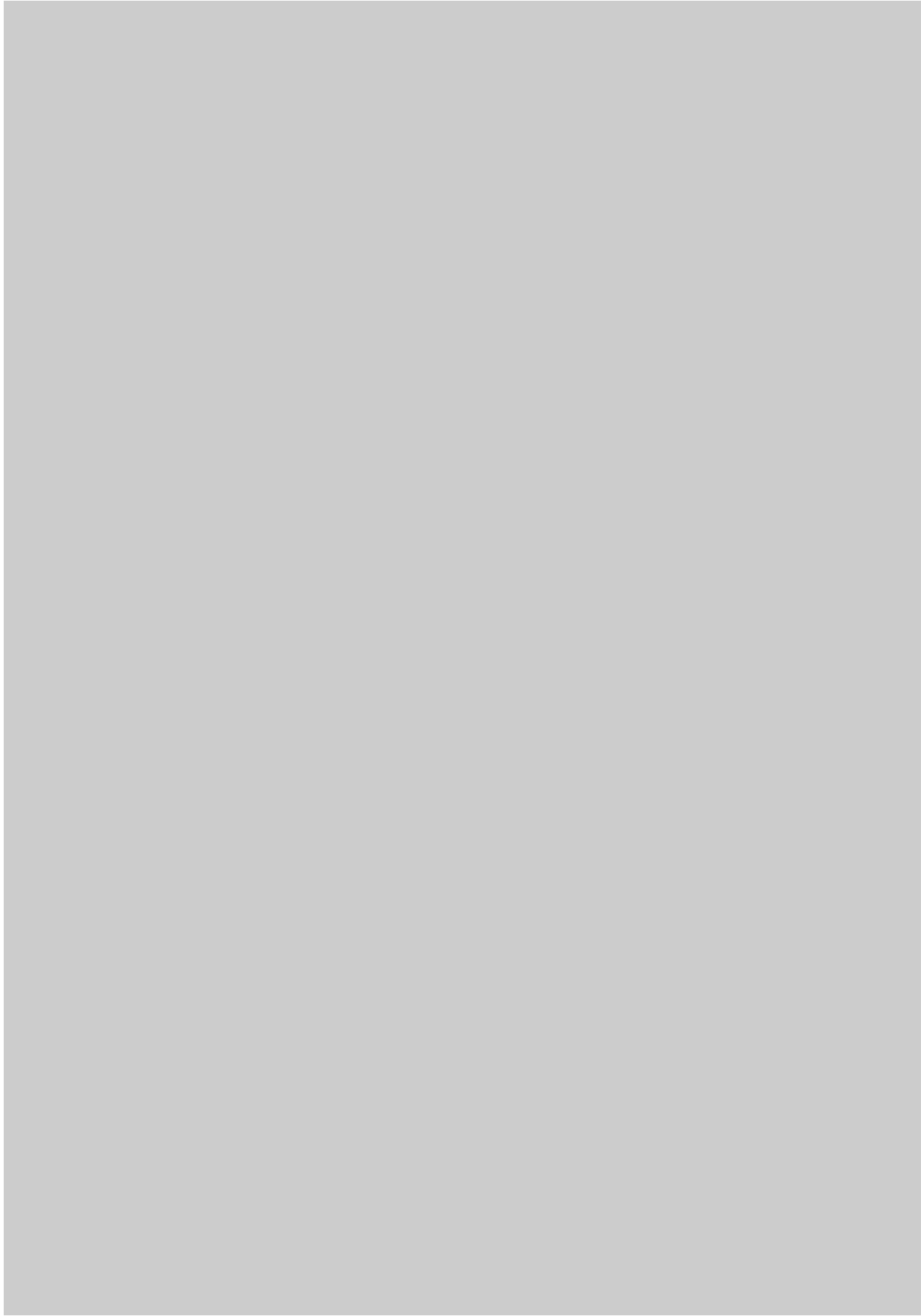


Antriebe projektieren

Ausgabe
10/2001





	1	Einleitung	6	1
	2	Drehstromantriebe mit festen Drehzahlen.....	9	2
	3	Drehstromantriebe mit Frequenzumrichter	26	3
	4	Servoantriebe	33	4
	5	Drehstromantriebe mit mechanischen Verstellgetrieben	39	5
	6	Getriebe.....	46	6
	7	Formeln der Antriebstechnik	56	7
	8	Rechenbeispiel Fahrtrieb.....	65	8
	9	Rechenbeispiel Hubtrieb.....	92	9
	10	Rechenbeispiel Kettenförderer mit Frequenzumrichter.....	103	10
	11	Rechenbeispiel Rollenbahn mit Frequenzumrichter.	107	11
	12	Rechenbeispiel Drehtischtrieb..	112	12
	13	Rechenbeispiel Gurtförderer	117	13
	14	Rechenbeispiel Kurbelschwingenantrieb.....	122	14
	15	Rechenbeispiel Spindeltrieb.....	126	15
	16	Rechenbeispiel Portal mit Servomotoren.....	131	16
	17	Tabellenanhang und Zeichenlegende	148	17
	18	Index.....	153	18



1	Einleitung	6
2	Drehstromantriebe mit festen Drehzahlen.....	9
2.1	Wirkungsweise des Drehstrom-Kurzschlussläufermotors.....	9
2.2	Bemessungsdaten des Drehstrom-Kurzschlussläufermotors	11
2.3	Betriebsarten nach IEC 34 (EN 60034)	14
2.4	Wirkungsgrad η , Leistungsfaktor $\cos \varphi$ und Wärmeklasse.....	15
2.5	Schutzart.....	17
2.6	Wicklungsschutz	18
2.7	Dimensionsierung des Motors	19
2.8	Sanftanlauf und Sanftumschaltung.....	20
2.9	Bremsmotoren	23
3	Drehstromantriebe mit Frequenzumrichter	26
3.1	Frequenzumrichter.....	27
3.2	MOVIMOT® Getriebemotoren mit integriertem Frequenzumrichter.....	27
3.3	Motorbetrieb am Frequenzumrichter.....	28
3.4	Projektierung mit SEW-Frequenzumrichtern	30
4	Servoantriebe	33
4.1	Servomotoren	34
4.2	Servoumrichter MOVIDYN®	36
4.3	Antriebsumrichter MOVIDRIVE® und MOVIDRIVE® <i>compact</i>	37
4.4	Projektierungsablauf	38
