversierbetrieb nicht aus, spricht andererseits aber im Blockierungsfall in ausreichend kurzer Zeit an.

Bild 11 zeigt, daß ein thermisch verzögertes Überstromrelais mit Trägheitsgrad I (MR T I) beispielsweise nach etwa 2 Minuten und ein Relais mit Trägheitsgrad T 2 nach etwa 3 Minuten auslöst. In beiden Fällen liegt die Wicklungstemperatur unter der zulässigen Grenze.

Dieses Verfahren gewährleistet einen sehr guten Schutz und wird von vielen Betrieben seit Jahren mit Erfolg angewandt. Falls jedoch die Gefahr einer langanhaltenden Überlastung (z. B. durch Schwergängigkeit der Rolle infolge erhöhter Lagerreibung) besteht, reicht dieser einfache, stromabhängige Motorschutz nicht aus.

Für Transportrollgänge mit niederpoligen Motoren wird eine Einstellung auf Nennstrom I_N , höchstens jedoch auf 40 bis 50% von I_A empfohlen. In kritischen Fällen kann zusätzlich ein „Thermischer Motorschutz“ (TMS) nach Abschnitt 12.2 oder 12.3 vorgesehen werden.

12.2 Thermostaten

Diese Wärmeauslöser (Knopfthermostate) sind kleine, von Bimetall gesteuerte Schalter, die in die Motorwicklung eingebettet werden können und beim Überschreiten der Ansprechtemperatur nach Bild 12.2.1 den Haupt- oder Steuerstromkreis öffnen, somit also den gefährdeten Motor vom Netz trennen. Ihr Schaltvermögen liegt meist bei etwa 1 A, 220 V.

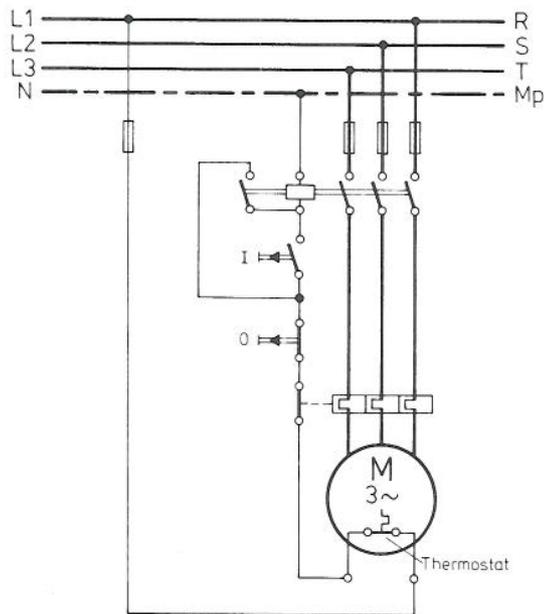


Bild 12.2.1 Schaltbild für Thermostaten (Wärmeauslöser) für den Schutz einer Motorwicklung

Infolge ihrer *von der Temperatur* (und nicht vom Strom) *abhängigen* Wirkungsweise eignen sie sich vor allem für Überlastungsfälle, bei denen der Strom kein Maß für die tatsächliche Wicklungsbeanspruchung darstellt, also zum Beispiel für den Rollgangsbetrieb.

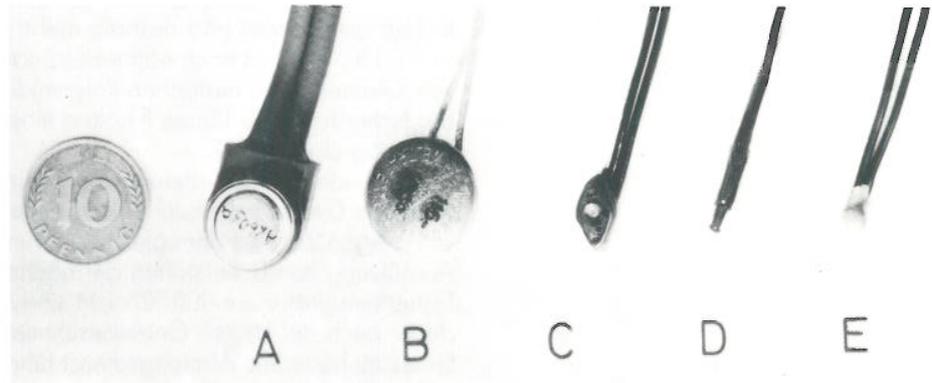


Bild 12.2.2 Vergleich von Thermostaten (verschiedene Bauarten A, B und C) mit Thermistoren (D und E)

12.3 Thermistoren

Beim „Thermischen Motorschutz (TMS)“ wirkt ein temperaturabhängiger Widerstand in Größe eines Streichholzkopfes als Temperaturfühler. Infolge seiner geringen Masse nimmt dieser Fühler praktisch unverzüglich die Temperatur der ihn umgebenden Wicklung an und schützt den Motor vollwertig bei allen Überlastungsfällen.

Kaltleitertemperaturfühler oder Thermistoren sind temperaturabhängige Widerstände mit positivem Temperaturkoeffizienten, das heißt sie vergrößern bei einer bestimmten Ansprechtemperatur (z. B. 160 °C bei Motoren mit Isolierstoffklasse F) plötzlich sehr stark ihren Widerstand.

Gemäß Schaltbild 12.3 liegen die Temperaturfühler in Reihe mit der Relaispule eines Auslösegerätes. Beim Erreichen der Ansprechtemperatur oder bei einer ungewollten Leitungsunterbrechung schaltet das Relais um und trennt den gefährdeten Motor vom Netz. In Bild 11 ist dieser Auslösepunkt mit „TMS“ bezeichnet.

Thermistoren und Steuergeräte, die der in IEC Publikation 34-11-2 festgelegten Charakteristik entsprechen, können mit „Mark A detector“ und „Mark A control unit“ bezeichnet werden.

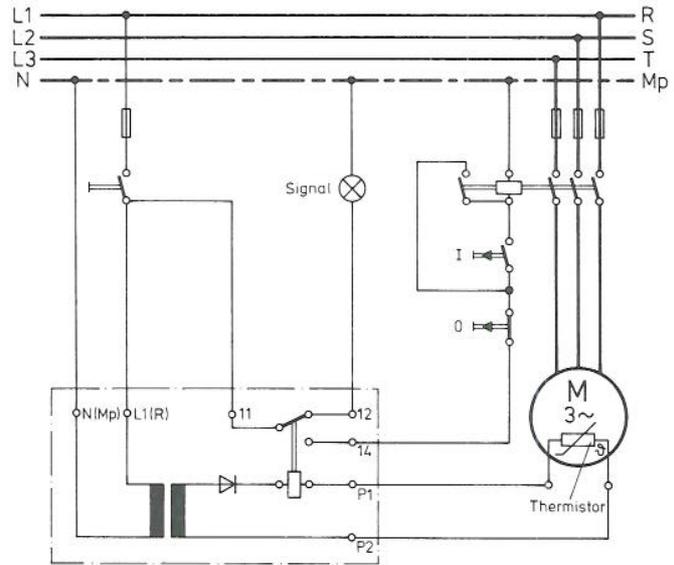


Bild 12.3 Schaltbild für Thermischen Motorschutz (TMS) mit Kaltleiter-Temperaturfühlern (Thermistoren)

13 Isolation der Ständerwicklung

Rollgangantriebe arbeiten meist unter ungünstigen Temperaturbedingungen: Vom Walzgut strahlt oder fließt Wärme zum Antriebsmotor, die Wärmeabgabe ist gelegentlich außen durch Zunderstaub oder Abdeckungen behindert, und beim Schalten oder Reversieren wird im Motor große Verlustwärme entwickelt. Rollgangs-Motoren sind deshalb meist mit Isolierstoffen der Klasse F nach VDE 0530, also mit hochwärmebeständigen Folien oder Laminaten auf der Basis von Glasseide, aromatischen Polyamiden oder gleichwertigen Materialien isoliert. Die Isolierstoffe der Klasse F halten eine Dauertemperatur von 155 °C aus, kurzzeitig über 250 °C.

Mit Rücksicht auf die Alterung der Schmierstoffe für Lager und Getriebe wird die zulässige Grenztemperatur für die Isolierstoffklasse F jedoch nicht dauernd und voll ausgenützt. Aus dem gleichen Grund erscheint auch eine Anwendung und Ausnützung von Isolierstoffen der nächst höheren Klasse H mit einer zulässigen Dauertemperatur von 180 °C nicht sinnvoll, da diese hohe Temperatur die Lebensdauer auch der besten Getriebschmierstoffe stark vermindert und so letzten Endes zu höherem Wartungsdienst führt (vgl. Abschnitt 19).

14 Elektrische Bremsung

Im Rollgangsbetrieb werden für die Abbremsung von Antrieb, Rolle und Transportgut elektrische oder dynamische Bremsverfahren bevorzugt, da diese im Gegensatz zu mechanischen Reibungsbremsen ohne Verschleiß arbeiten. Die zusätzlichen Stromwärmeverluste führen allerdings zu einer höheren Wicklungstemperatur und sind bei der Bemessung des Antriebes zu berücksichtigen.

14.1 Gegenstrom-Bremsung

Dieses einfache Bremsverfahren, das in den Bildern 10.1 und 10.4 grundsätzlich dargestellt ist, wird im Rollgangsbetrieb häufig angewandt, da es keinen zusätzlichen Geräteaufwand erfordert.

Da der Reibungsschluß zwischen Rolle und Transportgut gemäß Abschnitt 7.3 die maximale übertragbare Verzögerung begrenzt, liegen die Bremszeiten meist in einem Bereich, der noch visuell erfaßt werden kann. Der Bedienungsmann „kontert“ also manuell und schaltet das Gegenstromschütz so ab, daß der Bremsvorgang beim Nulldurchgang der Drehzahl gemäß den Bildern 10.1 und 10.4 abgeschlossen wird.

Bremswächter, die den Bremsvorgang automatisch beenden würden, sind im Rollgangsbetrieb relativ selten zu finden, da sie unter den schwierigen Einsatzbedingungen als mögliche Störquelle betrachtet werden.

14.2 Gleichstrom-Auslauf-Bremung

Bei Speisung einer Drehstrom-Ständerwicklung mit Gleichstrom entsteht in der Ständerbohrung ein stillstehendes Magnetfeld, das in den Stäben des Kurzschlußläufers eine Spannung induziert, so lange sich der Läufer bewegt.

Da der elektrische Widerstand des Läuferkäfigs sehr gering ist, genügen schon kleine induzierte Spannungen, um einen kräftigen Strom im Läufer hervorzubringen. Dieser Strom erzeugt eine kräftige Bremswirkung auf die Stäbe und damit auf den Rotor.

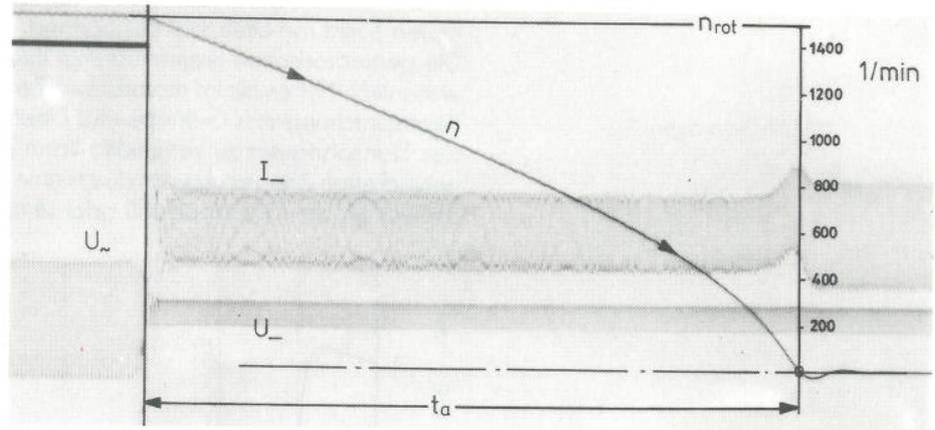


Bild 14.2.1 Oszillogramm einer Gleichstrom-Auslaufbremsung

Mit abnehmender Drehzahl sinkt die Frequenz der induzierten Spannung und der induktive Widerstand. Wegen des allmählich überwiegenden ohmschen Widerstandes steigt nun die Bremswirkung mit abnehmender Drehzahl an.

Erst kurz vor dem Stillstand fällt das erzeugte Bremsmoment stark ab und wird beim Aufhören der Bewegung schließlich gleich 0.

Die Gleichstrom-Auslaufbremsung eignet sich also nicht zum Festhalten einer Last. Andererseits ist jedoch die „sanft einsetzende und immer kräftiger zupackende“ Charakteristik der Bremsung für fast alle Verzögerungsvorgänge geradezu ideal.

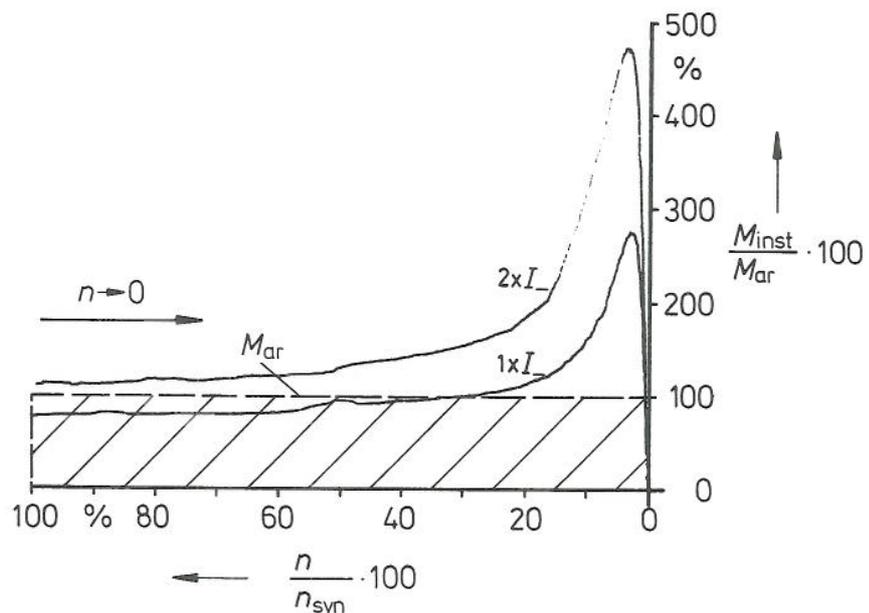


Bild 14.2.2 Meßtechnisch ermittelter Verlauf des Bremsmomentes M_{inst} bei Gleichstrom-Auslaufbremsung mit zwei verschiedenen Gleichstromstärken

- I_{\sim} – Gleichstrom während des Drehzahlabfalls $n \rightarrow 0$
- M_{inst} – Augenblickswert des Bremsmomentes
- M_{gr} – Mittelwert des Bremsmomentes

14.3 Übersynchrone Generator-Bremung

Bei Rollgangantrieben mit Polumschaltung oder Frequenzverstellung bietet sich mit der generatorischen Bremsung bei übersynchronen Drehzahlen eine weitere Möglichkeit für eine elektrische Auslaufbremsung an.

Mit dieser Methode läßt sich allerdings nicht bis zum Stillstand, sondern nur bis zur jeweils tiefsten Drehzahlstufe abbremesen.

Wird die Drehfeldgeschwindigkeit durch Umschaltung der Wicklung auf eine höhere Polzahl plötzlich stark vermindert, so wird der nun übersynchron laufende Rotor stark induziert und dadurch dynamisch auf eine Drehzahl knapp unter der neuen Synchron-Drehzahl abgebremst.

Die generatorischen Bremsmomente liegen dabei nach Bild 14.3 je nach Motortyp wesentlich höher als im motorischen Bereich. Mit Rücksicht auf die mechanische Beanspruchung von Getriebe und Übertragungselemente oder um ein Rutschen des Transportgutes zu vermeiden kann es daher empfehlenswert sein, die entwickelten Bremsmomente durch eine Schaltungsänderung (z. B. Stern statt Dreieck für die Grundpolzahl) oder durch Vorwiderstände zu vermindern.

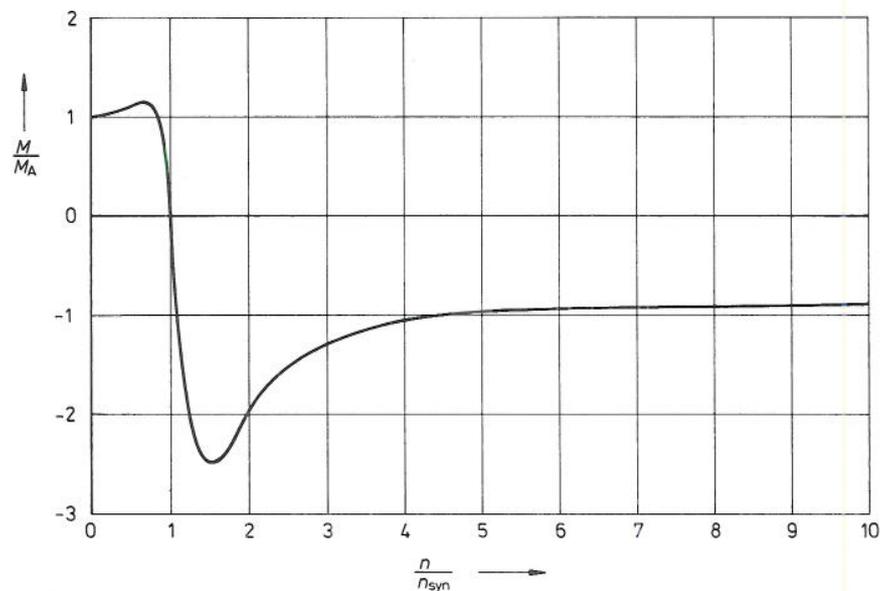


Bild 14.3 Verlauf des generatorischen Bremsmomentes bei Rückschaltung der Drehzahl im Verhältnis 10 : 1

15 Gleichstrom-Rollgangs-Motoren

Gleichstrom-Nebenschluß-Motoren mit Drehzahlverstellung über die Ankerspannung werden im Rollgangsbetrieb eingesetzt, wenn die Transportgeschwindigkeit in weiten Grenzen an das jeweilige Material angepaßt werden muß. Da die Stromwärmeverluste beim Anlaufen und Bremsen im Vergleich zum Drehstrom-Asynchronmotor relativ niedrig gehalten werden können, wird der Gleichstrom-Motor häufig auch an Arbeitsrollgängen mit extrem hoher Reversierzahl bevorzugt.

Zur Steuerung der Ankerspannung werden Thyristor-Geräte verwendet, die eine Gruppe von Antrieben gemeinsam speisen. Die Drehzahl-Kennlinien der einzelnen Motoren einer Gruppe müssen für diesen Parallelbetrieb entsprechend gut übereinstimmen.

15.1 Bestimmung der Motorgröße

Die für Anlauf und Bremsung erforderlichen Drehmomente werden entsprechend den verlangten Anlauf- und Bremszeiten gemäß Abschnitt 9 bestimmt. Da die Motorgröße entscheidend von diesen Werten bestimmt wird, sollten Beschleunigung und Verzögerung nur so hoch angesetzt werden, wie dies für einen zügigen Arbeitsablauf und zur Einhaltung der maximalen Stichtzahl unbedingt erforderlich ist. Vor allem bei langen Laufzeiten und hohem Drehmomentbedarf für die Lagerreibung der Rollen und für den Rollwiderstand zwischen Transportgut und Rolle ist auch das Reibungsmoment zu bestimmen.

Da sich beim Gleichstrom-Motor die Stromaufnahme in weiten Grenzen fast streng proportional mit dem Drehmoment ändert, kann nun als mittlere thermische Beanspruchung ein Effektivmoment berechnet werden:

$$M_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + M_3^2 \cdot t_3}{T}}$$

- | | |
|--|--|
| M_{eff} – Effektives Drehmoment | t_1 – Anlaufzeit |
| M_1 – Anlaufmoment | t_2 – Laufzeit |
| M_2 – Reibungsmoment | t_3 – Bremszeit |
| M_3 – Bremsmoment | $T = t_0 + t_1 + t_2 + t_3$ – Spieldauer |
| t_0 – Stillstandszeit ohne Spannung | |

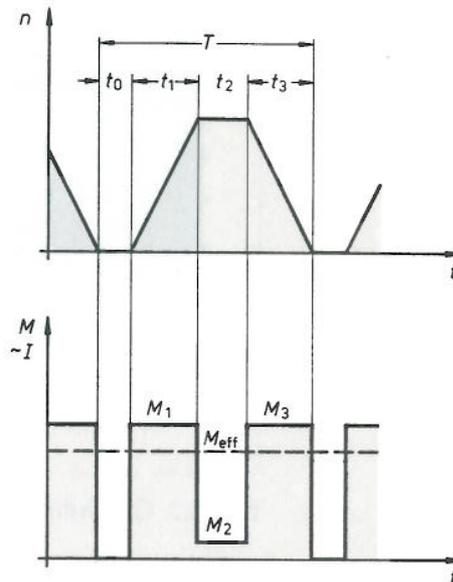


Bild 15.1 Schematische Darstellung von Drehzahl n und Drehmoment M in einem Arbeitsspiel zur Berechnung des Effektivmomentes

Der auszuwählende Motor muß ein Nennmoment M_N haben, das mindestens dem Effektivmoment M_{eff} entspricht.

Die Typenleistung des Gleichstrom-Motors ergibt sich dann aus

$$P_N = \frac{M_N \cdot n}{9550}$$

- | |
|--|
| P_N – Nennleistung des Motors (in kW) |
| M_N – Nennmoment des Motors (in Nm) |
| n – Nenndrehzahl des Motors (in 1/min) |

Mit Rücksicht auf das maximal erzeugbare Drehmoment, auf die Strombelastung und die Kommutierung, kann das Anlauf- oder Bremsmoment nicht beliebig hoch angesetzt werden, auch wenn die thermische Grenze, also das Effektivmoment eingehalten wäre.

Die Grenze für das Maximalmoment ist von Typ und Auslegung des Motors abhängig. Als Richtwert gilt

$$M_{\text{max}} = (3 \dots 4) \cdot M_N$$

15.2 Mechanische Ausführung

Die Beanspruchung im Rollgangsbetrieb erfordert eine besonders robuste mechanische Ausführung. Häufig wird auf Kühlung durch Belüftung verzichtet. Für ein bestimmtes Effektivmoment ergibt sich für den unbelüfteten Motor eine relativ aufwendige Baugröße und damit ein hohes Anker-Massenträgheitsmoment. Bei extremer Schalthäufigkeit kann dann ein wesentlicher Anteil der thermischen Kapazität zu Beschleunigung und Verzögerung der eigenen Masse verbraucht werden. Falls die örtlichen Verhältnisse es erlauben, führt in solchen Fällen die Verwendung eines vorzugsweise axial angebauten Fremdlüfters zu einer günstigen Lösung.