5	Drehstromantriebe mit mechanischen Verstellgetrieben	39
5.1	Eigenschaften	39
5.2	Auslegung des Verstellgetriebemotors	40
6	Getriebe.....	46
6.1	Standardgetriebe für Getriebemotoren	46
6.2	Dimensionierung von Standardgetrieben mit Betriebsfaktor.....	49
6.3	Getriebe für Servoantriebe.....	52
6.4	Querkräfte, Axialkräfte	54
7	Formeln der Antriebstechnik	56
7.1	Grundbewegungen	56
7.2	Massenträgheitsmomente.....	58
7.3	Statische oder dynamische Leistung	60
7.4	Widerstandskräfte	61
7.5	Drehmomente	62
7.6	Leistung	62
7.7	Wirkungsgrade.....	62
7.8	Spindelberechnung.....	63
7.9	Spezielle Formeln	64



8	Rechenbeispiel Fahrtrieb	65
8.1	Motorberechnung	66
8.2	Getriebeauslegung	73
8.3	Fahrtrieb mit 2 Geschwindigkeiten	75
8.4	Fahrtrieb mit Frequenzumrichter	81
9	Rechenbeispiel Hubtrieb	92
9.1	Polumschaltbarer Motor	93
9.2	Motor mit Frequenzumrichter	97
10	Rechenbeispiel Kettenförderer mit Frequenzumrichter	103
10.1	Motorberechnung	104
10.2	Getriebeauslegung	106
11	Rechenbeispiel Rollenbahn mit Frequenzumrichter	107
11.1	Motorberechnung	108
12	Rechenbeispiel Drehtischtrieb mit Frequenzumrichter	112
12.1	Motorberechnung	113
12.2	Getriebeauslegung	116
13	Rechenbeispiel Gurtförderer	117
13.1	Motorberechnung	119
13.2	Getriebe- und Verstellgetriebeauslegung	121
14	Rechenbeispiel Kurbelschwingentrieb	122
14.1	Motorberechnung	124
15	Rechenbeispiel Spindeltrieb	126
15.1	Berechnung	127
15.2	Nachrechnung	128
16	Rechenbeispiel Portal mit Servoantrieben	131
16.1	Optimierung der Fahrdiagramme	132
16.2	Leistungsberechnung	134
16.3	Getriebeauslegung	136
16.4	Motorenauswahl	139
16.5	Auswahl der Antriebselektronik	143
17	Tabellenanhang und Zeichenlegende	148
17.1	Tabellenanhang	148
17.2	Zeichenlegende	150
18	Index	153

1 Einleitung

Das Unternehmen SEW-EURODRIVE

SEW-EURODRIVE ist eines der führenden Unternehmen auf dem Weltmarkt der elektrischen Antriebstechnik. Das umfangreiche Produktprogramm und das breite Dienstleistungsspektrum machen SEW zum idealen Partner bei der Lösung anspruchsvoller Antriebsaufgaben.

Der Hauptsitz der Firmengruppe befindet sich in Bruchsal/Deutschland. Fertigungswerke in Deutschland, Frankreich, USA, Brasilien und China sichern die weltweite Präsenz. In Montagewerken in über 30 Industrieländern der Welt werden aus lagerhaltigen Komponenten kundennah mit besonders kurzer Lieferzeit und in gleich bleibend hoher Qualität die individuellen Antriebssysteme montiert. Vertrieb, Beratung, Kundendienst und Ersatzteilservice von SEW finden Sie weltweit in über 60 Ländern.

Das Produktprogramm

- Getriebe und Getriebemotoren mit
 - Stirnradgetrieben bis 18000 Nm
 - Flachgetrieben bis 18000 Nm
 - Kegelradgetrieben bis 50000 Nm
 - Spiroplan[®]-Winkelgetrieben bis 70 Nm
 - Schneckengetrieben bis 4200 Nm
 - spielarmen Planetengetrieben bis 3000 Nm
 - Stirnrad- und Kegelrad-Planetengetrieben bis 415000 Nm
 - Parallelwellengetrieben bis 65000 Nm
- Drehstrom-Bremsmotoren bis 75 kW
- asynchrone Servomotoren bis 200 Nm
- synchrone Servomotoren bis 47 Nm
- explosionsgeschützte Antriebe nach ATEX 100a
- MOVIMOT[®] Getriebemotoren mit integriertem Frequenzumrichter
- MOVI-SWITCH[®] Getriebemotoren mit integrierter Schalt- und Schutzfunktion
- Frequenzumrichter MOVITRAC[®], MOVIDRIVE[®] und MOVIDYN[®] für die stufenlose Drehzahlverstellung von Standard-Drehstromantrieben und Servoantrieben
- mechanische Verstellgetriebemotoren VARIBLOC[®] bis 45 kW und VARIMOT[®] bis 11 kW

Feste oder variable Drehzahl

Sind eine oder zwei Drehzahlen erforderlich, kann netzbetrieben ein eintouriger oder polumschaltbarer Drehstrom-Getriebemotor eingesetzt werden. Bei mehr als zwei Drehzahlstufen oder bei stufenloser Drehzahlverstellung kommen mit MOVITRAC[®], MOVIDRIVE[®], MOVIMOT[®] und MOVIDYN[®] elektronisch geregelte Antriebe zum Einsatz. Für kleine Stellbereiche bis 1 : 8 finden auch mechanische Verstellantriebe VARIBLOC[®] oder VARIMOT[®] Verwendung.

Regelung

Werden die Antriebe in einen Regelkreis einbezogen, bieten sich elektronisch geregelte Antriebe an. Vorteile dieser Antriebe sind beispielsweise hohes Anfahrmoment, besondere Hochlauf- und Verzögerungscharakteristik, Überlastschutz durch Drehmoment- und Strombegrenzung, Mehrquadrantenbetrieb usw. Zudem können mit MOVITRAC®, MOVIDYN® oder MOVIDRIVE® elektronisch geregelte Antriebe im Synchronlauf betrieben werden, positionieren oder auch über Feldbus-Kommunikation und integrierte Ablaufsteuerung in Automatisierungssysteme eingebunden werden.