Bild 15.2 Gleichstrom-Rollgangs-Getriebe-Motor mit Axial-Fremdlüfter

15.3 Schutzart

An den Lamellen des Kommutators einer Gleichstrommaschine können aus konstruktiven Gründen nur relativ kleine Luft- und Kriechstrecken vorgesehen werden. Der Schutz gegen den leitenden Zunderstaub und – in manchen Bereichen – gegen Wasser ist daher besonders wichtig. Bild 15.3 zeigt Gleichstrom-Getriebe-Motoren unter schwierigsten Einsatzbedingungen an der Scherenlinie einer Grobblechstraße.

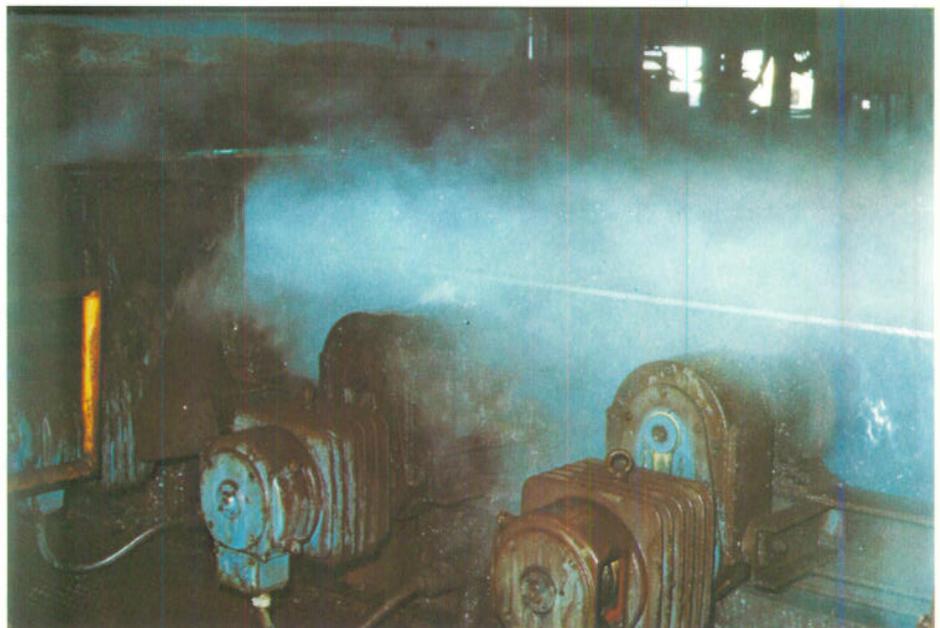


Bild 15.3.1 Unbelüftete Gleichstrom-Motoren mit Ringrippen in Schutzart IP 55, mit Aufsteck-Flachgetrieben an einem Scherenrollgang im Grobblechwerk ITALSIDER/Taranto

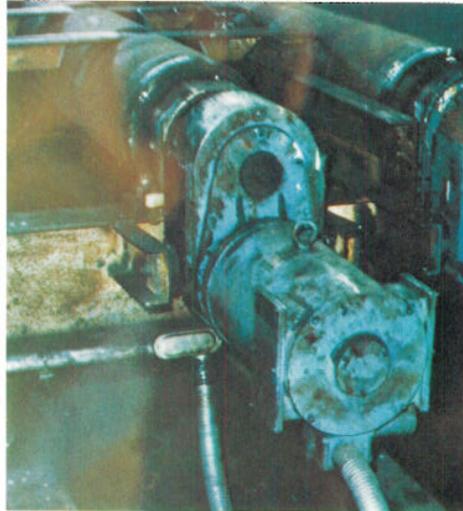


Bild 15.3.2 Unbelüftete Gleichstrom-Motoren mit glattem Stahlrohrgehäuse in Schutzart IP 55, mit Aufsteck-Flachgetriebe an Scherenrollgängen bei ITALSIDER/Taranto und BSC/Scunthorpe

16 Drehzahl-Steuerung durch Frequenzänderung

Soll eine Gruppe von Drehstrom-Rollgangs-Motoren gemeinsam in der Drehzahl verstellt werden, so ist eine Speisung aus einem Zwischen-Netz mit veränderlicher Frequenz zweckmäßig.

Für die Drehzahl der Motoren gilt dann bekanntlich

$$n_{\text{rot}} = \frac{60 \cdot f}{p}$$

- n_{rot} – Drehzahl des Läufers (in 1/min)
- f – Frequenz des Zwischen-Netzes (in Hz)
- p – Polpaarzahl des Motors

Dieses Verfahren bietet gegenüber dem Gleichstrom-Motor einen entscheidenden Vorteil: Der Rollgangs-Motor „vor Ort“ ist als robuster, fast wartungsfreier Käfigläufer-Motor ausgeführt, während die Einrichtung zur Drehzahl-Verstellung in einem geschützten Aufstellungsraum untergebracht werden kann.

Da sich die hohen Kosten für den Umformer oder Umrichter auf eine Gruppe von relativ billigen Einzelantrieben umlegen, bleiben die Gesamtkosten im Vergleich zu Gleichstrom-Rollgangs-Motoren durchaus im Rahmen.

16.1 Speisung aus rotierendem Umformer

Der Frequenzumformer ist so auszulegen, daß er eine mit der Frequenz linear ansteigende Spannung abgibt, also

$$\frac{U}{f} = c = \text{konstant}$$

U – Spannung des Zwischen-Netzes (in V)

f – Frequenz des Zwischen-Netzes (in Hz)

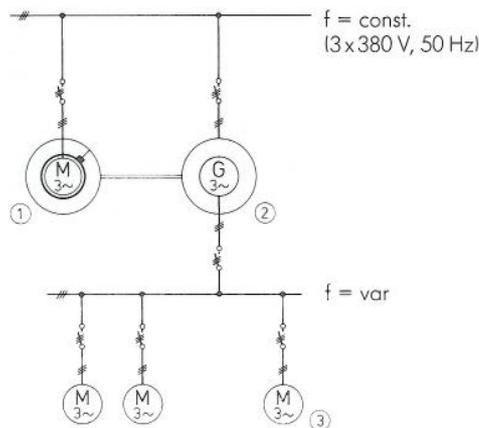


Bild 16.1.1 Prinzip-Schaltbild für die Drehzahl-Steuerung einer Gruppe von Drehstrom-Rollgangs-Antrieben aus einem Zwischennetz mit variabler Frequenz, gespeist über rotierenden Umformer

Falls Frequenzen unter etwa 15 bis 20 Hz zur Erzielung eines großen Verstellbereiches ausgenützt werden müssen, so ist bei diesen niedrigen Frequenzen ein deutlicher Abfall in der Drehmomentbildung zu erwarten, wenn die Spannung U an den Motorklemmen proportional mit der Frequenz f geändert wird ($U/f = c$).

Dieser Drehmomentabfall kann teilweise durch Spannungserhöhung („boosting“) kompensiert werden, doch sind dieser Maßnahme durch magnetische Sättigung im gespeisten Motor und vor allem auch im rotierenden Frequenzumformer Grenzen gesetzt (z. B. bei $U/f = 1,2 c$).

Hier bietet der statische Umrichter den großen Vorteil, daß seine Ausgangsspannung im Bereich niedriger Frequenzen fast beliebig überhöht werden kann, solange nur die Grenze seiner Strombelastbarkeit eingehalten wird.

Der „Umrichter-Motor“ wird also im Bereich sehr niedriger Frequenzen (z. B. unter etwa 10 Hz) im allgemeinen höhere Anzugs- und Nennmomente entwickeln als der „Umformer-Motor“. Sie werden lediglich durch seine magnetische Sättigung begrenzt, die vor allem bei anschließendem Dauerlauf zu erhöhten Temperaturen führen kann.

Um im Störfall einen Notbetrieb mit fester Drehzahl am Netz durchführen zu können, ist der Spannungsbereich möglichst so zu legen, daß der Generator bei 50 Hz eine Spannung in Höhe der Netzspannung (also zum Beispiel 380 V, 50 Hz) liefert.

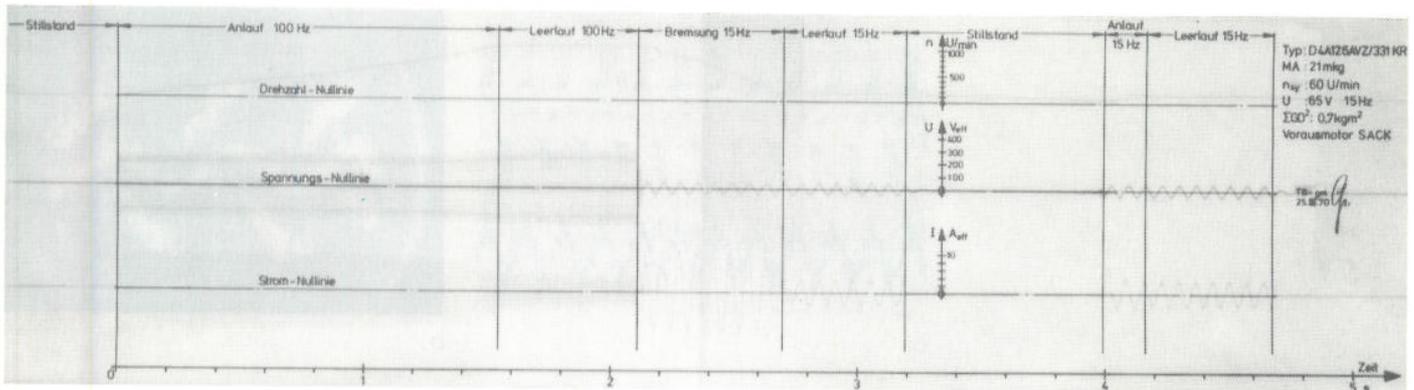


Bild 16.1.2 Oszillogramm der Schalt- und Bremsvorgänge einer Gruppe von Rollgangantrieben bei Frequenzverstellung 15/100 Hz

16.2 Speisung aus statischem Umrichter

Bei Verwendung von Stromrichtern für die Umformung von Drehstrom konstanter Frequenz in Drehstrom variabler Frequenz entfällt der rotierende Umformersatz: Die Umrichtung erfolgt „statisch“. Der Umrichter benötigt praktisch keine Wartung und hat gegenüber einem Maschinensatz wesentlich kleinere Zeitkonstanten. Allerdings ist die Kurvenform der Spannung je nach System von einer Sinuslinie mehr oder weniger entfernt, so daß im Rollgangs-Motor zusätzliche Verluste und eventuell andere Drehmomente entstehen als bei Speisung mit sinusförmiger Spannung. Der „Umrichter-Rollgangs-Motor“ muß daher von Fall zu Fall unter Berücksichtigung des Umrichters projiziert werden.

Die Bilder 16.2.1 bis 16.2.3 geben einen Eindruck vom Oberwellengehalt verschiedener Umrichtersysteme und zeigen, daß eine rechtzeitige Abstimmung über Art und Fabrikat des Umrichters erforderlich ist.

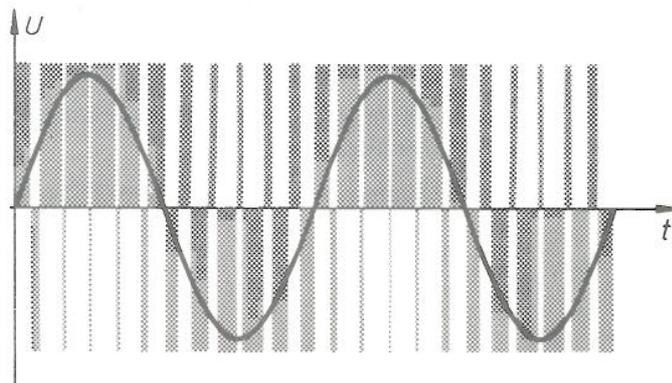


Bild 16.2.1 Prinzip von Pulsweitenmodulation (PWM) oder Unterschwingungsverfahren bei einem statischen Umrichter

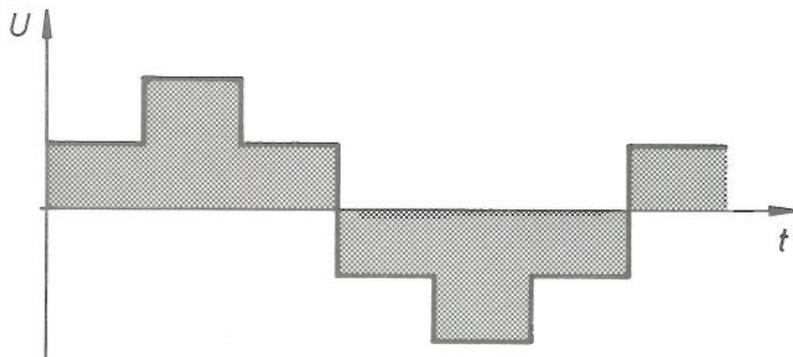
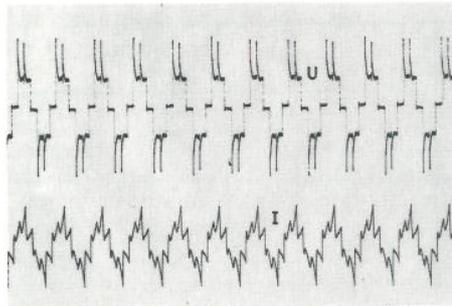
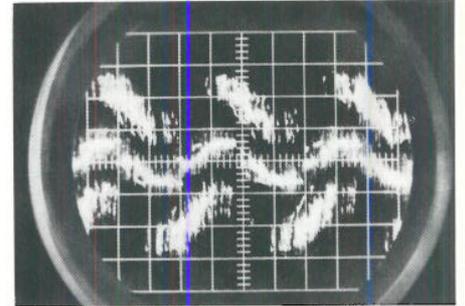


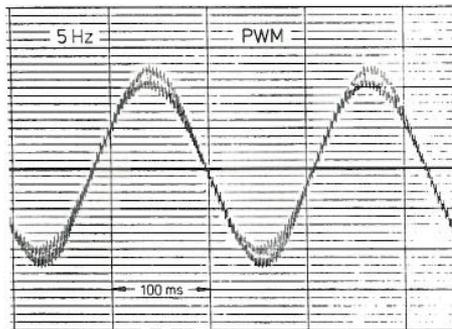
Bild 16.2.2 Prinzip der Treppenkurve bei einem statischen Umrichter



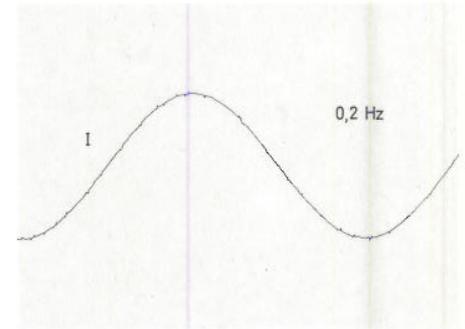
a



b



c



d

Bild 16.2.3 Unterschiede im Oberwellengehalt von Spannung und Strom bei verschiedenen Umrichter-Ausführungen.

- a) Spannung (U) und Strom (I) eines Umrichters mit Treppenkurve
- b) Spannung und Strom eines Umrichters älterer Bauart mit starkem Oberwellengehalt bei Pulsweitenmodulation
- c) Strom eines Umrichters mit günstiger Kurvenform bei Pulsweitenmodulation, Frequenz 5 Hz
- d) Strom eines sinusbewerteten Pulsweiten-Umrichters bei 0,2 Hz

Ein Beispiel für eine erfolgreiche Zusammenarbeit vom Projektstadium bis zur Anpassung bei der Inbetriebnahme ist in den „Technischen Mitteilungen“ AEG-TELEFUNKEN 67 (1977) 1 von Beinhold und Wegener unter dem Titel „SEMIVERTER, ein Vierquadranten-Umrichter für Drehstrom-Rollgangs-Motoren“ beschrieben.

Anstelle der in Abschnitt 14 erläuterten Gegenstrom-Bremmung oder Gleichstrom-Auslaufbremsung mit zwangsläufig hohen Läuferverlusten wurde mit den SEMIVERTERN eine verlustarme Bremsmethode verwirklicht. Die Ständerfrequenz wird dabei „geführt“, also stetig verringert, so daß der Antrieb mit geringem übersynchronem Schlupf als Generator arbeitet und die Bremsenergie vom Ständer über den Umrichter an das Netz zurückliefert. Diese Methode benötigt zwar einen zusätzlichen Aufwand im Umrichter, führt jedoch zu einer erheblichen thermischen Entlastung der Antriebe und damit zu kleineren Modellgrößen oder höherer Schalthäufigkeit. Bei dieser Betriebsart kann der „B-Wert“ nach Abschnitt 10 nicht mehr als alleinige thermische Bemessungsgröße benützt werden. Die Bilder 16.2.6 und 16.2.7 zeigen als Beispiel für mehrere ausgeführte Anlagen einen Teil der Umrichtergruppe und einen Ausschnitt aus der umfangreichen Rollgangsanlage.



Bild 16.2.6 Drei statische Frequenzumrichter SEMIVERTER der AEG-TELEFUNKEN für Vierquadrantenbetrieb, Spitzenleistung je Umrichter 500 kVA, Frequenz bis 110 Hz, zur Speisung von Rollgangs-Getriebe-Motoren in der UMIT bei den Stahlwerken PEINE-SALZGITTER AG



Bild 16.2.7 Frequenzgesteuerter Rollgang hinter der Richtmaschine mit Drehstrom-Getriebe-Motoren, Anzugsmoment 250 Nm, Drehzahl 87 ... 800/min, Frequenz 12 ... 110 Hz, Transportgeschwindigkeit 1,2 ... 11 m/s in der UMIT bei den Stahlwerken PEINE-SALZGITTER AG

16.3 Beschleunigungsmoment und untere Grenzfrequenz bei Umrichterbetrieb
 Aus den im Abschnitt 16.1 beschriebenen Gründen steht bei niedrigen Frequenzen ein gegenüber dem 50 Hz-Nennwert reduziertes Anzugsmoment zur Verfügung. Dieser Abfall im Drehmoment kann durch statische und dynamische Spannungsanhebung weitgehend, aber meist nicht vollständig kompensiert werden.

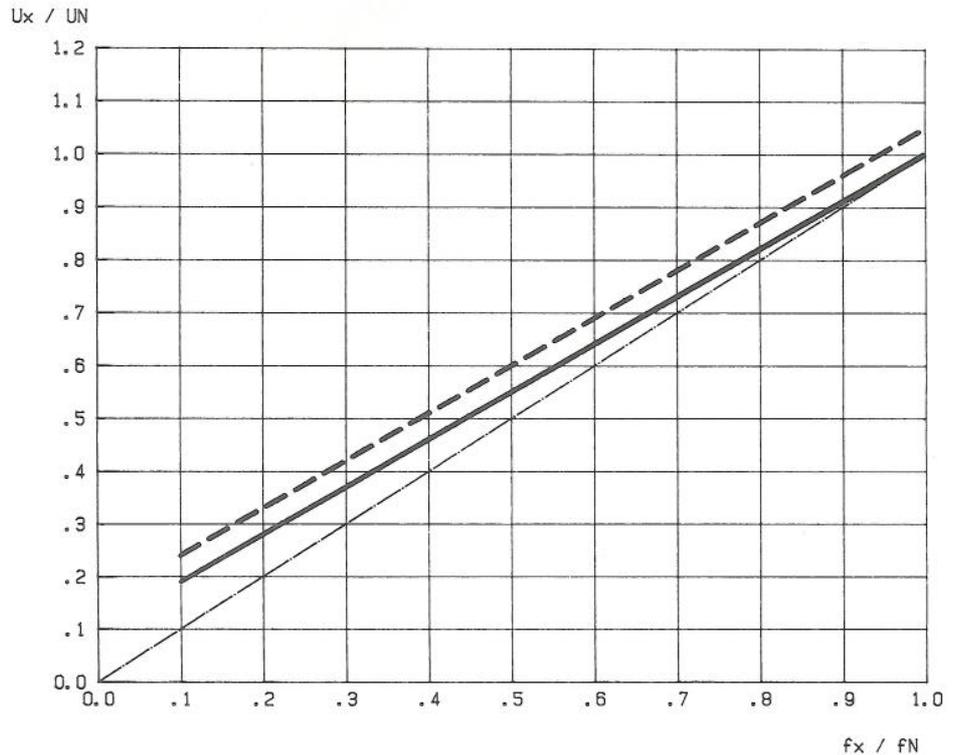


Bild 16.3.1 Spannungs-Frequenz (U/f) – Kennlinie am Ausgang eines Umrichters.
 strichpunktiert: Theoretische Kennlinie $U/f = \text{constant}$
 ausgezogen: Kennlinie mit fester Spannungsanhebung im unteren Frequenzbereich
 Faktor der Anhebung ist vom Motortyp abhängig
 gestrichelt: Kennlinie mit zusätzlicher „dynamischer“ Spannungsanhebung während des Hochlaufes, bei der die zusätzlichen Magnetisierungsverluste nur kurzzeitig auftreten

Das Ergebnis einer solchen Spannungsanhebung ist in Bild 16.3.2 gezeigt: Selbst bei sehr niedrigen Frequenzen ist das Drehmoment relativ wenig reduziert. Als mittleres Beschleunigungsmoment M_{acc} steht etwa 80% des für 50 Hz ausgewiesenen Anzugsmoments M_A zur Verfügung.

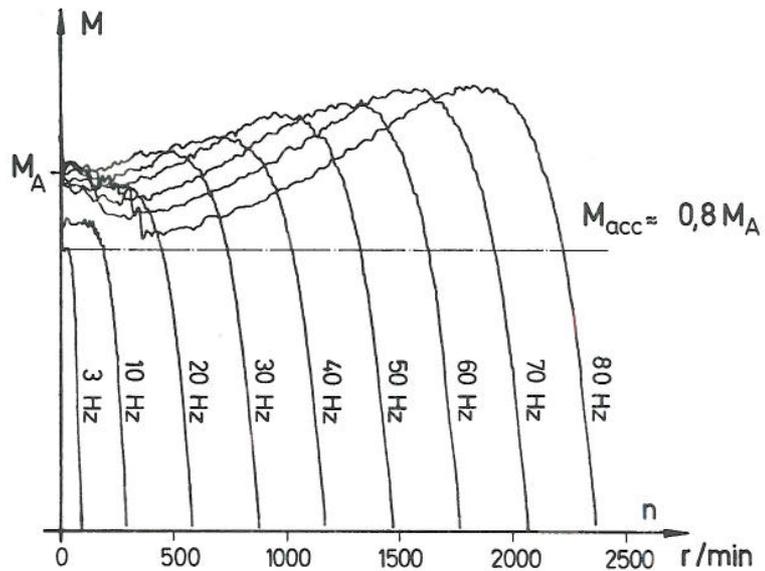


Bild 16.3.2 Anlauf-Kennlinien eines umrichter gespeisten Rollgangs-Motors bei Frequenzen von etwa 3 bis 80 Hz
 Mittleres Beschleunigungsmoment M_{acc} etwa 80% des für die Frequenz 50 Hz genannten Anzugsmoments M_A

Die Kennlinienschar nach Bild 16.3.2 vermittelt eine weitere, wichtige Erkenntnis: Die untere Grenzfrequenz für den Verstellbereich liegt grundsätzlich über 0. Es wird eine typenabhängige Mindestfrequenz benötigt, um Drehmoment zu bilden.