**Betriebs-
bedingungen**

Normale Drehstromasynchronmotoren und Servomotoren mit oder ohne Getriebe sind selbst unter schwierigsten Randbedingungen durch ihren einfachen und robusten Aufbau und durch die hohe Schutzart sichere und auf Dauer zuverlässige Antriebe. In allen Fällen sind genaue Kenntnis und Berücksichtigung der Betriebsbedingungen ausschlaggebend für den Erfolg.

Wartung

Der normale Drehstrommotor und der Servomotor können nahezu ohne Wartungsaufwand über Jahre einwandfrei arbeiten. Die Wartung der Getriebe beschränkt sich auf regelmäßige Kontrolle des Ölstandes, der Ölbeschaffenheit und die vorgeschriebenen Ölwechsel. Dabei ist auf die richtige Ölart mit SEW-Zulassung und die genaue Einfüllmenge zu achten. Verschleiß- und Ersatzteile für SEW-Antriebe sind in allen wichtigen Ländern der Welt ab Lager verfügbar.

Projektierung

Bei der Vielzahl von verschiedenen Bewegungsabläufen scheint kein Antriebsfall dem anderen zu gleichen. In Wirklichkeit lassen sich jedoch die Antriebsfälle auf drei Standardlösungen zurückführen:

- lineare Bewegung in der Horizontalen
- lineare Bewegung in der Vertikalen
- Drehbewegung

Zunächst werden Lastdaten wie Massen, Massenträgheitsmomente, Geschwindigkeiten, Kräfte, Schalthäufigkeiten, Betriebszeiten, Geometrie der Räder und Wellen notiert. Mit diesen Daten wird der Leistungsbedarf unter Berücksichtigung der Wirkungsgrade errechnet und die Abtriebsdrehzahl bestimmt. Nach diesen Ergebnissen wird der Getriebemotor unter Beachtung der individuellen Einsatzbedingungen aus dem jeweiligen SEW-Katalog ermittelt. Welche Getriebemotorenart dabei gewählt wird, ergibt sich aus den folgenden Auswahlkriterien. Da die Betriebseigenschaften der Getriebemotoren voneinander abweichen, werden in den folgenden Kapiteln diese Eigenschaften getrennt dargestellt.

Es wird folgende Unterteilung vorgenommen:

- Drehstromantriebe mit einer oder mehreren festen Drehzahlen
- Drehstromantriebe mit Frequenzumrichter
- Servoantriebe
- Drehstromantriebe mit mechanischen Verstellgetrieben
- Getriebearten

**SEW-Projektierungssoftware
ProDrive**

Die SEW-Projektierungssoftware ProDrive dient zur schnellen und effektiven Ermittlung von SEW-Antrieben mit allen für die Beurteilung des Einsatzes notwendigen Daten. Dabei stehen die umfangreichen Daten des elektronischen SEW-Kataloges EKAT als Datenbasis zur Verfügung.

Der Benutzer kann zwischen unregelmäßigem und regelmäßigem Drehstrom-Antrieb und Servoantrieb wählen. Für die Wahl eines Untersetzungsgetriebes stehen Stirnrad-, Flach-, Kegelrad-, Schnecken-, Planeten- und Spiroplan[®]-Getriebe zur Verfügung. Ergänzend können auch die entsprechenden Frequenzumrichter und deren Zubehör bestimmt werden.

2 Drehstromantriebe mit festen Drehzahlen

Ausführliche Informationen zu Drehstrom-Kurzschlussläufermotoren DR/DT/DV finden Sie in den Katalogen "Getriebemotoren" und "Polumschaltbare Getriebemotoren".

2



00624AXX

Bild 1: Drehstrom-Kurzschlussläufermotor

2.1 Wirkungsweise des Drehstrom-Kurzschlussläufermotors

Wegen seiner einfachen Konstruktion, der hohen Zuverlässigkeit und des günstigen Preises ist der Drehstrom-Kurzschlussläufermotor der am häufigsten eingesetzte Elektromotor.

Hochlaufverhalten

Das Hochlaufverhalten wird durch die Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie beschrieben. Wegen der drehzahlabhängigen Läuferwiderstände ergeben sich beim Drehstrom-Kurzschlussläufermotor drehzahlabhängige (schlupabhängige) Werte für das Drehmoment während des Hochlaufs.

Polumschaltbare Motoren

Bild 2 stellt die Drehmomentkennlinien eines polumschaltbaren Motors mit den charakteristischen Merkmalen dar. Polumschaltbare Getriebemotoren sind die kostengünstigsten drehzahlveränderbaren Antriebe und werden häufig als Fahr- oder Hubantriebe eingesetzt. Dabei dient die hohe Drehzahl als Eilgang, mit der niedrigen Drehzahl wird positioniert.

Tabelle 1: Häufig eingesetzte polumschaltbare Motoren

Polzahl	synchrone Drehzahl (min^{-1} bei 50 Hz)	Schaltung
4/2	1500/3000	Δ / Y (Dahlander)
8/2	750/3000	Y / Y (getrennte Wicklung)
6/4	1000/1500	Y / Y (getrennte Wicklung)
8/4	750/1500	Δ / Y (Dahlander)

**Arbeitspunkt**

Der Motor durchläuft bei jedem Hochlauf diese Drehmomentkennlinie bis zu seinem stabilen Arbeitspunkt, wo sich Lastkennlinie und Motorkennlinie kreuzen. Der stabile Arbeitspunkt wird erreicht, wenn das Lastmoment kleiner als Anfahr- oder Sattelmoment ist.

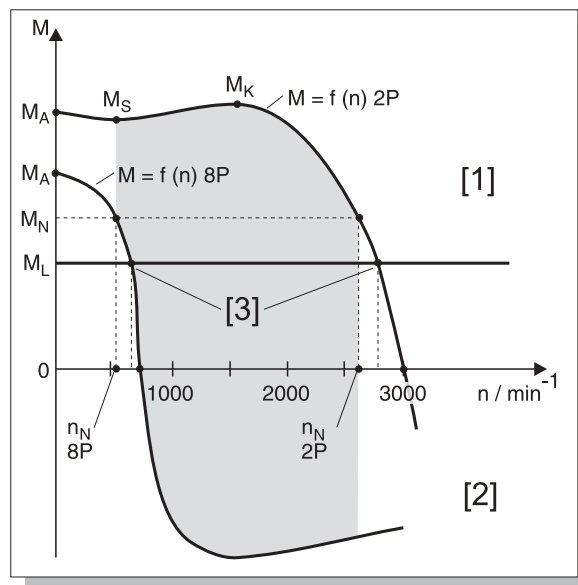
Umschaltmoment bei polumschaltbaren Motoren

Beim Umschalten des Motors von der 2-poligen auf die 8-polige Wicklung wirkt der Motor kurzzeitig infolge übersynchroner Drehzahl als Generator. Durch Umwandlung der Bewegungsenergie in elektrische Energie wird verlustarm und verschleißfrei von der hohen auf die niedrige Drehzahl abgebremst. Das zum Bremsen verfügbare mittlere Umschaltmoment ist in erster Näherung:

$$M_U \approx (2 \dots 2.5) \cdot M_{A1}$$

M_U = Umschaltmoment
 M_{A1} = Anzugsmoment der Wicklung für niedrige Drehzahl

Das Umschaltmoment M_U ist die mittlere Differenz zwischen den Kennlinien für 2-poligen und 8-poligen Betrieb im Drehzahlbereich zwischen der 8-poligen und der 2-poligen Bemessungsdrehzahl (schattierter Bereich).



00625BXX


Bild 2: Kennlinien polumschaltbarer Drehstrommotor

M_{A1}	= Anfahrmoment 8-polig	[1]	= Motorbetrieb
M_{A2}	= Anfahrmoment 2-polig	[2]	= Generatorbremsbetrieb
M_S	= Sattelmoment	[3]	= stabiler Arbeitspunkt
M_K	= Kippmoment	2P	= 2-polig
M_N	= Bemessungsdrehmoment	8P	= 8-polig
M_L	= Lastmoment		

Sanftumschalter

Zur Reduzierung des Umschaltmomentes stehen elektronische Sanftumschalter Typenreihe WPU zur Verfügung.