Diese Grenzfrequenz liegt bei Motoren mit „Rechtecks-Kennlinie“ etwa bei 3... 8 Hz.

Bei Motoren mit „Dreiecks-Kennlinie“ liegt die untere Grenzfrequenz deutlich höher, wie in Bild 16.3.3 an einem praktischen Beispiel gezeigt ist.

Bei solchen Motoren muß also entweder auf den unteren Frequenzbereich verzichtet oder das mittlere Beschleunigungsmoment gegenüber dem 50 Hz-Wert stark reduziert werden.

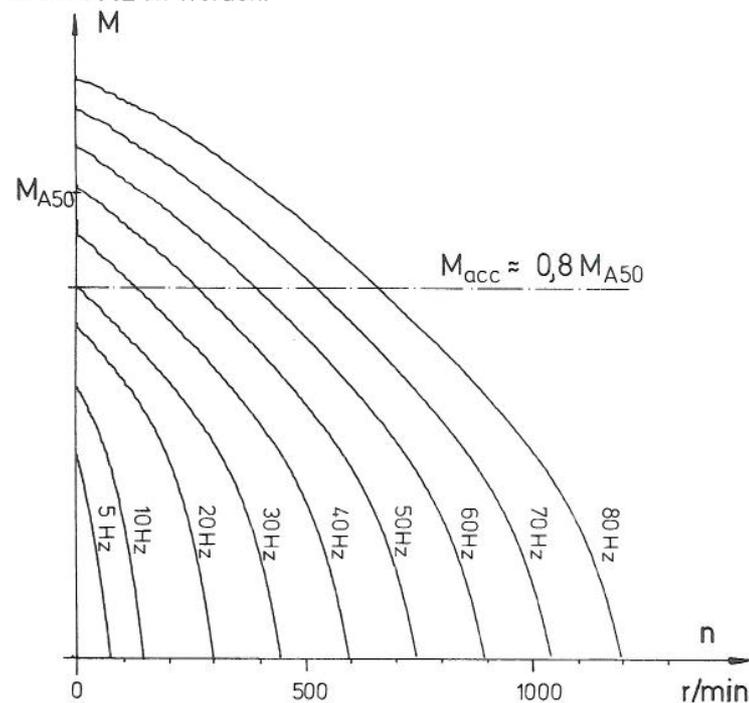


Bild 16.3.3 Anlauf-Kennlinien eines umrichter gespeisten Rollgangs-Motors mit Dreiecks-Kennlinie bei Frequenzen von etwa 5 bis 80 Hz
 Für ein mittleres Beschleunigungsmoment $M_{acc} = 0,8 \cdot M_A$ liegt die untere Grenzfrequenz bei etwa 30 Hz

16.4 Thermische Bewertung des Schaltbetriebs bei Umrichterspeisung
 Wird der Motor beim Beschleunigen und Verzögern an der Frequenz „geführt“, so tritt nur der zur Bildung des Beschleunigungsmoments M_{acc} erforderliche, niedrige (Nenn-)Schlupf auf.

Bei einer Direkteinschaltung am starren Netz ist der Schlupf hingegen zunächst 100%. Da die Rotor-Verluste direkt vom Schlupf abhängen, ist die thermische Belastung des Motors bei frequenzgeführten Anlauf- und Reversier-Vorgängen deutlich niedriger als beim Netzbetrieb.

Die im Abschnitt 10 beschriebene Bewertung der thermischen Belastung mit Hilfe der Beschleunigungsziffer B (B-Wert) ist daher bei Umrichterspeisung nicht anwendbar, da sie zu unnötig vergrößerten Motoren führen würde.

Die Bilder 16.4.1 und 16.4.2 zeigen die thermischen Verhältnisse in schematischer Form.

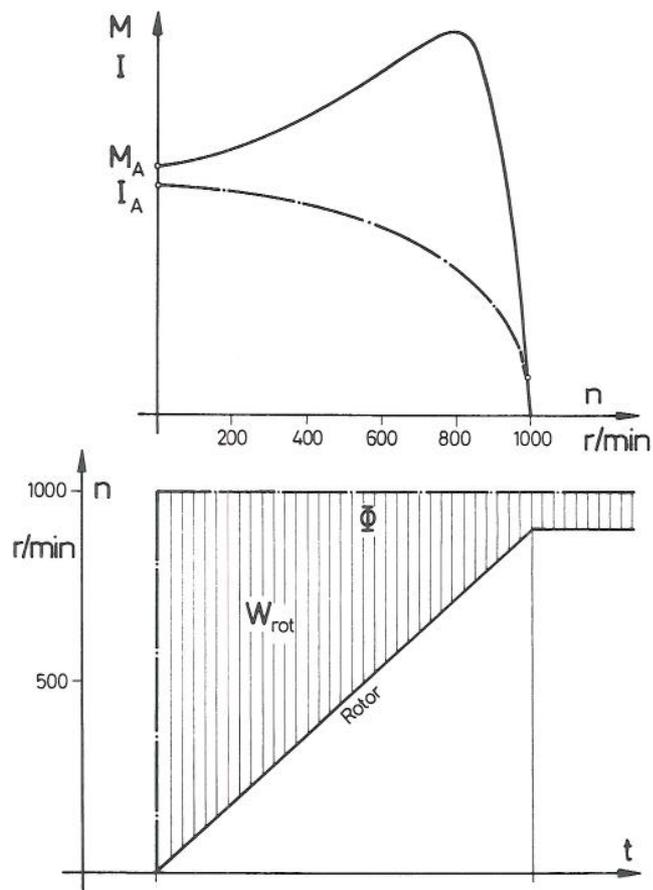


Bild 16.4.1 Verluste im Rotor (W_{rot}) bei Direkteinschaltung mit Anzugsstrom (I_A) und Anzugsmoment (M_A) am Netz
 Verluste entsprechen dem Schlupf zwischen Drehfeld (Φ) und Rotor

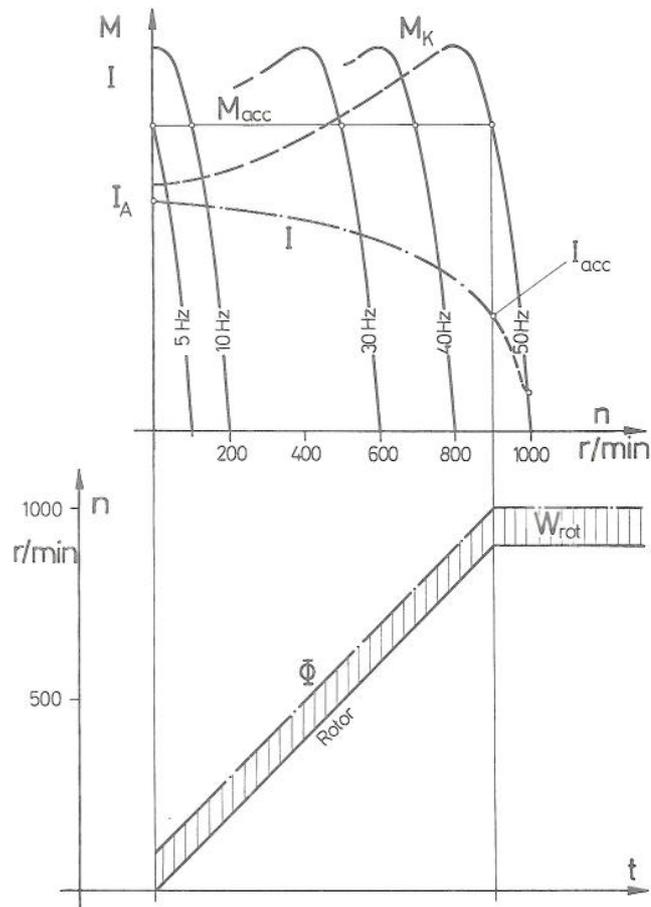


Bild 16.4.2 Verluste im Rotor (W_{rot}) bei frequenzgeführtem Hochlauf mit Beschleunigungsstrom ($I_{acc} = 0,5 I_A$) und Beschleunigungsmoment ($M_{acc} = 0,8 M_A$) Verluste entsprechen dem Schlupf zwischen Drehfeld (Φ) und Rotor

16.5 Umrichter als Ersatz für Untersetzungs-Getriebe?

Mit der Frequenz eines statischen Umrichters kann die Drehzahl eines Drehstrom-Asynchron-Motors auf einfache Weise vermindert werden. Es drängt sich daher der Gedanke auf, mechanische Untersetzungs-Getriebe durch statische Umrichter zu ersetzen.

Die nachfolgenden Ausführungen sollen zeigen, daß diese Lösung unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten nicht vertretbar ist. Der Vergleich bezieht sich ausdrücklich nur auf die Herabsetzung einer festen Drehzahl, also zum Beispiel auf die Aufgabe einer Stirnrad-Untersetzung. Wird der Umrichter zur stetigen Verstellung einer Drehzahl benötigt und wird eine größere Gruppe von Motoren aus einem gemeinsamen Umrichter gespeist, so können die Verhältnisse anders liegen.

Im Bild 16.5.1 ist zunächst gezeigt, daß Elektromotoren (E) grundsätzlich ein Drehmoment erzeugen, das unter günstigen Voraussetzungen bei Drehzahlverminderung etwa konstant gehalten werden kann.

Mechanische Untersetzungs-Getriebe (M) hingegen übertragen konstante Leistung; das Drehmoment wird also ohne zusätzlichen Aufwand in dem Verhältnis gesteigert, wie die Drehzahl herabgesetzt wird.

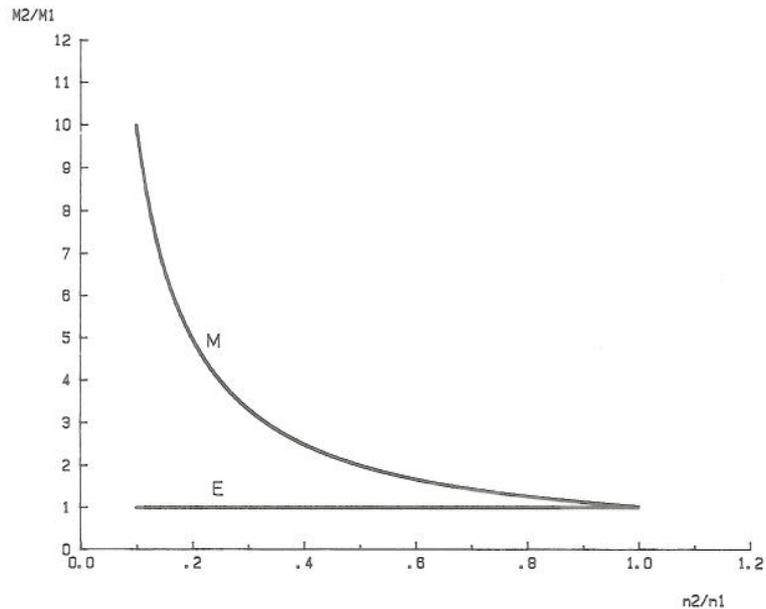


Bild 16.5.1 Relatives Drehmoment (M_2/M_1) bei Reduzierung der Drehzahl (n_2/n_1) auf elektrischem Weg (E = Elektromotor) und mit mechanischen Mitteln (M = mechanisches Untersetzungs-Getriebe)

Bild 16.5.2 zeigt die Preisrelation zwischen einem Getriebe-Motor (GM) und einem Umrichter-Motor (VFM) ohne Getriebe. Der Preis des Getriebe-Motors mit einer Drehzahl von etwa 500 r/min ist gleich 100 gesetzt. Der Vergleich gilt für konstantes Drehmoment bei reduzierten Drehzahlen: Die Leistung wird also in dem Verhältnis kleiner, wie die Drehzahl reduziert wird. Das nach dem Drehmoment bemessene Getriebe bleibt etwa gleich groß. Der Preis des Getriebe-Motors wird also mit der Drehzahl niedriger, während Größe und Preis des Umrichter-Motors aus den oben geschilderten Gründen gleich bleiben. Zum Umrichter-Motor ist noch der Preis des Umrichters zu addieren; für den Gesamtpreis des Antriebssystems gilt die Linie $VFM + INV$.

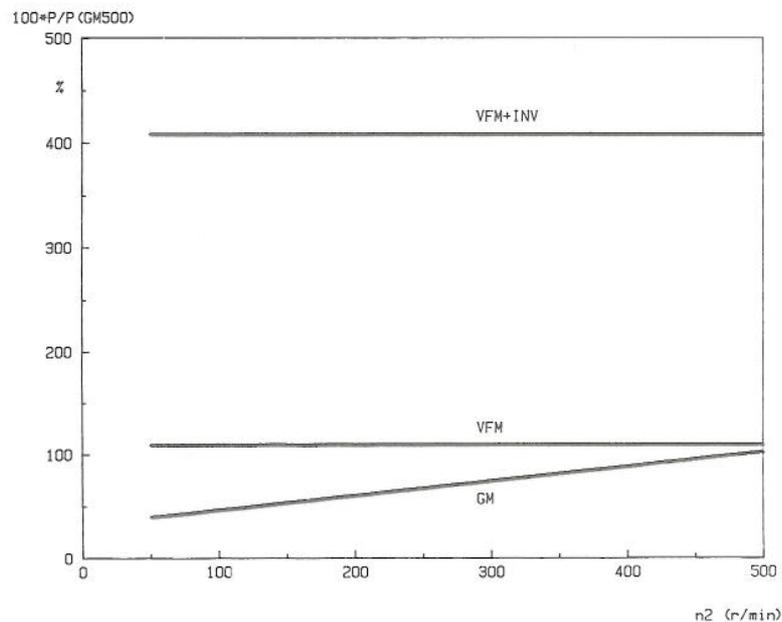


Bild 16.5.2 Preisvergleich zwischen Getriebe-Motoren (GM), Umrichter-Motoren ohne Getriebe (VFM) und dem Antriebssystem einschließlich Umrichter ($VFM + INV$), bei konstantem Drehmoment und verschiedenen Arbeitsdrehzahlen (n_2)
Preis des Getriebe-Motors mit ca. 500 r/min gleich 100 gesetzt

Wertet man diese Graphik so um, daß der Preis des Getriebe-Motors bei der jeweiligen Drehzahl gleich 100 gesetzt wird, so lassen sich die Preisrelationen direkt ablesen: In dem für Rollgangantriebe besonders interessanten Drehzahlbereich von etwa 100 bis 300 r/min ist es etwa 8 bis 5 mal teurer, die Drehzahl über Umrichter zu reduzieren als einen Getriebe-Motor zu verwenden.

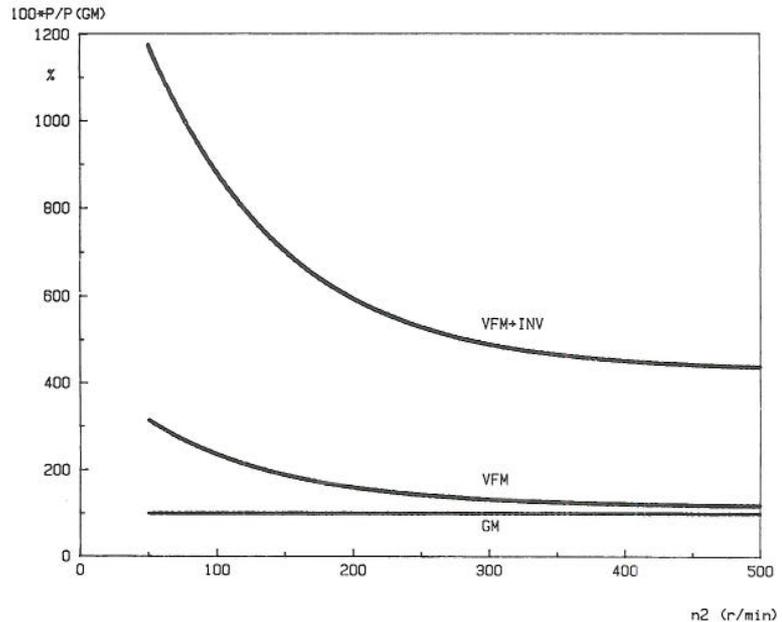


Bild 16.5.3 Preisrelation zwischen Getriebe-Motoren (GM), Umrichter-Motoren ohne Getriebe (VFM) und dem gesamten Antriebssystem einschließlich Umrichter (VFM + INV)

Getriebe-Motor bei der jeweiligen Drehzahl gleich 100 gesetzt

17 Vergleich hochpoliger Motoren mit Getriebe-Motoren

Die Drehzahl eines Drehstrom-Asynchronmotors ist nach Abschnitt 16 von der Netzfrequenz und der Polzahl der Wicklung abhängig.

Je nach Rollendurchmesser und Transportgeschwindigkeit werden bei Einzelantrieb der Rollen verschiedene, jedoch stets relativ niedrige Drehzahlen benötigt (vergleiche Bild 8). Will man diese Drehzahlen mit einem Asynchronmotor direkt ohne Zwischengetriebe erreichen, so sind Wicklungen mit sehr hohen Polzahlen erforderlich. Da die von der Polzahl abhängigen Motordrehzahlen nur sehr grob gestuft werden können, muß zur Erzielung einer gewünschten Transportgeschwindigkeit der Rollendurchmesser angepaßt werden.

Die Typisierung der Rollen wird dadurch erschwert.

Die günstigste Lösung in technischer und preislicher Hinsicht ergibt sich bei Verwendung von Asynchron-Motoren mit Polzahlen um 8, 10 oder 12 mit angebauten Untersetzungsgetrieben, also mit Drehstrom-Rollgangs-Getriebe-Motoren oder bei Getriebe-Rollen mit Rollgangs-Motoren.

Entscheidend ist dabei, daß die Übertragungsfähigkeit und die Lebensdauer des Getriebes den besonderen, harten Erfordernissen des Rollgangsbetriebes angepaßt wird (vergleiche Abschnitt 8 und 19), was bei dem heutigen Stande der Technik und entsprechender Erfahrung keine Schwierigkeiten bereitet.

17.1 Baugröße und Preis

Für die beim Einzelantrieb von Rollen benötigten relativ kleinen Antriebseinheiten bereitet die elektrische Auslegung mit hohen Polzahlen erhebliche fertigungstechnische Schwierigkeiten. Darüber hinaus ist aus einer bestimmten Modellgröße bei steigender Polzahl nur ein kleiner werdendes Drehmoment erzielbar, so daß sich also für ein vorgegebenes Drehmoment gegenüber Rollgangs-Getriebe-Motoren relativ große und teure Antriebe ergeben.

Der Gewichtsvergleich in Bild 17.1 zeigt, daß für ein bestimmtes Anzugsmoment M_A an der Rolle der Normalmotor N ohne Getriebe aus den oben geschilderten Gründen umso schwerer wird, je niedriger die Rollendrehzahl liegt. Dem Vergleich liegen die Listenangaben für 8 bis 40polige Rollgangsantriebe zugrunde. Das Gewicht ist relativ aufgetragen, wobei der Wert für einen 8poligen Normalmotor G_{750} als 1 gesetzt ist.

Ein Rollgangs-Getriebe-Motor G mit 8poligem Motorteil und entsprechender Getriebe-Untersetzung hingegen wird umso leichter, je niedriger die Rollendrehzahl liegt. Bei gleichem Anzugsmoment an der Rolle ist die Getriebegröße unabhängig von der Rollendrehzahl nahezu gleich, während das Anzugsmoment des Motors und damit dessen Baugröße mit steigender Getriebe-Untersetzung kleiner werden kann.

Die Tendenz der Kurven für das Gewicht gibt einen Anhaltspunkt für die Preisrelation, die bei Rollendrehzahlen unter etwa 400/min eindeutig zugunsten des Rollgangs-Getriebe-Motors ausfällt.

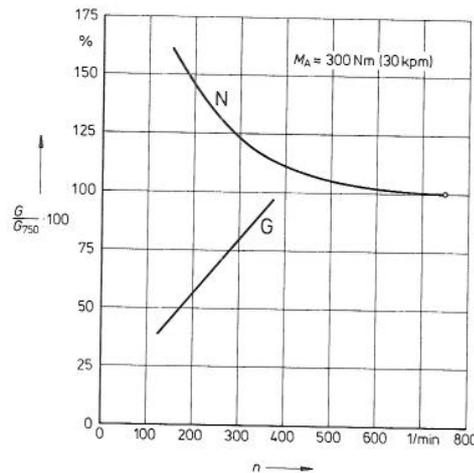


Bild 17.1 Gewichtstendenz bei Rollgangsantrieben

M_A - 300 Nm (30 kpm)

N - Normalmotoren 8 bis 40 Pole

G - Getriebemotoren 8polig

17.2 Beschleunigungsziffer und Kurzschluß-Stillstandszeit

Da mit steigender Polzahl die magnetische Streuung wächst, wird im Vergleich zu niederpoligen Motoren gleichen Drehmoments der Leerlaufstrom immer größer und der Anzugsstrom kleiner. Hochpolige Motoren sind also für Schaltbetrieb (das heißt für Bemessung nach dem Anzugsstrom) gut geeignet: Sie haben einen hohen B-Wert und lange Kurzschluß-Stillstandszeiten.

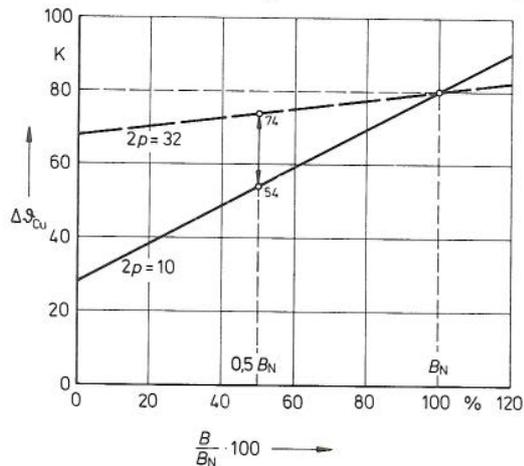


Bild 17.2 Vergleich der Kupfer-Übertemperatur $\Delta \vartheta_{Cu}$ bei teilweiser Ausnützung des Nenn-B-Wertes B_N bei einem eigenbelüfteten, 10poligen Rollgangs-Motor ($2p = 10$) und bei einem unbelüfteten, 32poligen Rollgangs-Motor ($2p = 32$)

Diese Vorzüge lassen sich bei geeigneter Auslegung in dem von der Praxis geforderten Maße schon bei den Polzahlen 8, 10 und 12 erreichen: Es ist also nicht nötig, wegen des B-Wertes oder wegen der Kurzschlußfestigkeit auf 24, 32 oder 48 Pole zu gehen, wie dies gelegentlich geschieht. Es ist wirtschaftlicher, 8-, 10- oder 12polige Typen in Verbindung mit einem soliden Getriebe zu verwenden.