2.2 Bemessungsdaten des Drehstrom-Kurzschlussläufermotors

SEW-EURODRIVE Bruchsal / Germany 

Typ DFV 160 M 4 / BM 3 ~ IEC 34

Nr. 01.3001234568.0001.00 IM B5


kW 11 S1 cos φ 0.83

50Hz V 220 - 240 Δ / 380 - 415 Y A 39.0 / 22.5

60Hz V 240 - 266 Δ / 415 - 460 Y A 35.5 / 20.5

r/min 1440 / 1740 IP 55 Kl. F

Bremse V 230 AC Nm 150 Gleichrichter BGE1.5

Kg 109 Ma Nm i :1 

Schmierstoff Made in Germany 184 103 3.16

03214AXX

Bild 3: Motortypenschild

Die spezifischen Daten eines Drehstrom-Kurzschlussläufermotors sind:

- Baugröße
- Bemessungsleistung
- Betriebsart
- Bemessungsdrehzahl
- Bemessungsstrom
- Bemessungsspannung
- cos φ
- Schutzart
- Wärmeklasse

Diese Daten, eventuell noch einige mehr, sind auf dem Motortypenschild festgehalten. Diese Typenschildangaben beziehen sich nach IEC 34 (EN 60034) auf eine Umgebungstemperatur von 40 °C und eine Aufstellungshöhe von maximal 1000 m über NN.

Polzahl

Drehstrom-Kurzschlussläufer-Getriebemotoren mit einer festen Drehzahl werden meist 4-polig ausgeführt, da 2-polige Motoren zu erhöhten Geräuschen beitragen und die Lebensdauer des Getriebes verringern. Höherpolige Motoren gleicher Leistung (6-polig, 8-polig usw.) erfordern größeres Bauvolumen und sind durch schlechteren Wirkungsgrad und ungünstigeren cos φ sowie höheren Preis unwirtschaftlicher.

Aus der unten stehenden Tabelle können die synchronen Drehzahlen bei verschiedenen Polzahlen bei 50 Hz und bei 60 Hz entnommen werden.

Tabelle 2: Synchrondrehzahlen n_s bei 50 Hz und 60 Hz

Polzahl	2	4	6	8	12	16	24
n_s (min ⁻¹ bei 50 Hz)	3000	1500	1000	750	500	375	250
n_s (min ⁻¹ bei 60 Hz)	3600	1800	1200	900	600	450	300

**Schlupf**

Die Bemessungsdrehzahl des Motors n_N bei Bemessungsleistung ist im motorischen Betrieb immer kleiner als die synchrone Drehzahl n_S . Die Differenz zwischen der synchronen Drehzahl und der tatsächlichen Drehzahl ist der Schlupf, definiert als:

$$S = \frac{n_S - n_N}{n_S} \cdot 100 \%$$

S = Schlupf [%]

n_S = synchrone Drehzahl [min^{-1}]

n_N = Bemessungsdrehzahl [min^{-1}]

Bei kleinen Antrieben, z. B. 0,25 kW Bemessungsleistung, beträgt der Schlupf ca. 10 %, bei größeren Antrieben, z. B. 15 kW Bemessungsleistung, beträgt der Schlupf ca. 3 %.

**Leistungs-
minderung**

Die Bemessungsleistung P_N eines Motors ist abhängig von der Umgebungstemperatur und der Aufstellungshöhe. Die auf dem Typenschild angegebene Bemessungsleistung gilt für eine Umgebungstemperatur bis 40 °C und eine maximale Aufstellungshöhe von 1000 m über NN. Bei Abweichungen muss die Bemessungsleistung entsprechend der folgenden Formel reduziert werden:

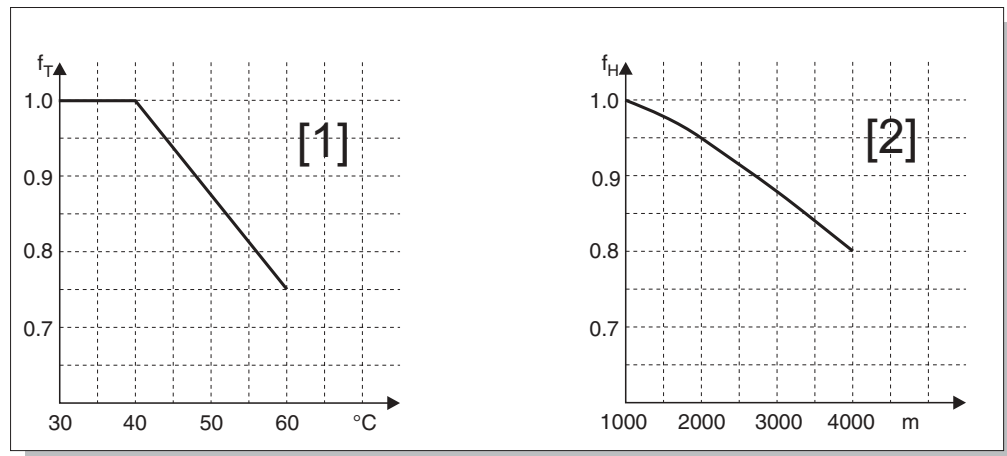
$$P_{N1} = P_N \cdot f_T \cdot f_H$$

P_{N1} = verminderte Bemessungsleistung [kW]

P_N = Bemessungsleistung [kW]

f_T = Faktor für Reduzierung wegen Umgebungstemperatur

f_H = Faktor für Reduzierung wegen Aufstellungshöhe



00627CXX

Bild 4: Leistungsminderung abhängig von Umgebungstemperatur [1] und Aufstellungshöhe [2]

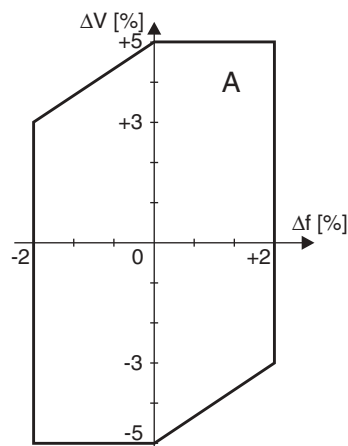
Toleranzen

Nach IEC 34 (EN 60034) sind folgende Toleranzen für Elektromotoren bei Bemessungsspannung zulässig. Die Toleranzen gelten auch, wenn anstatt eines eindeutigen Werts für die Bemessungsspannung ein Bemessungsspannungsbereich angegeben ist.

Spannung und Frequenz:		Toleranz A
Wirkungsgrad η :	bei $P_N \leq 50 \text{ kW}$:	$-0,15 \times (1 - \eta)$
	bei $P_N > 50 \text{ kW}$:	$-0,1 \times (1 - \eta)$
Leistungsfaktor $\cos \varphi$:		$-(1 - \cos \varphi) / 6$
Schlupf S:	bei $P_N < 1 \text{ kW}$:	$\pm 30 \%$
	bei $P_N \geq 1 \text{ kW}$:	$\pm 20 \%$
Anlaufstrom I_A :		$+20 \%$
Anzugsmoment M_A :		$-15 \% \dots +25 \%$
Kippmoment M_K :		-10%
Massenträgheitsmoment M_M :		$\pm 10 \%$

Toleranz A

Die Toleranz A beschreibt den zulässigen Bereich, in dem Frequenz und Spannung vom jeweiligen Bemessungspunkt abweichen dürfen. Die folgende Grafik beschreibt diesen Bereich. Der mit "0" bezeichnete Koordinatenmittelpunkt kennzeichnet jeweils den Bemessungspunkt für Frequenz und Spannung.