Bei sehr hohen Polzahlen kann die Leerlauf-Erwärmung so hoch werden, daß ein Dauerbetrieb im Leerlauf nicht mehr zugelassen werden kann:

Solche Motoren werden dann listenmäßig nur noch für Aussetzbetrieb bei 60% oder 40% ED geführt. Bezogen auf gleichen Nenn-B-Wert bleibt also der höherpolige Motor im Bereich der Teilausnutzung stets wärmer als ein entsprechender Motor mit kleinerer Polzahl (vergleiche Bild 17.2).

17.3 Belüftung

Da bei Läuferdrehzahlen unter etwa 500/min (12 Pole) die Wirksamkeit des Eigenlüfters stark abnimmt, hat es sich eingeführt, hochpolige Rollgangs-Motoren unbelüftet zu konstruieren. Bei hoher thermischer Beanspruchung werden dann schnellaufende zusätzliche Fremdlüfter vorgesehen. Bei Läuferdrehzahlen von etwa 500/min und mehr – also den Polzahlen 12, 10, 8 usw. – führt die Eigenbelüftung jedoch zu einer ganz erheblichen Temperatur-Verminderung oder höheren Ausnutzung des Antriebes.

In Bild 17.3 ist die nach Abschnitt 10.2 ermittelte Kupfer-Übertemperatur $\Delta \vartheta_{Cu}$ in Abhängigkeit von der Beschleunigungsziffer B aufgetragen. Ein rippengekühlter, oberflächenbelüfteter Rollgangs-Motor in Kühlart IC 41 bietet bei gleichem Anzugsmoment und etwa gleichem aktiven Material etwa 250% der thermischen Kapazität eines unbelüfteten Motors mit Ringrippen in Kühlart IC 00.

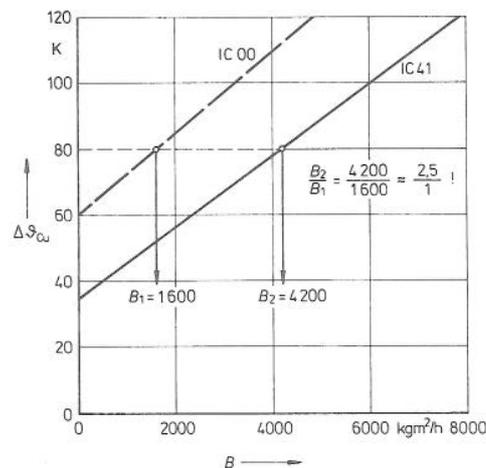


Bild 17.3 Vergleich der Kupfer-Übertemperatur $\Delta \vartheta_{Cu}$ bei Schaltbetrieb

IC 00: Rollgangs-Motor unbelüftet mit Ringrippen

IC 01: Rollgangs-Motor eigenbelüftet mit Längsrippen

18 Versuchserfahrungen mit Rollgangs-Getriebe-Motoren

Die im Rollgangsbetrieb auftretenden Stöße resultieren aus Massenkräften und gehen über die vom Motor entwickelten Drehmomente weit hinaus.

Da also die tatsächlichen Beanspruchungen durch Berechnungen kaum zu erfassen sind, ist man bei der Bemessung von Getrieben weitgehend auf Dauer- versuche und praktische Erfahrungen angewiesen.

Der reine Versuchsbetrieb liefert unter definierten Belastungsverhältnissen Teilergebnisse, die unter den versuchsmäßig nicht nachzuahmenden Bedingungen des praktischen Walzwerkbetriebes – also unter wechselnden Temperatureinflüssen, bei Staub- und Zunderanfall, mit unvorhergesehenen äußeren Stößen – jeweils erhärtet werden müssen.

Die Reversierstöße können aber im Versuch durch entsprechende Fremd-Massen- trägheitsmomente nachgebildet werden.

So wurde ein Dauer-Verschleißversuch ähnlich Bild 18.1 unter folgenden Bedingungen durchgeführt.

Versuchsgegenstand: Drehstrom-Rollgangs-Getriebe-Motor
 $M_A = 650 \text{ Nm}$; $n_{sy} = 85/\text{min}$ $i = 7,05$; 10 Pole
 Versuchsdauer: 7.7.1953 bis 14. 5.1958, also nahezu 5 Jahre, insgesamt über 23 Millionen Reversierungen.
 Versuchsbedingungen: Schalthäufigkeit 600 Reversierungen stündlich aus dem vollen Lauf
 Fremd-Massenträgheitsmoment auf der Arbeitswelle 14 kgm^2
 Beschleunigungsziffer $1000 \text{ kgm}^2/\text{h}$
 Raumtemperatur $40 - 50 \text{ }^\circ\text{C}$
 Kupfertemperatur $120 - 130 \text{ }^\circ\text{C}$
 Schmierstoff und Wellendichtung wurden nach etwa 10 Millionen Reversierungen erneuert, alle übrigen Teile waren beim Abbruch des Dauerversuches nach 23 Millionen Reversierungen noch voll betriebsfähig.

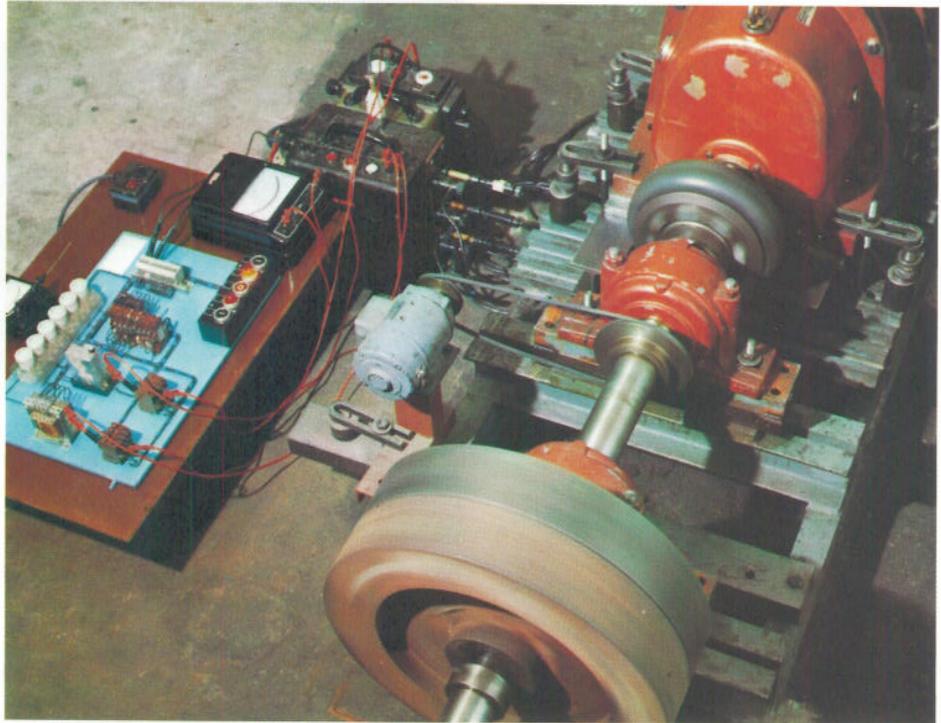


Bild 18.1 Reversierprüfstand für Rollgangs-Getriebe-Motoren

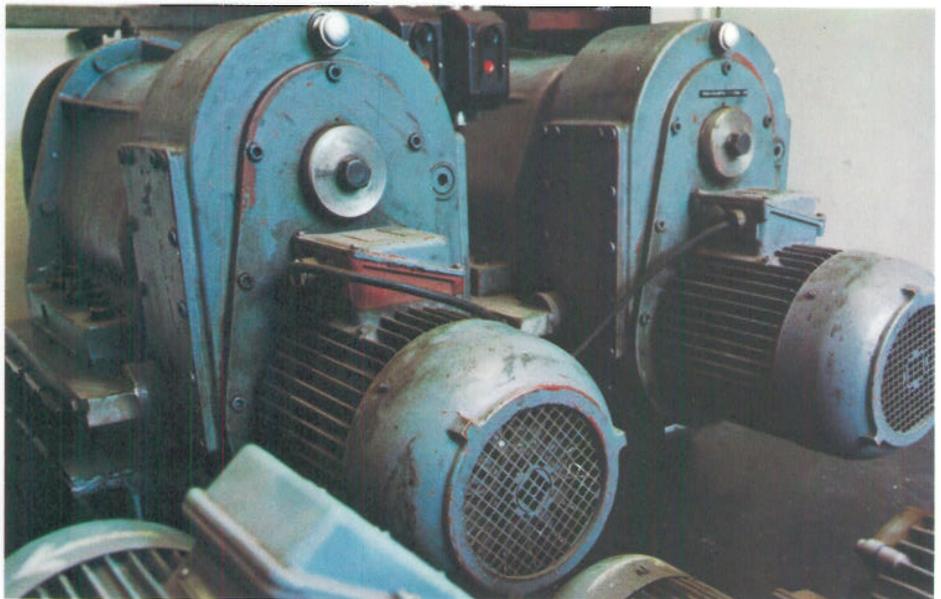


Bild 18.2 Dauer-Reversierprüfung von Rollgangs-Motoren mit Aufsteck-Flachgetriebe. Nachbildung der Rollen-Massenträgheitsmomente durch Stirnrad-Getriebe-Motoren



Bild 18.3 Teilansicht der Dauerversuchsräume zur Lebensdauerprüfung von Getriebe-Motoren

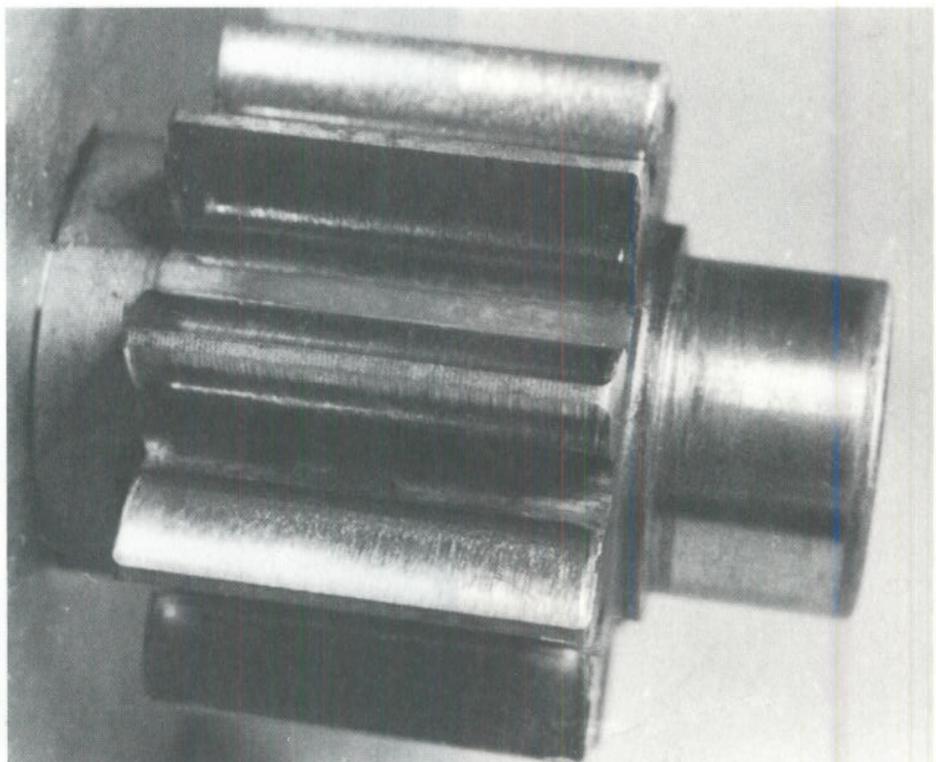


Bild 18.4 Ritzel (3. Rad) eines Drehstrom-Rollgangs-Getriebe-Motors mit 2stufigem Getriebe nach mehr als 23 Millionen Reversierungen aus vollem Lauf bei einem Fremd-Massenträgheitsmoment von 14 kgm²

19 Schmierung von Rollgangs-Getrieben

In manchen Stahlwerken laufen mehrere tausend Rollgangsantriebe; die Frage nach dem Wartungsaufwand für das Getriebe spielt daher eine wichtige Rolle bei der Kostenbetrachtung.

19.1 Schmierfrist bei Mineralölen

Für normale, im Durchlaufbetrieb mit Nennleistung eingesetzte Getriebe-Motoren wird in der Betriebsanleitung eine Schmierfrist von 10000 Betriebsstunden, längstens jedoch 2 - 3 Jahre empfohlen. Bei dieser Festlegung mußten zwangsläufig die ungünstigsten Betriebsbedingungen (Vollast, hohe Umgebungstemperatur, Durchlaufbetrieb) zugrunde gelegt werden.

Da die Getriebe für den Rollgangsbetrieb einerseits sehr reichlich bemessen werden und andererseits zu einem hohen Prozentsatz ihrer Laufzeit im Leerlauf arbeiten, kann die Schmierfrist ohne Risiko auf ca. 20000 Betriebsstunden ausgedehnt werden.

Manche Stahlwerke verzichten überhaupt auf jegliche Wartung und vorbeugende Instandhaltung und nehmen das offenbar geringe Risiko eines Totalausfalles bewußt in Kauf – ein Verfahren, das von BAUER aus verständlichen Gründen nicht empfohlen werden kann, das sich aber dank der Zuverlässigkeit und Anspruchslosigkeit von BAUER-Rollgangsantrieben offenbar „rechnet“.

Die Empfehlungen der Firma BAUER stützen sich demgegenüber auf konkreten Versuchen: Das in Bild 19.1.1 gezeigte Zahnrad stammt aus einem Getriebe, das ohne Schmierstoffwechsel über 24000 Stunden bei Nennlast betrieben wurde.

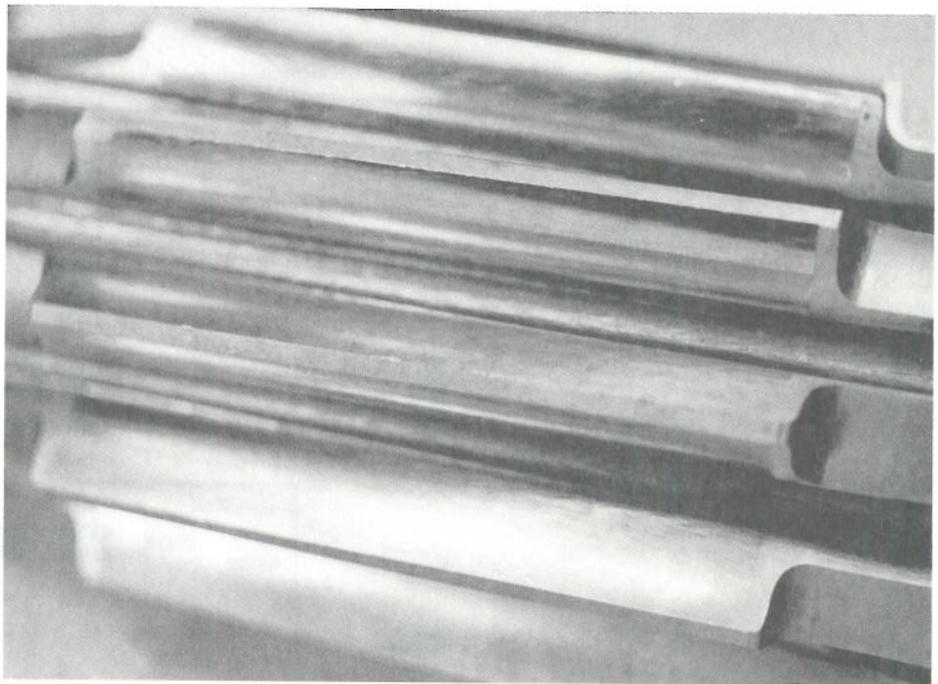


Bild 19.1.1 Zahnflanken in ausgezeichnetem Zustand nach einem Dauerversuch über 24000 Betriebsstunden zur Prüfung der Alterungsbeständigkeit von Schmierstoffen

Während des Versuchslaufes wurden dem Getriebe in Intervallen von jeweils 4000 Stunden Ölproben entnommen. Diese Proben wurden im Schmierstofflabor der BRITISH STEEL CORP. (BSC) einer chemischen Analyse unterzogen, um den Alterungszustand zu verfolgen. Ein Teil der Probe wurde in dem bei BAUER eingeführten FZG-Zahnrad-Verspannungs-Prüfstand nach DIN 51354 (FZG = Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau) einer praktischen Prüfung der Hochdruckeigenschaften ausgesetzt.

Beide Versuchsreihen brachten solch günstige Ergebnisse, daß zwischen BSC und BAUER eine Schmierfrist von 20000 Betriebsstunden vereinbart werden konnte – eine Voraussetzung für die Abwicklung eines Rollgangsprojektes mit mehr als 1200 Antriebseinheiten!

Bild 19.1.2 zeigt den Verschleiß (m) des genormten Zahnradpaares im FZG-Prüfstand. Abgesehen von den meßtechnisch bedingten Toleranzen ist keine Zunahme des Verschleißes, also keine Abnahme der Hochdruckeigenschaften (Alterung) des Schmierstoffes zu erkennen.

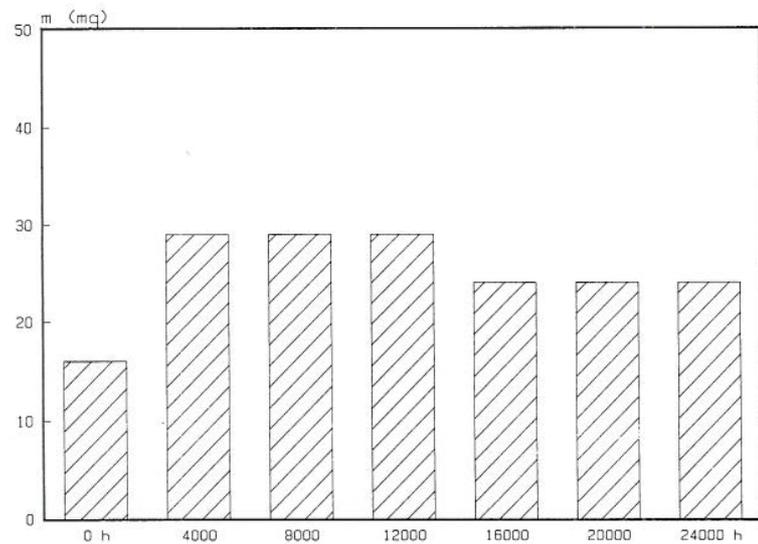


Bild 19.1.2 Verschleiß (m) des genormten Zahnradpaares im FZG-Prüfstand nach DIN 51354 bei Schmierung mit Ölproben, die in Intervallen von 4000 h einem über 24000 h mit Nennlast betriebenen Versuchsgetriebe entnommen wurden

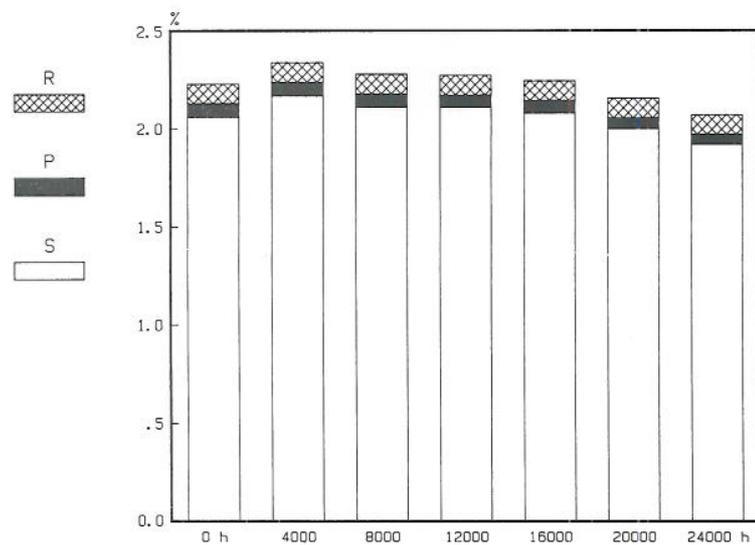


Bild 19.1.3 Chemische Analyse zur Ermittlung der Anteile von Rückständen (R), Phosphor (P) und Schwefel (S) in Ölproben, die in Intervallen von 4000 h einem über 24000 h mit Nennlast betriebenen Versuchsgetriebe entnommen wurden

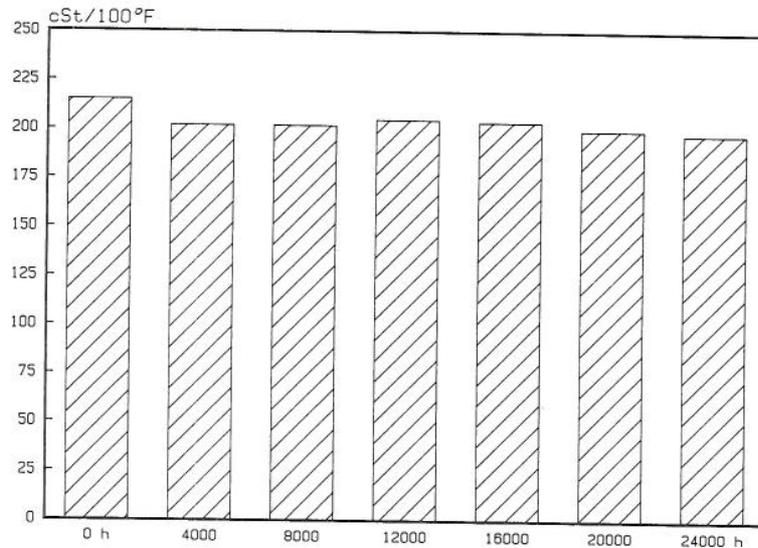


Bild 19.1.4 Viskosität von Ölproben, die in Intervallen von 4000 h einem über 24000 h mit Nennlast betriebenen Versuchsgetriebe entnommen wurden

Die Wirksamkeit von Hochdruckzusätzen oder EP-Additivs (EP = extreme pressure) kann mit verschiedenen Versuchsanordnungen geprüft werden; die Ergebnisse der FZG-Prüfung nach DIN 51354 sind am besten auf die Praxis übertragbar.

Mehr als 500 FZG-Versuchsläufe bilden die Grundlage der Schmierstoffempfehlungen, die in BAUER-Betriebsanleitungen ausgesprochen werden.

19.2 Schmierfrist bei synthetischen Ölen

Neben Mineralölen, deren Eigenschaften bei den meisten Anwendungsfällen ausreichen, werden seit einigen Jahren auch synthetische Schmierstoffe (z. B. Polyglykole und synthetische Kohlenwasserstoffe) angeboten, die hauptsächlich folgende Vorteile bieten:

- hoher Viskositäts-Index (VI), also Eignung für extrem große Temperaturbereiche
- gute Oxidations- und Alterungsstabilität, also längere Lebensdauer
- niedriger Reibungskoeffizient, der vor allem bei Getrieben mit hohem Gleitanteil (Schnecken-Getriebe) zu niedrigeren Verlusten und längerer Lebensdauer beitragen kann.

Nachteilig sind

- die Beeinträchtigung gewisser Werkstoffe im Getriebe (z. B. Innenanstrich, Dichtungsmaterialien, Kunststoff-Lagerkräfige bei Temperaturen über etwa 120 - 130 °C)
- schlechtere Verfügbarkeit
- höherer Preis

Die im Zusammenhang mit synthetischen Schmierstoffen gelegentlich verwendeten Begriffe wie „Lebensdauerschmierung“ oder „sealed for life“ sind kritisch zu betrachten, da Wartungsintervalle und Lebensdauer eines Getriebes nicht nur vom Schmierstoff abhängen.

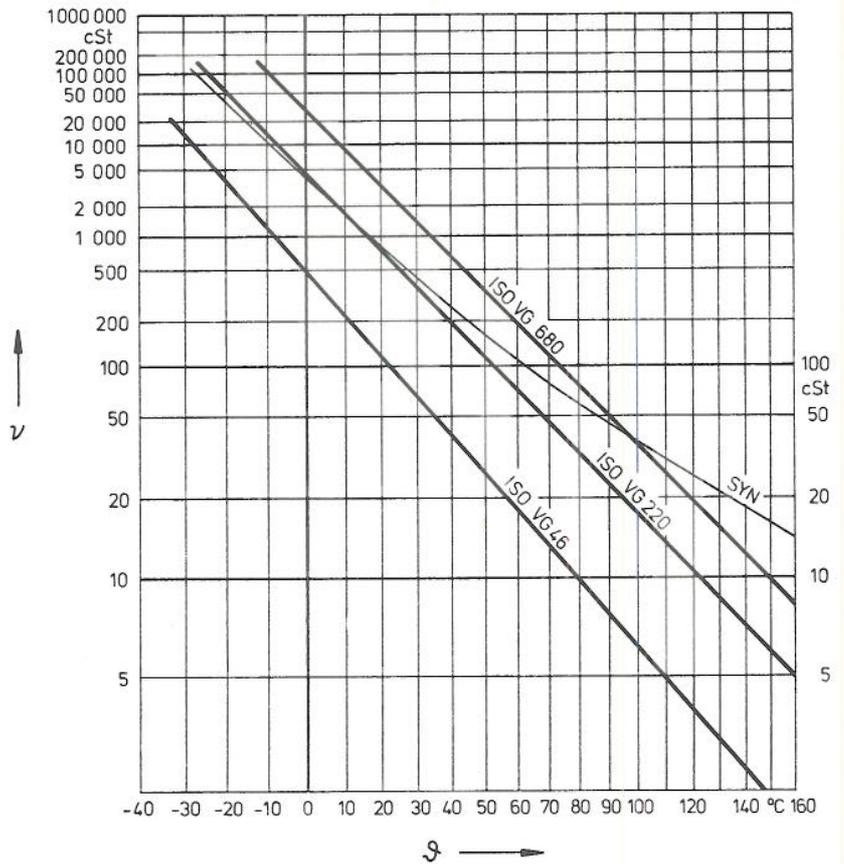
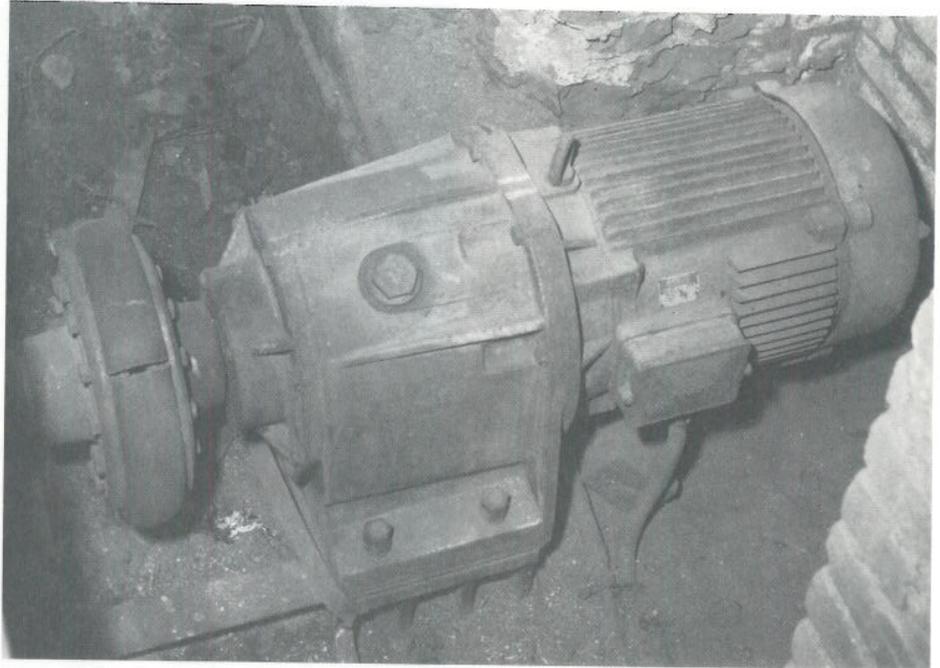


Bild 19.2 Kinematische Viskosität von typischen Industrieölen in Abhängigkeit von der Temperatur ϑ (VT-Verhalten)
Mineralöle ISO VG 46, 220 und 680 im Vergleich zu einem sythetischen Öl (SYN)

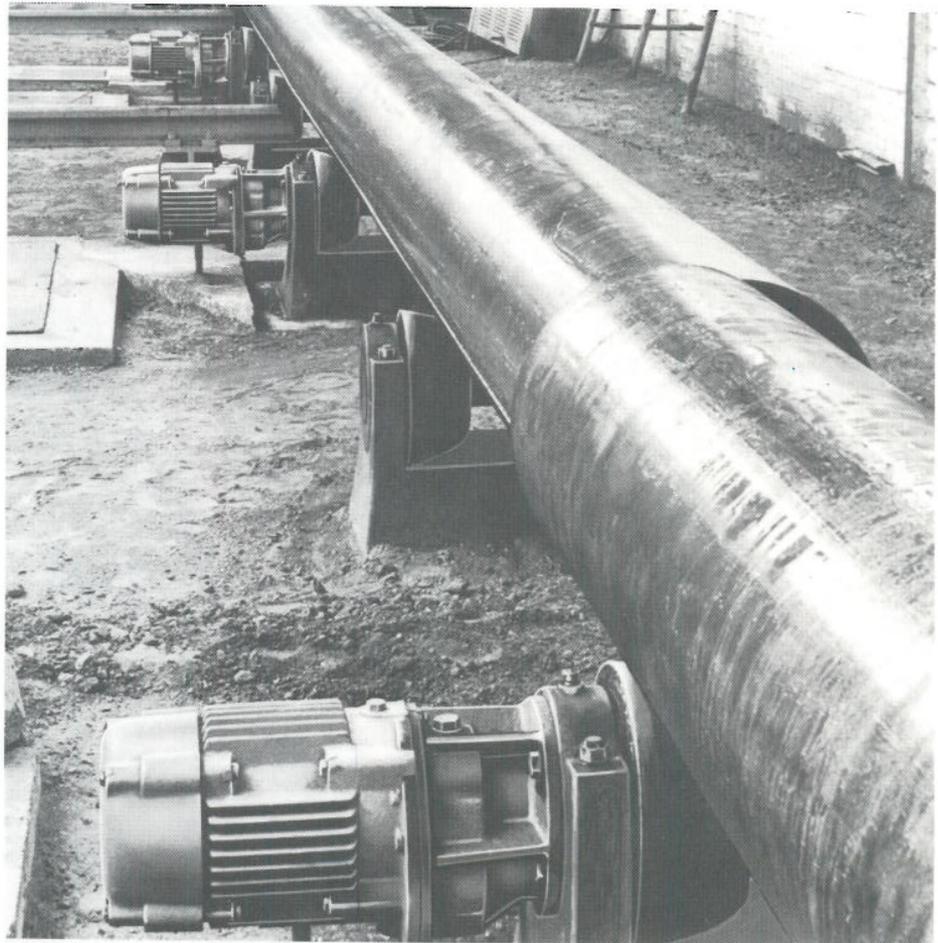
Bei Abwägung der Vor- und Nachteile und unter Berücksichtigung der bereits von 10000 auf 20000 Stunden verlängerten Schmierfrist besteht aus der Sicht der Firma BAUER im Normalfall keine Notwendigkeit, bei Rollgangsbetrieb synthetische Schmierstoffe einzusetzen. Dies schließt nicht aus, daß in Einzelfällen (zum Beispiel bei extrem hohen Umgebungstemperaturen über etwa 60 °C) von der höheren Temperaturbeständigkeit dieser Sonderöle Gebrauch gemacht wird.

20 Betriebserfahrungen mit Rollgangs-Antrieben

Wichtiger als jeder noch so hart in einer Wärmekammer durchgeführte Versuch ist natürlich die praktische Bewährung der Antriebe im rauen Walzwerksbetrieb. Die folgenden Bilder stellen eine kleine Auswahl aus den zahlreichen gelieferten Anlagen dar, die teilweise schon mehr als 20 Jahre in Betrieb sind.



Rollgangs-Getriebe-Motor unter typischen Walzwerksbedingungen bei der Dortmund-Hörder Hüttenunion AG, Dortmund

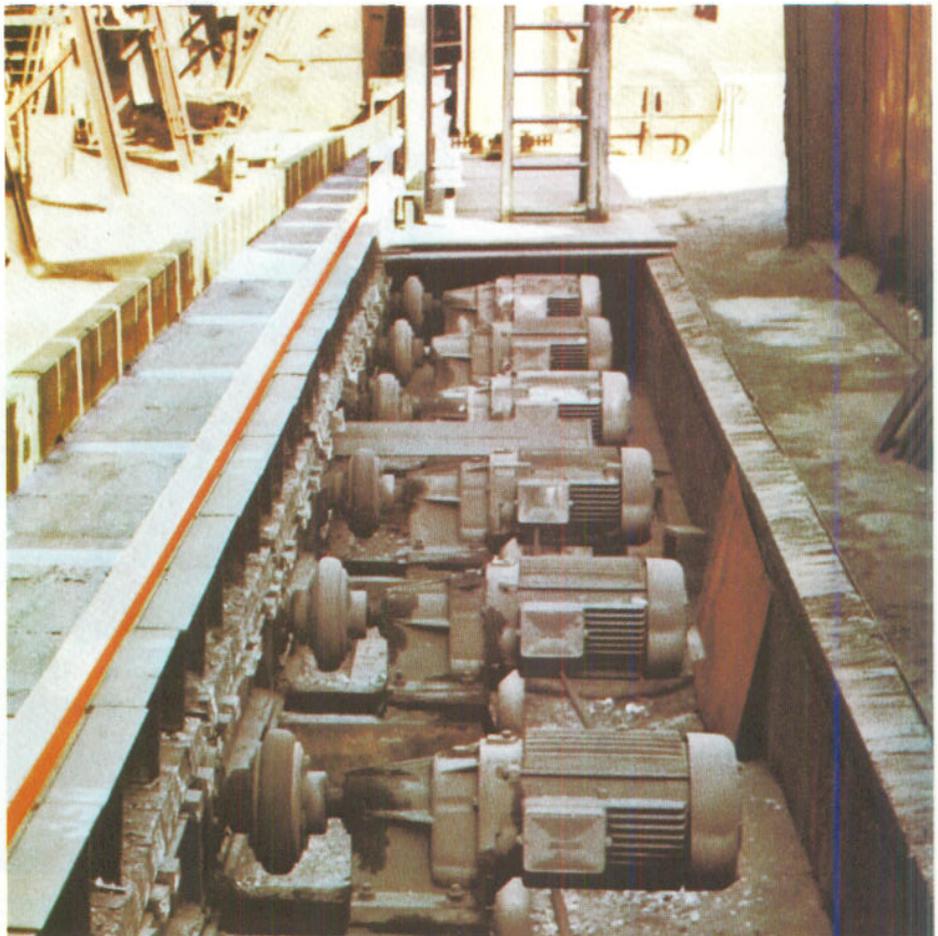


Rollgangs-Getriebe-Motoren zum Rohrtransport im Großrohrwerk Mannesmannröhren-Werke AG, Werk Duisburg-Mündelheim

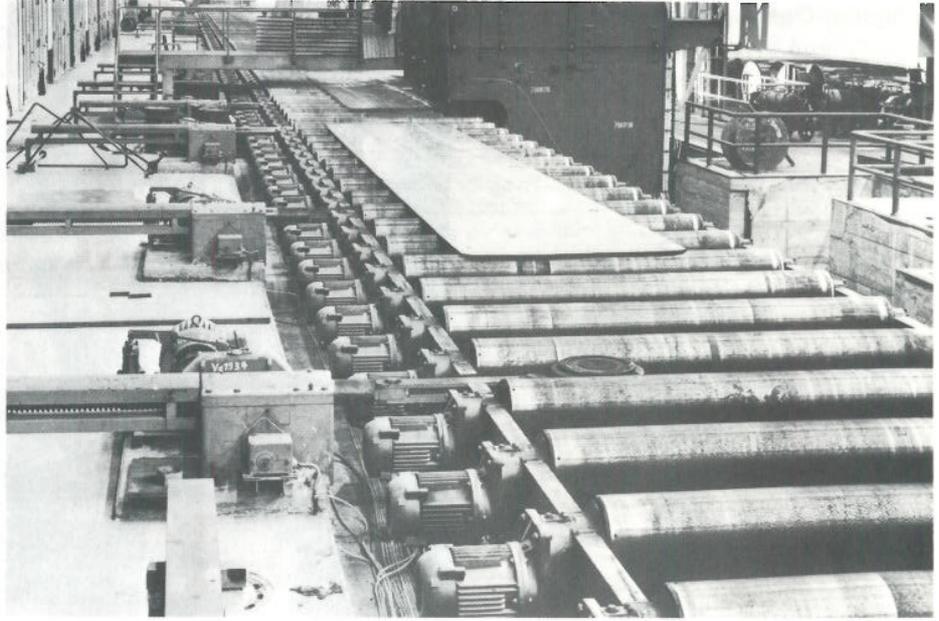
Rollgangs-Getriebe-Motoren für den Scherenzufuhr-Rollgang für Stab- und Profileisen der 300er Straße bei den Hohenlimburger Walzwerken



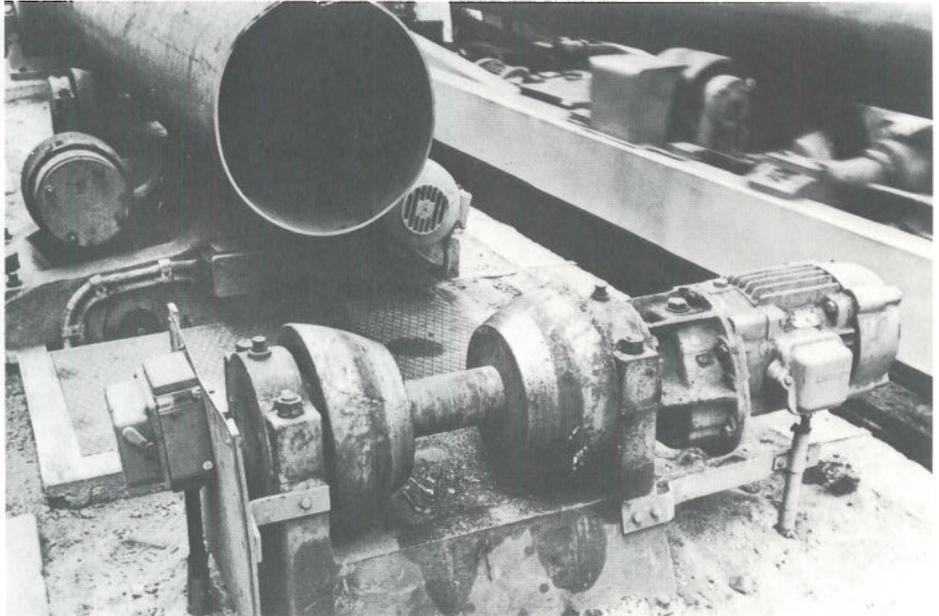
Rollgangs-Getriebe-Motoren an einem Knüppel-Rollgang bei der Dortmund-Hörder Hüttenunion AG, Dortmund



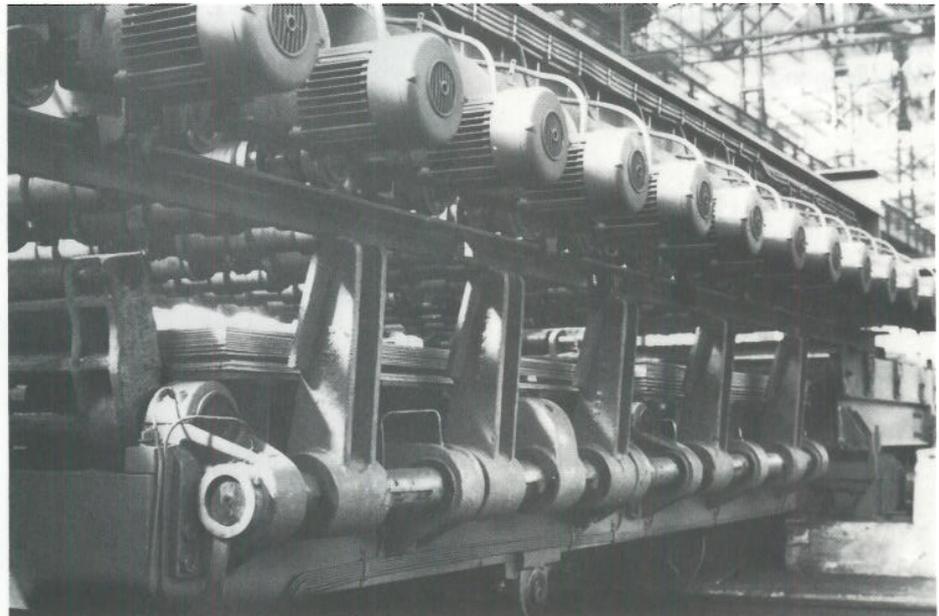
Getriebe-Rollen an einer Grobblechstraße bei der Klöckner-Hütte AG, Bremen



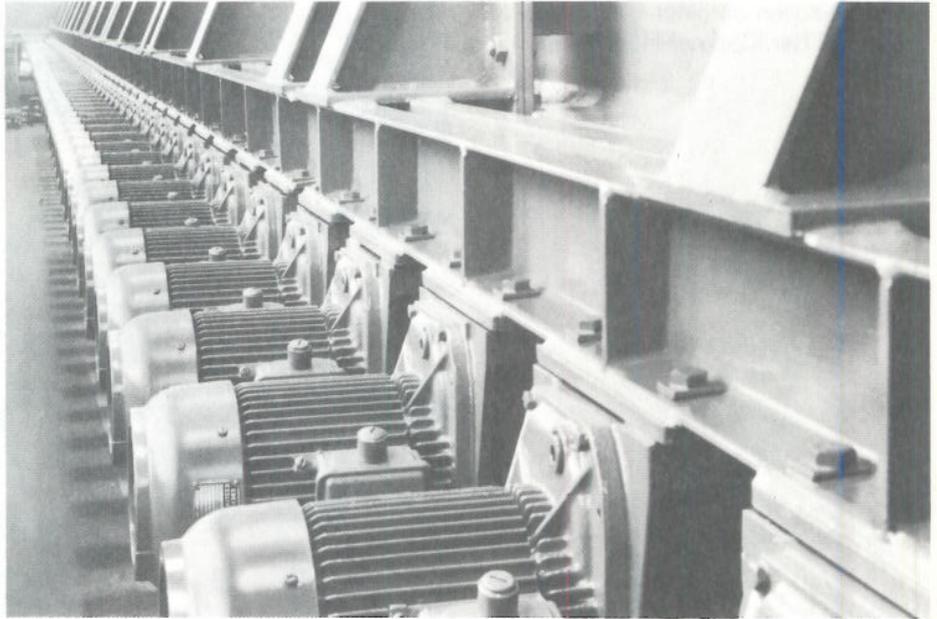
Rollgangs-Getriebe-Motoren zum Direktantrieb konischer Rollen für den Rohrtransport im Großrohrwerk Mannesmannröhren-Werke AG, Werk Duisburg-Mündelheim



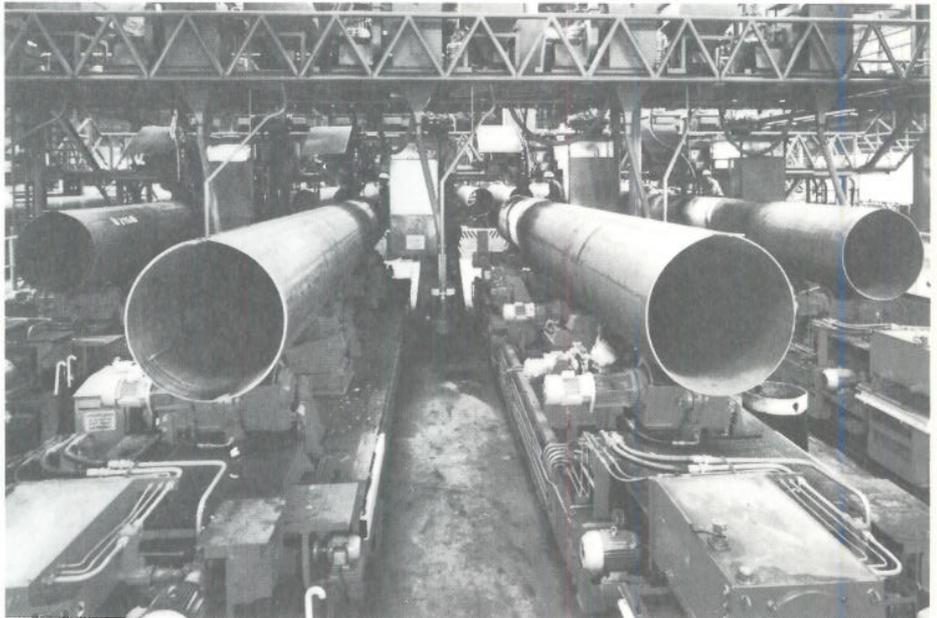
Rollgangs-Getriebe-Motoren in Bauform B 8 zum Antrieb eines Magnet-Rollgangs bei der Salzgitter Industriebaugesellschaft, ausgeführt durch Firma Josef Fröhling, Olpe/Westfalen



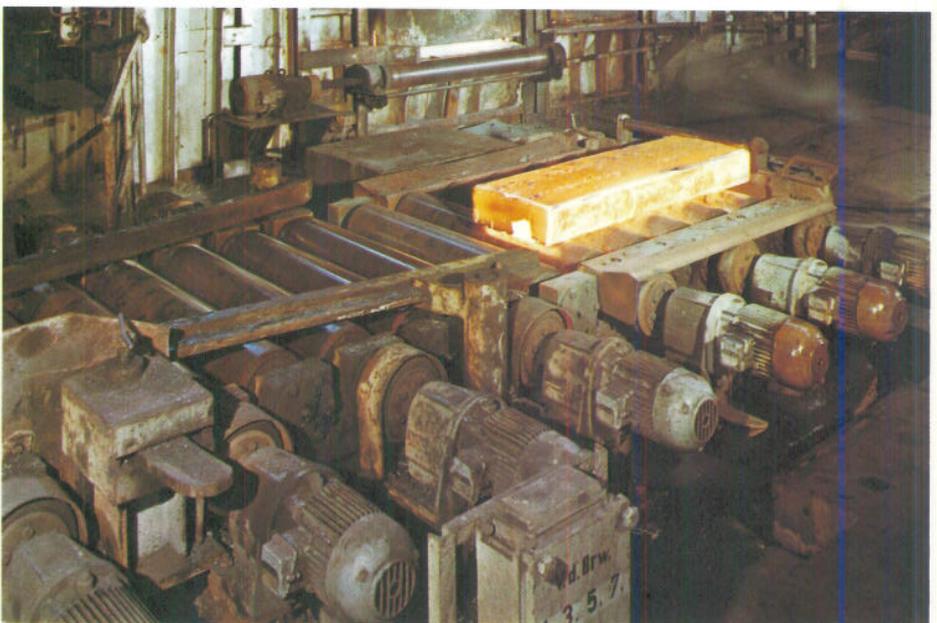
Rollgangs-Getriebe-Motoren
in Bauform B 8



Rollgangs-Getriebe-Motoren
in Bauform B 5 zum Transport
von Großrohren



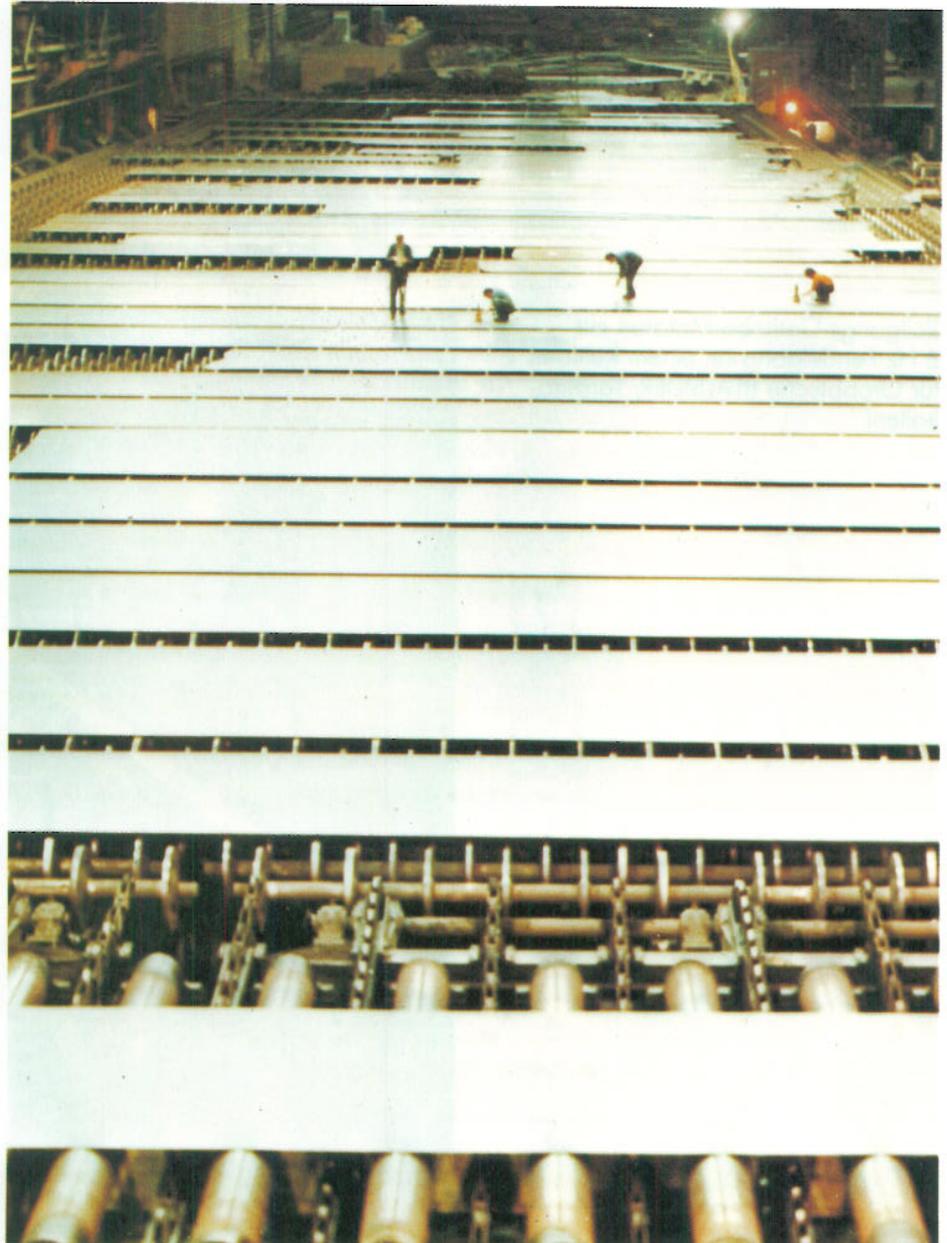
Rollgangs-Getriebe-Motoren in
wechselseitiger Anordnung an einem
Ofen-Rollgang



Rollgangs-Getriebe-Motoren zum
Transport von Brammen;
Antriebe wechselseitig angeordnet



Kühlbett für Grobbleche
(Konstruktion MOELLER und
NEUMANN)



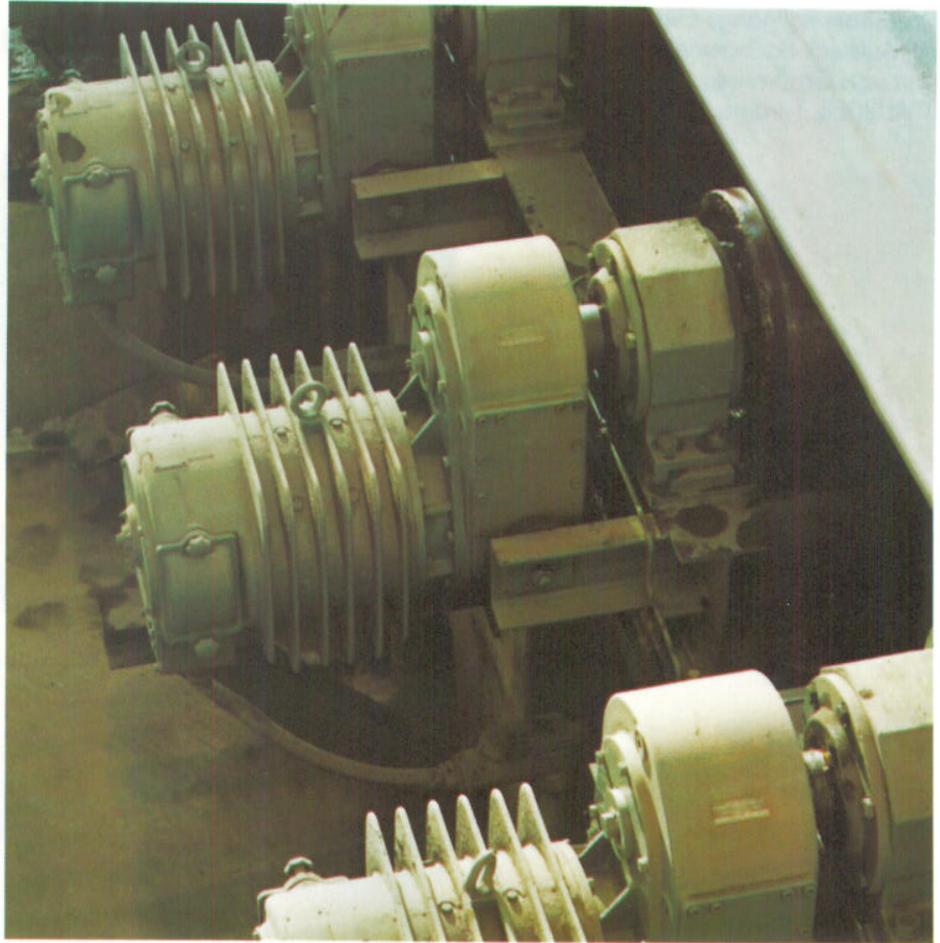
Rollgangs-Getriebe-Motoren mit Aufsteck-Flachgetriebe zum Transport von Grobblechen (ITALSIDER, Taranto, Italien)



Rollgangs-Getriebe-Motoren mit 6 Hz-Pendelgang an einem Kühlbett für Grobbleche (ITALSIDER, Taranto, Italien)



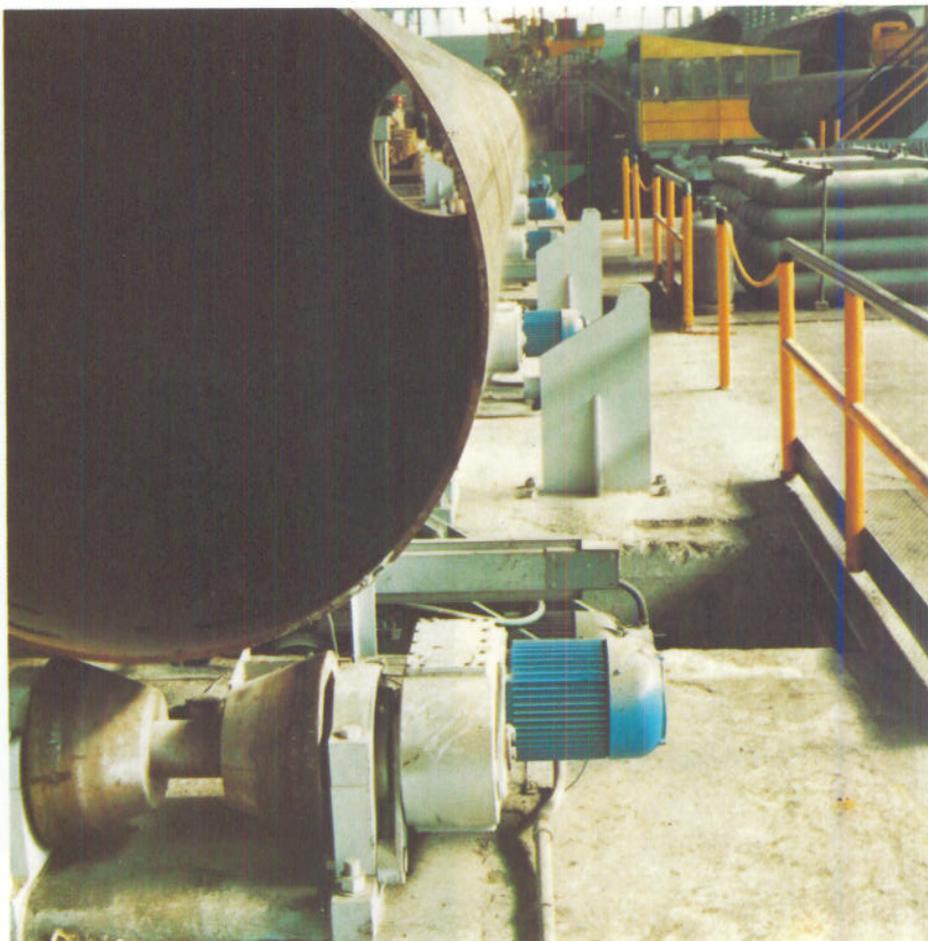
Gleichstrom-Rollgangs-Getriebe-
Motoren mit Aufsteck-Flachgetriebe an
einer Schere für Grobbleche
(ITALSIDER, Taranto, Italien)



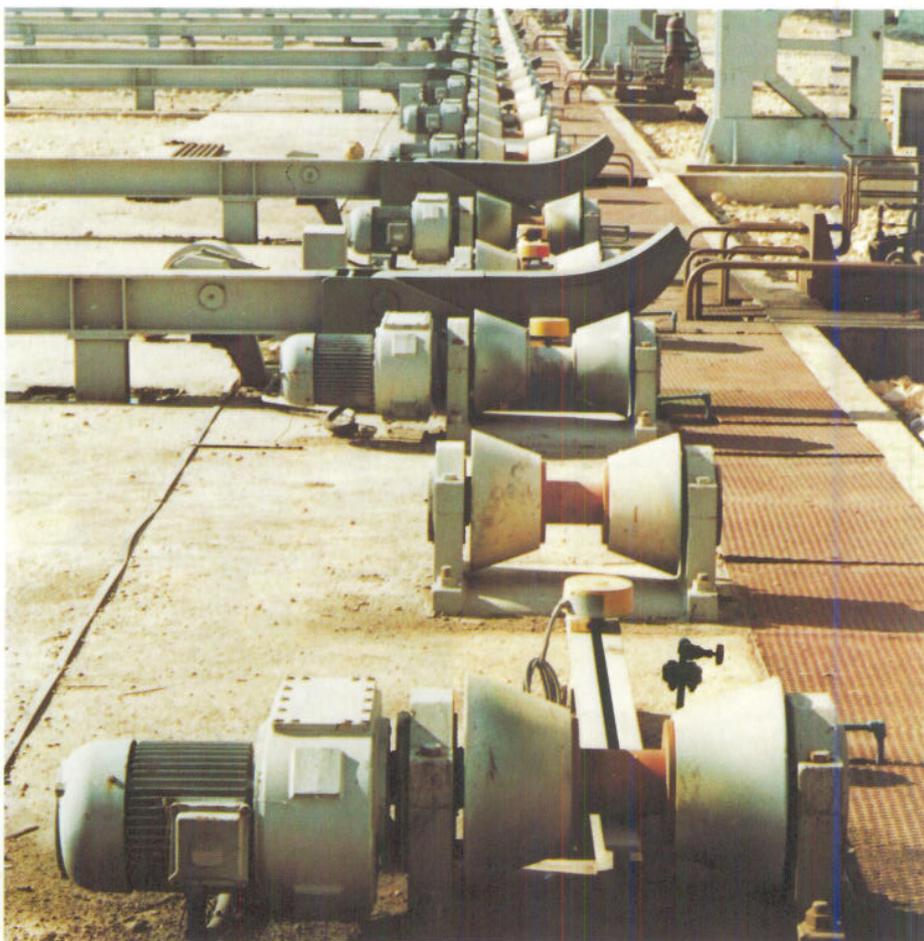
Gleichstrom-Rollgangs-Getriebe-
Motoren in einem Blechwalzwerk
(ITALSIDER, Taranto, Italien)



Drehstrom-Rollgangs-Getriebe-Motoren
mit Aufsteck-Flachgetriebe zum Trans-
port von Großrohren
(ITALSIDER, Taranto, Italien)



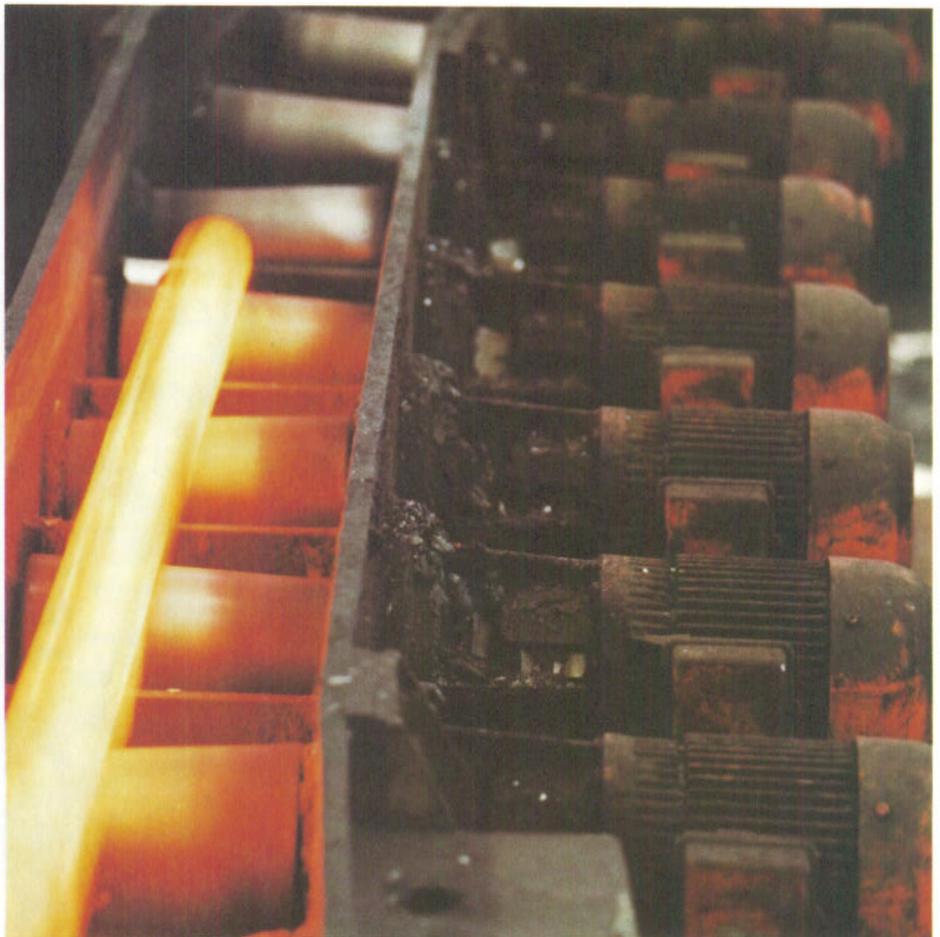
Transportrollgang für Großrohre mit
Aufsteck-Getriebe-Motoren
(ITALSIDER, Taranto, Italien)



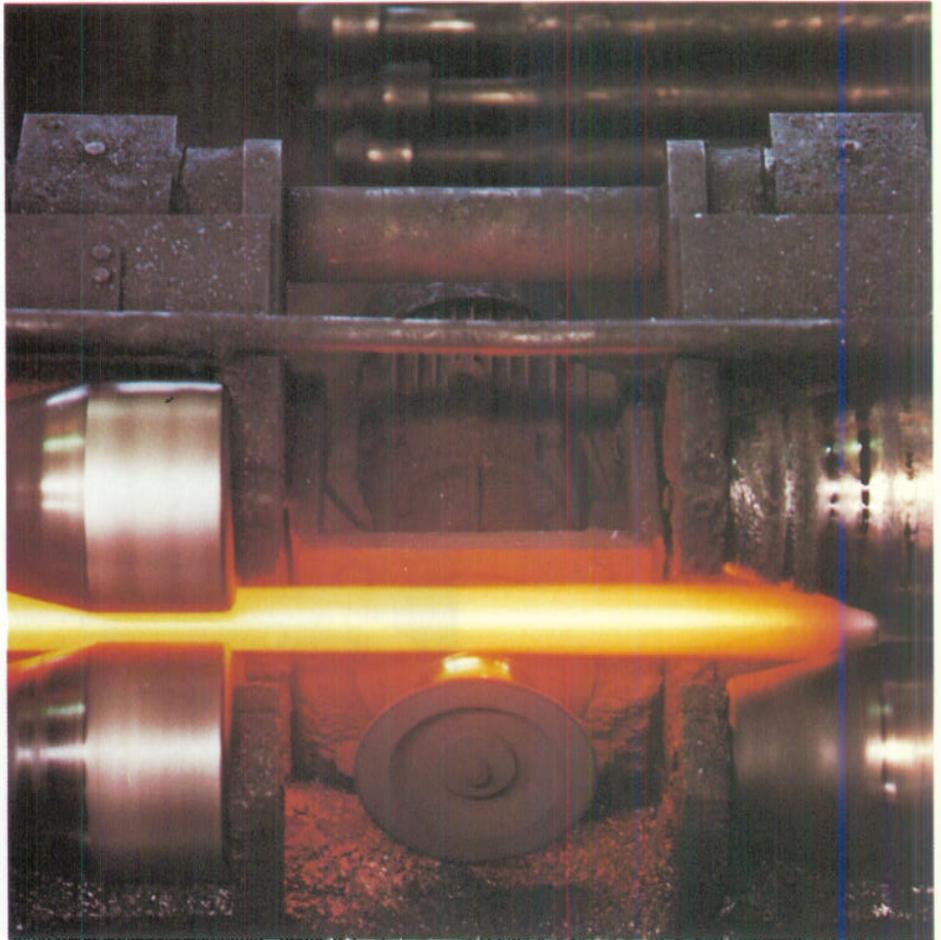
Strahlwassersichere Rollgangs-Getriebe-Motoren an der Hochdruck-Waschanlage für Großrohre
(ITALSIDER, Taranto, Italien)



Rollgangs-Getriebe-Motoren mit Flanschbefestigung zum Transport von heißem Stabstahl



Flansch-Getriebe-Motoren unter außergewöhnlichen Arbeitsbedingungen, mit fliegend aufgesetzter Rolle zum Transport von heißem Stabstahl



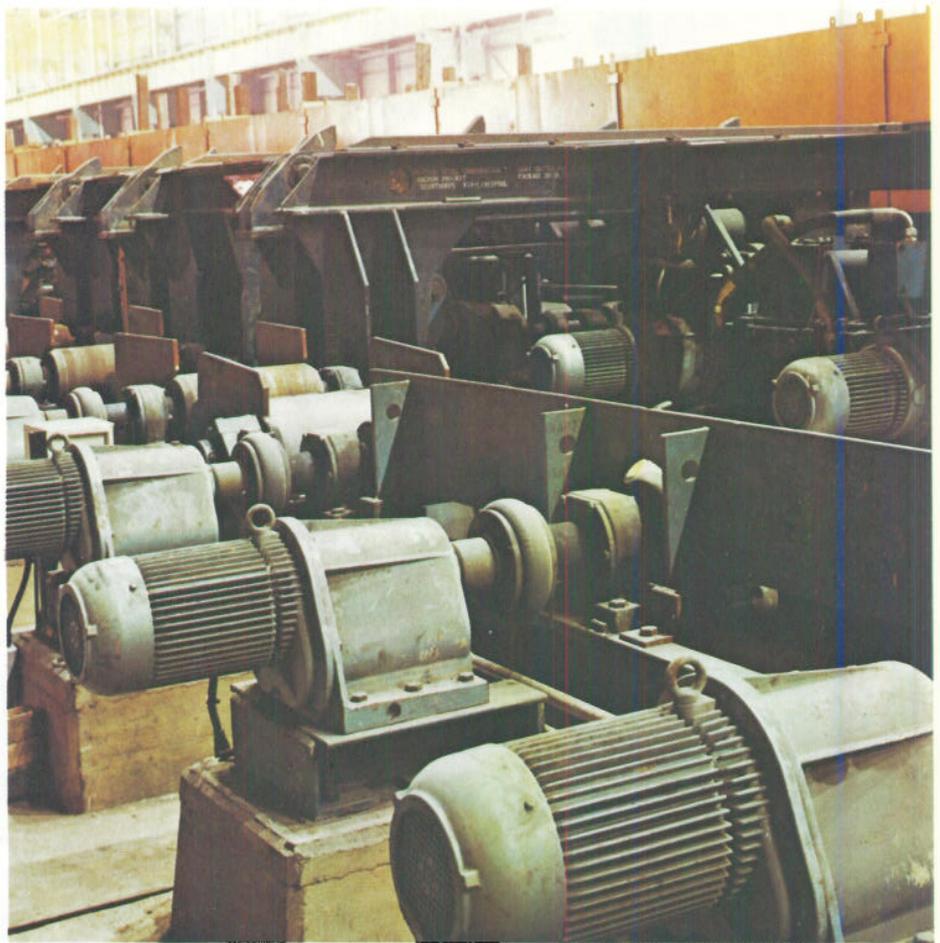
Rollgangs-Getriebe-Motoren in der Knüppel-Richtstraße bei BSC Appleby Frodingham Works, Scunthorpe, England





Rollgangs-Getriebe-Motoren an der Knüppel-Richtstraße bei BSC Appleby Frodingham Works, Scunthorpe, England

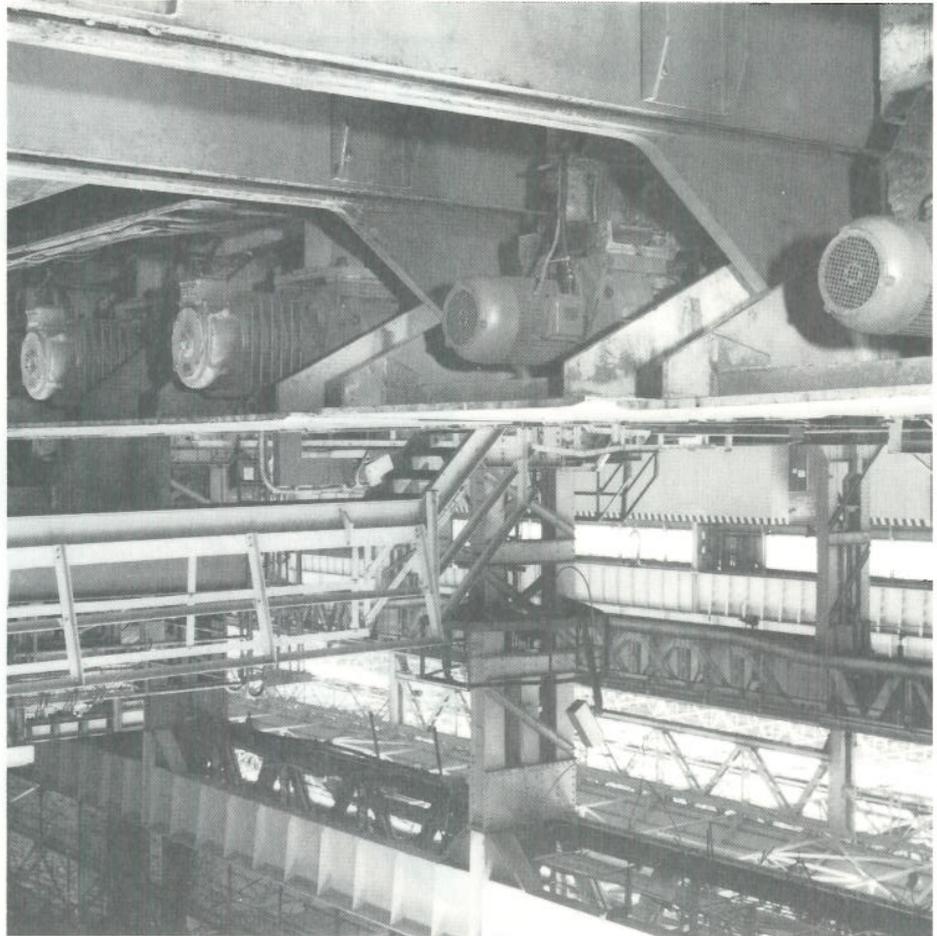
Rollgangs-Getriebe-Motoren an der
Knüppel-Richtstraße bei
BSC Appleby Frodingham Works,
Scunthorpe, England



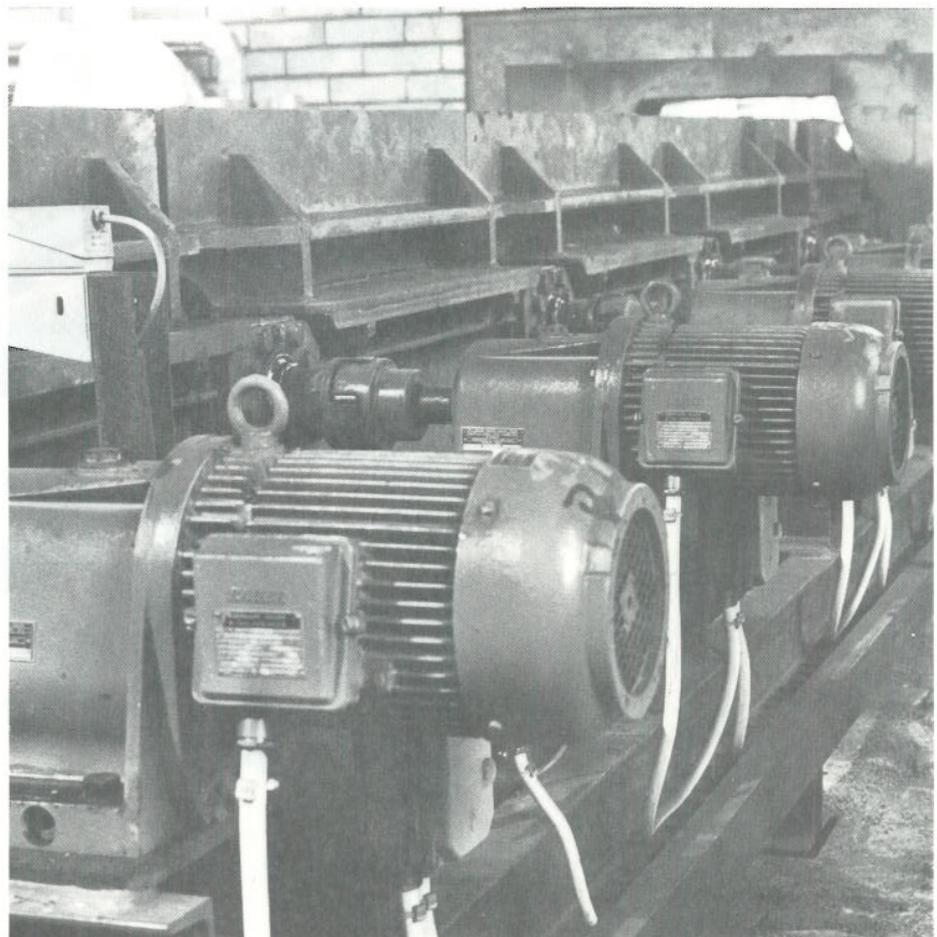
Rollgangs-Getriebe-Motoren an der
Knüppel-Richtstraße bei
BSC Appleby Frodingham Works,
Scunthorpe, England



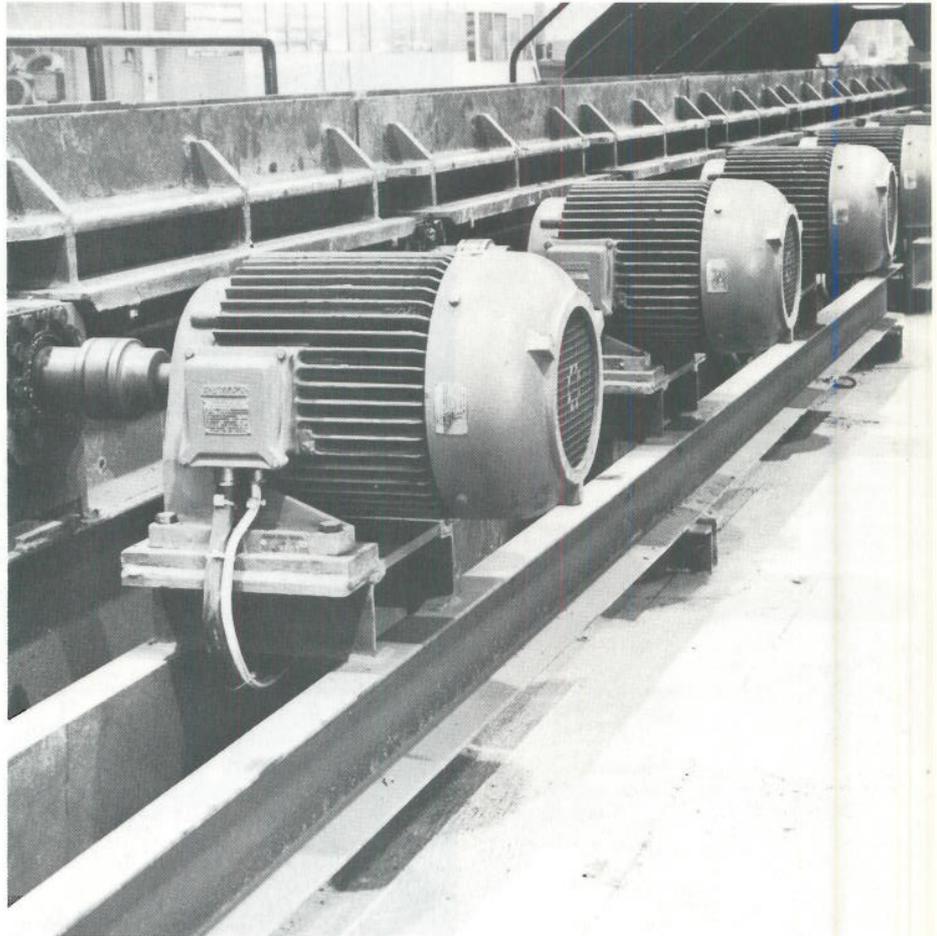
Drehstrom- und Gleichstrom-Rollgangs-
Getriebe-Motoren im Grobblech-Walz-
werk bei
BSC Appleby Frodingham Works,
Scunthorpe, England



Rollgangs-Getriebe-Motoren
an einem Knüppel-Rollgang bei
SMEDJEBACKENS VALSVERKS AB,
Schweden

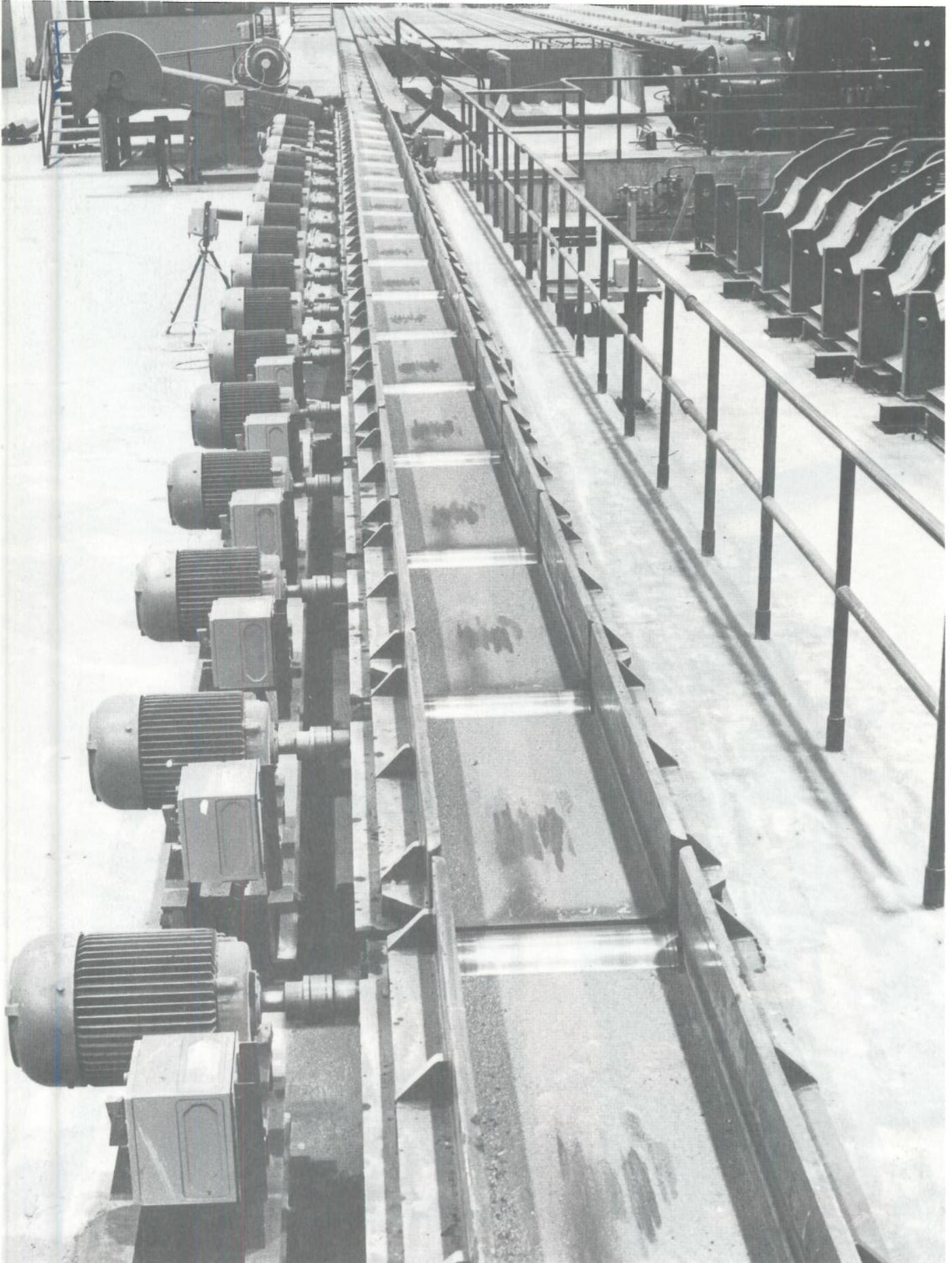


Rollgangs-Motoren in Fußausführung
an einem Knüppel-Rollgang
(SMEDJEBACKENS VALSVERK AB,
Schweden)



Freiluftaufstellung von Rollgangs-
Getriebe-Motoren zum Transport von
Knüppeln (SMEDJEBACKENS
VALSVERK AB, Schweden)



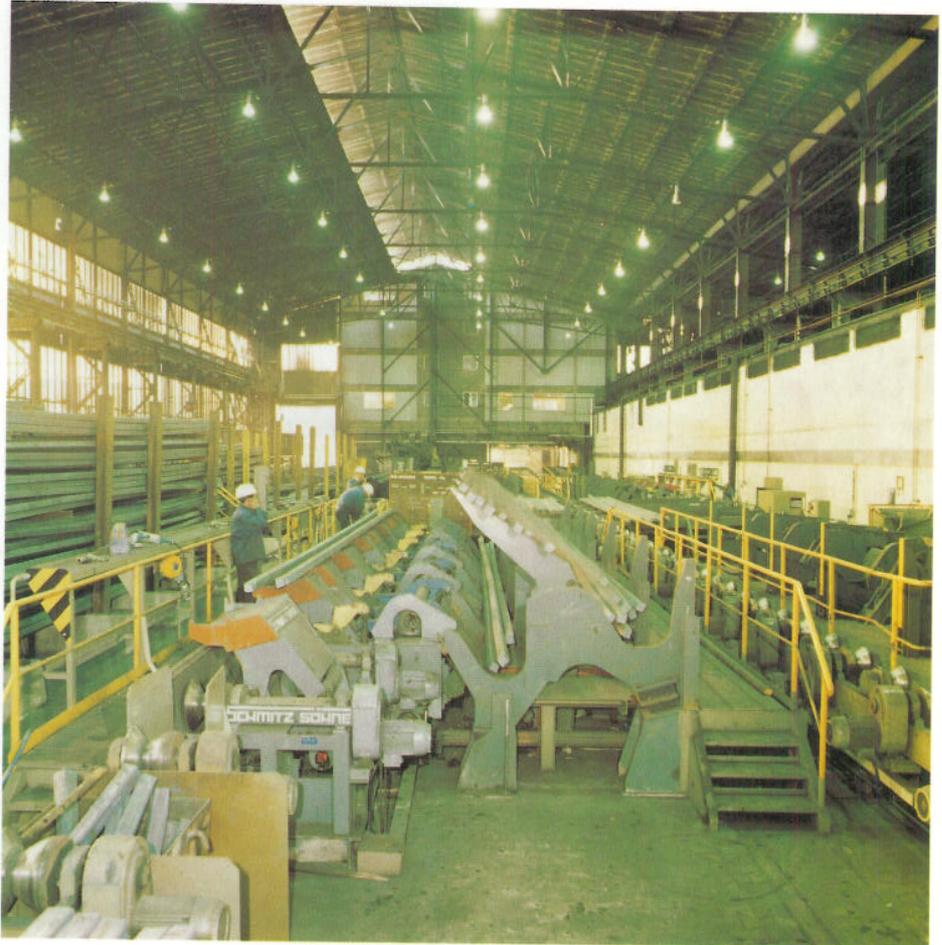


Rollgangs-Motoren in Fußausführung B 3 an einem Knüppel-Rollgang bei (SMEDJEBACKENS VALSVERKS AB, Schweden)



Installation von Rollgangs-Getriebe-Motoren an einem Knüppel-Rollgang bei ISMEDJEBACKENS VALSVERKS AB, Schweden)

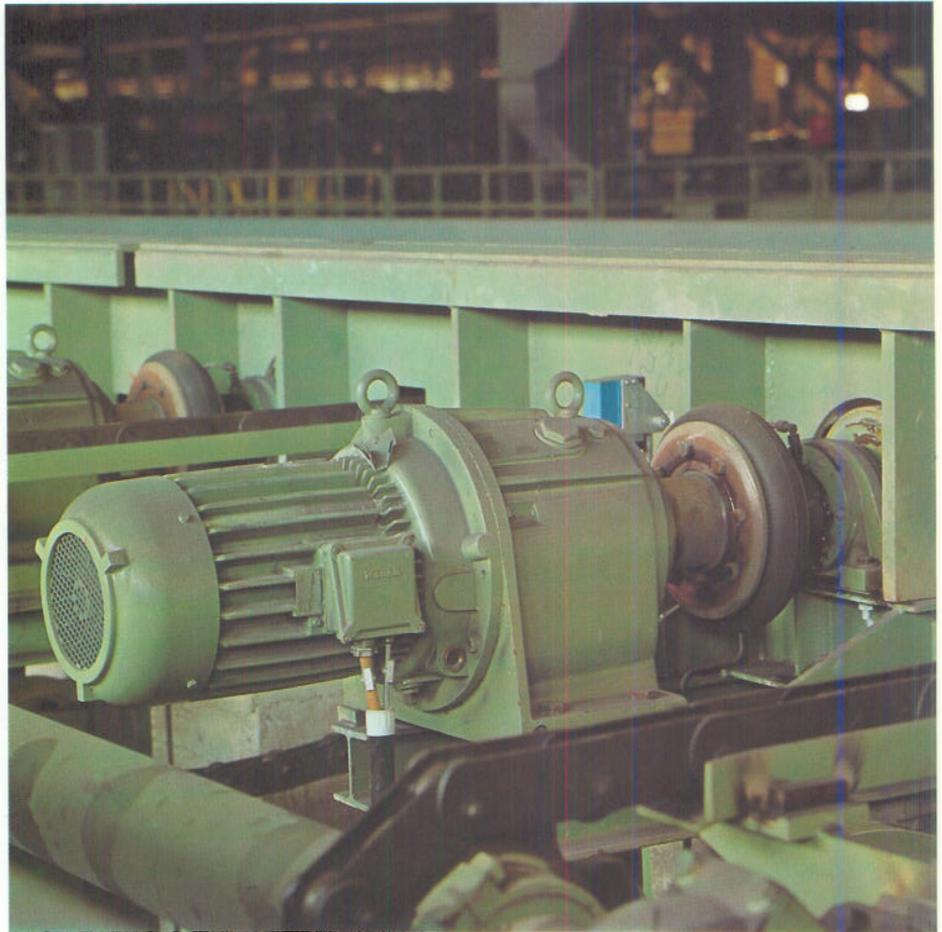
Rollgangs-Flachgetriebe-Motoren
in Aufsteckform zum Antrieb von
Konusrollen für 4-Kant-Krüppel
(Fa. SCHMITZ SÖHNE)

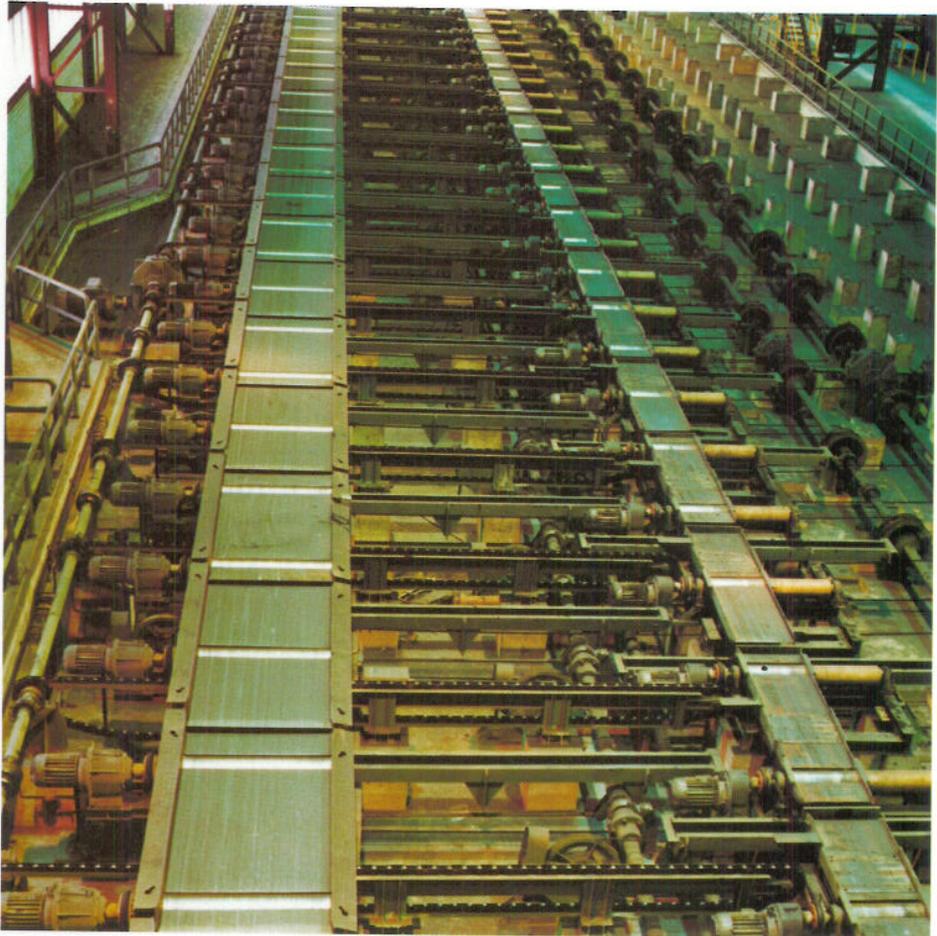


Unterflur-Anordnung von Rollgangs-
Getriebe-Motoren bei BSC/Scunthorpe,
England



Rollgangs-Getriebe-Motoren in der
UMIT bei den Stahlwerken PEINE-
SALZGITTER AG



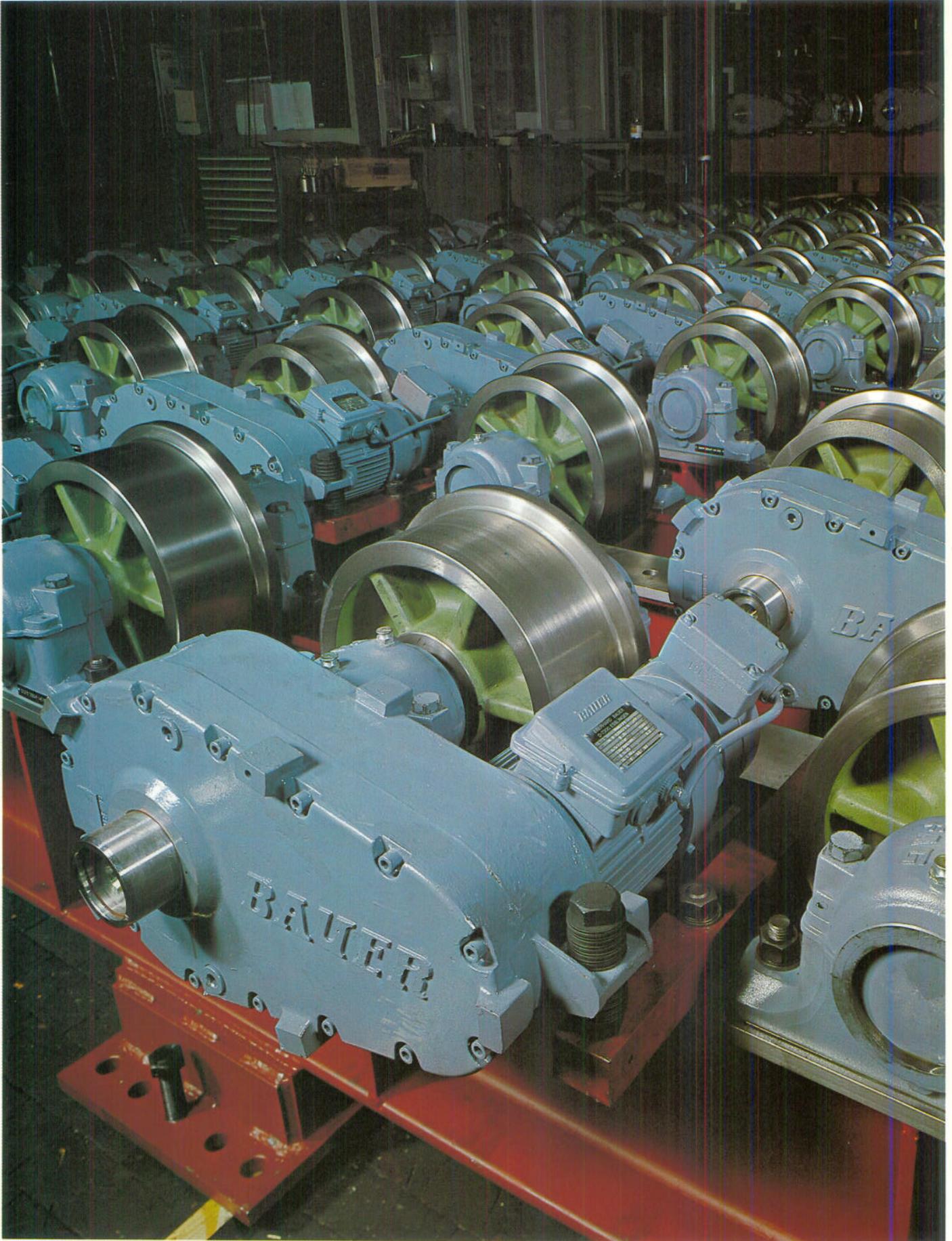


Rollgangs-Getriebe-Motoren in der
UMIT bei den Stahlwerken PEINE-
SALZGITTER AG



Rollgangantriebe mit Abdeckung am
Kühlbett in der UMIT bei den
Stahlwerken PEINE-SALZGITTER AG



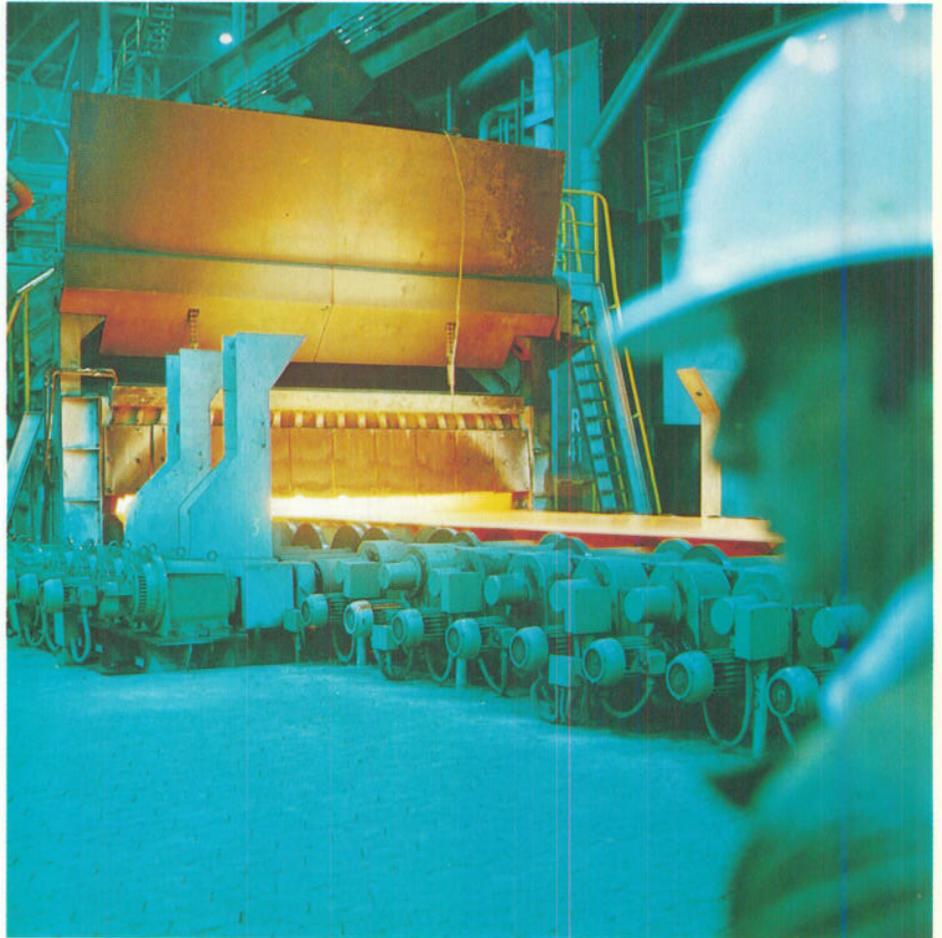


Brems-Getriebe-Motoren mit Sonder-Aufsteck-Flachgetriebe zum Antrieb der Rollenbahn für schwere Formkästen in einer Gießerei; Projekt FDC/Schweiz für die UdSSR



Rollgangs-Motoren mit Flachgetriebe in Sonderkonstruktion zum Antrieb von Scheibenrollen über Torsionsstab im Umrichterbetrieb 4 bis 120 Hz bei DILLINGER HÜTTENWERKE.

Rollgangs-Getriebe-Motoren zum Antrieb von Transportrollen an einem Normalisier-Glüh-Ofen bei der Firma DILLINGER HÜTTENWERKE.



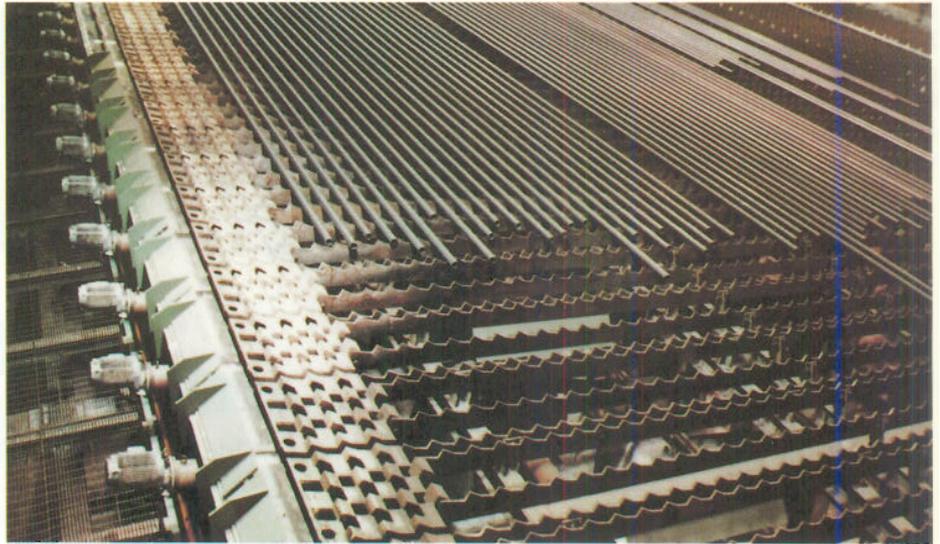
Gleichstrom-Rollgangs-Getriebe-
Motoren mit konzentrischen Flansch-
getrieben zum Transport von Blechen
für Großrohre bei den
MANNESMANNRÖHREN-
Werke AG, Werk Mülheim/Ruhr.



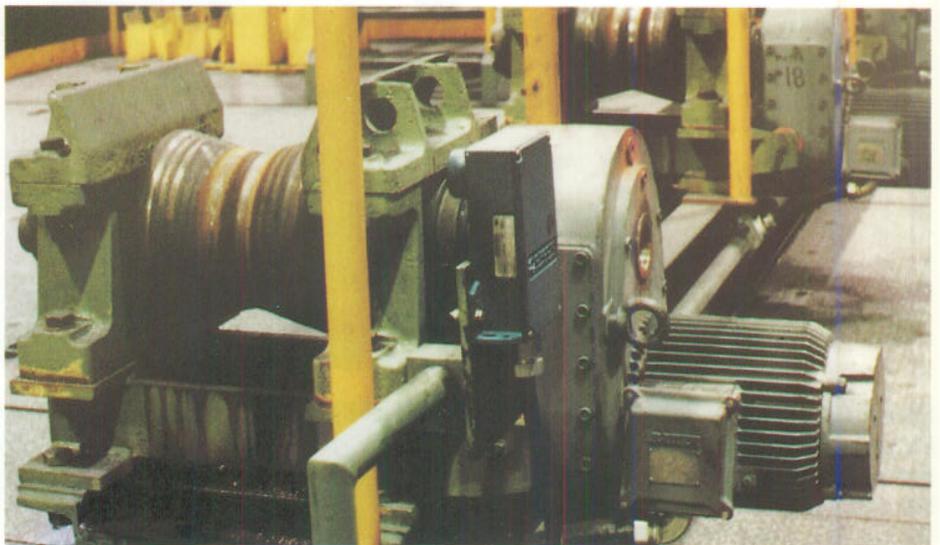
Gleichstrom-Rollgangs-Getriebe-
Motoren mit Flachgetrieben zum
Antrieb von Rollen für den Transport
bei den MANNESMANNRÖHREN-
Werke AG, Werk Mülheim/Ruhr.



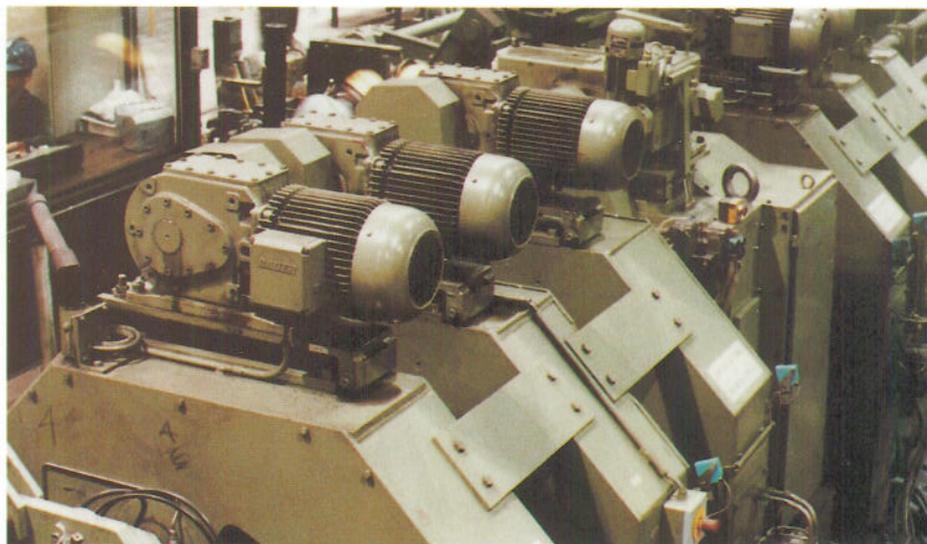
Rollgangs-Getriebe-Motoren
mit einstufigem Getriebe bei
ALGOMA STEEL, Sault Ste. Marie,
Kanada



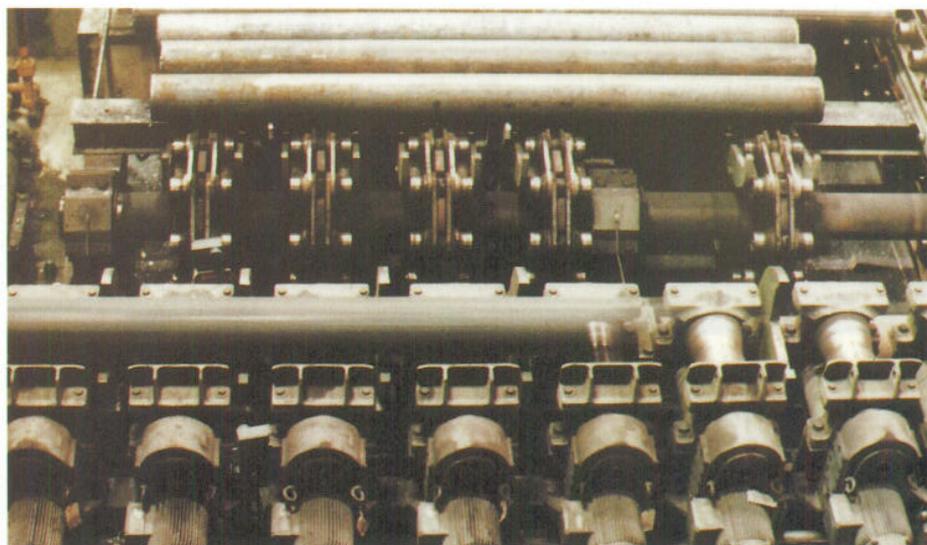
Rollgangs-Flachgetriebe-Motor
in Aufsteckform bei
ALGOMA STEEL, Sault Ste. Marie,
Kanada

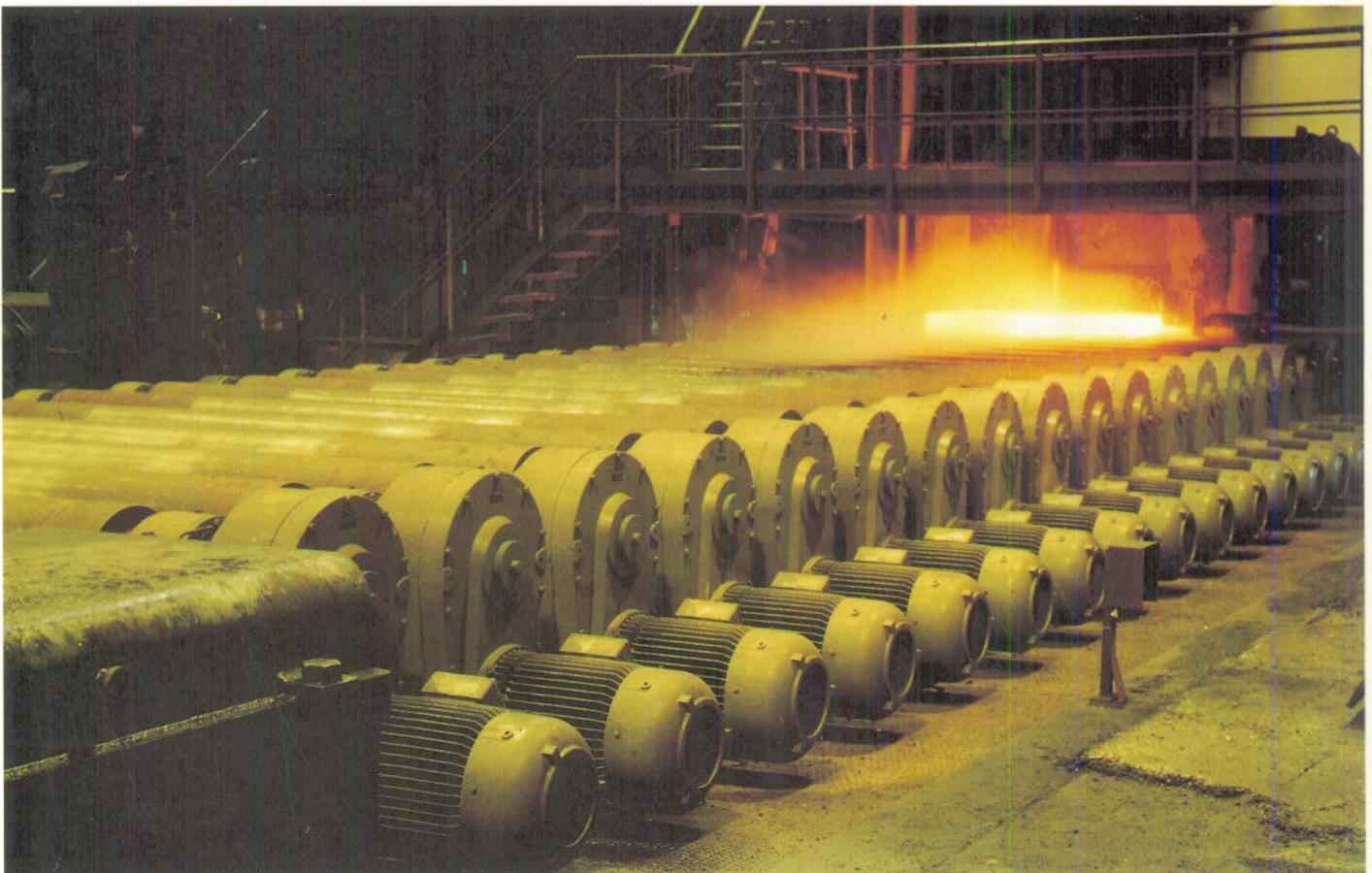
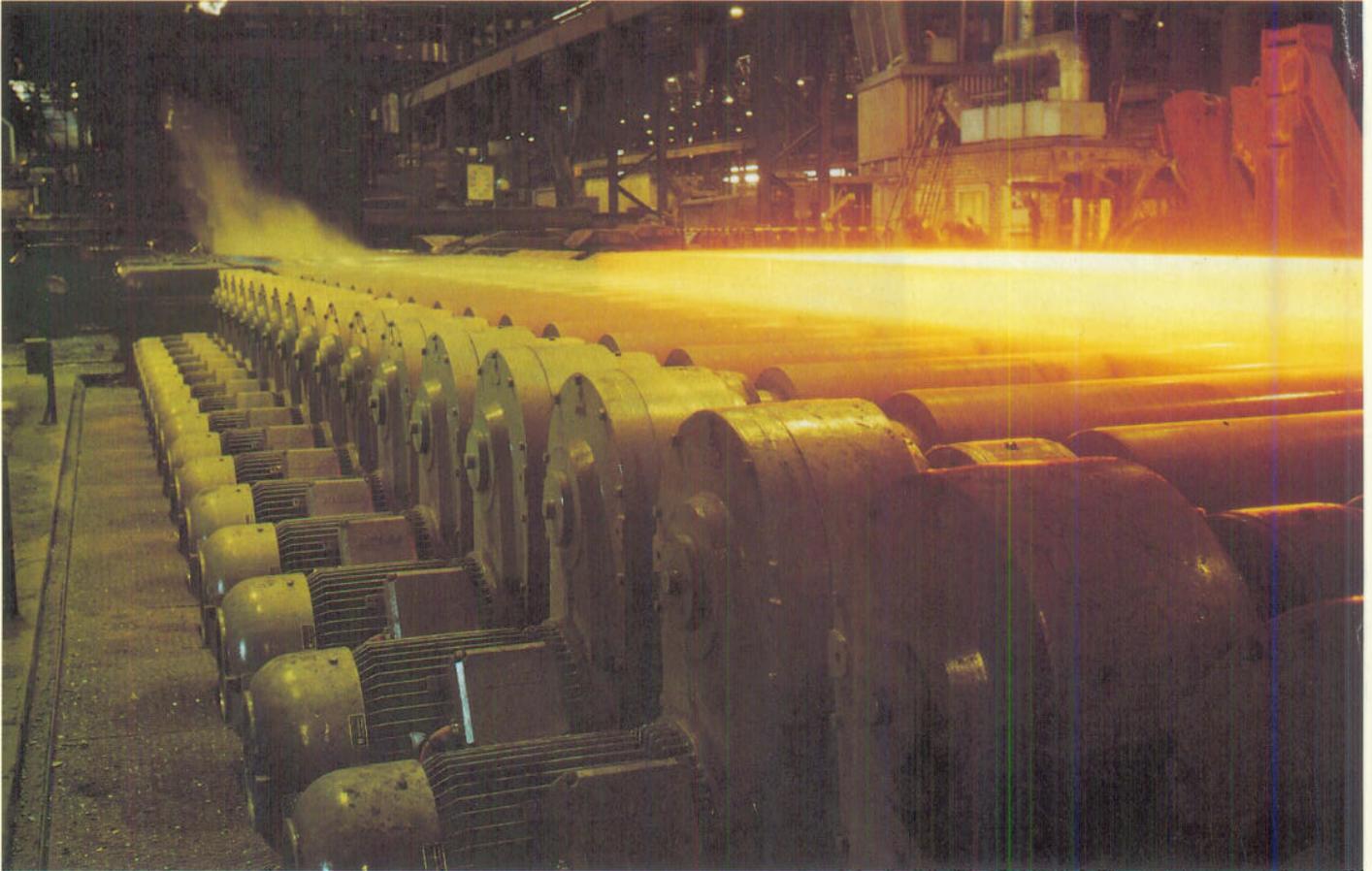


Kegelrad-Flachgetriebe-Rollgangs-
Motoren an einer Rohrprüfanlage
im Rohrwerk bei
ALGOMA STEEL in Sault Ste. Marie,
Kanada



Flachgetriebe in Aufsteckform
zum Transport von Rundmaterial
für die Rohrherstellung bei
ALGOMA STEEL, Sault Ste. Marie,
Kanada





Aufsteck-Rollgangs-Getriebe-Motoren der Getriebereihe AG, geliefert über Fa. SANDBLOM & STÖHNE, eingesetzt im Stahlwerk SS AB Oxelund, Schweden