03210AXX

Bild 5: Bereich der Toleranz A

**Unterspannung /
Unterdimensionierung**

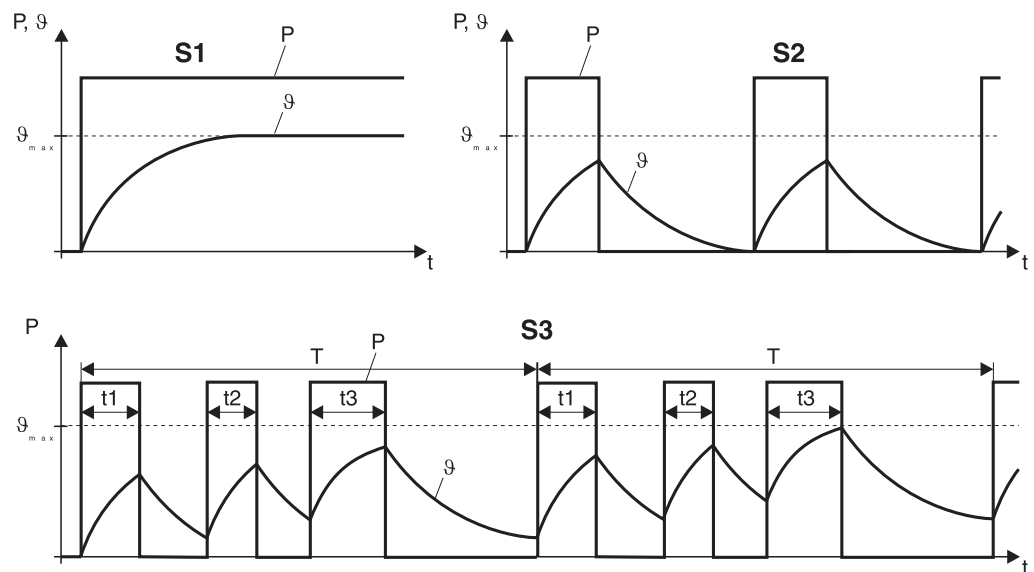
Bei Unterspannung durch schwache Stromnetze oder Unterdimensionierung der Motorzuleitungen können die Katalogwerte wie Leistung, Drehmoment und Drehzahl nicht eingehalten werden. Dies gilt insbesondere beim Anlaufvorgang des Motors, bei dem der Anlaufstrom das Mehrfache des Bemessungsstroms beträgt.



2.3 Betriebsarten nach IEC 34 (EN 60034)

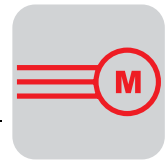
Die Bemessungsleistung steht immer im Zusammenhang mit einer Betriebsart und Einschaltdauer.

- S1** Normal wird für Dauerbetrieb S1 ausgeführt, d. h. es liegt Betrieb mit konstantem Belastungszustand vor, dessen Dauer ausreicht, dass der Motor den thermischen Beharungszustand erreicht.
- S2** S2 ist Kurzzeitbetrieb, d. h. Betrieb mit konstantem Belastungszustand für begrenzte, festgelegte Zeit mit anschließender Pause, bis der Motor die Umgebungstemperatur wieder erreicht hat.
- S3** S3 ist Aussetzbetrieb ohne Einfluss des Anlaufvorgangs auf die Erwärmung. Charakteristikum ist die "Relative Einschaltdauer ED". S3 ist gekennzeichnet durch eine Folge gleichartiger Lastspiele, von denen jedes eine Zeit mit konstanter Belastung und eine Pause umfasst, in der der Motor stillsteht.
- S4** S4 ist Aussetzbetrieb mit Einfluss des Anlaufvorgangs auf die Erwärmung, gekennzeichnet durch relative Einschaltdauer ED und Zahl der Schaltungen pro Stunde.
- S5 - S10** Desweiteren gibt es noch die Betriebsarten S5 ... S10 mit teilweise analogen Bedingungen zu S1 ... S4.



03135AXX

Bild 6: Betriebsarten S1 / S2 / S3



Erhöhung der Bemessungsleistung

Ist ein Motor für S1 mit 100 % Einschaltdauer ausgelegt und wird eine geringere Einschaltdauer benötigt, kann die Bemessungsleistung nach folgender Tabelle erhöht werden.

Tabelle 3: Leistungssteigerungsfaktor K

Betriebsart			Leistungssteigerungsfaktor K
S2	Betriebsdauer	60 min	1,1
		30 min	1,2
		10 min	1,4
S3	Relative Einschaltdauer ED	60 %	1,1
		40 %	1,15
		25 %	1,3
		15 %	1,4
S4 - S10	Zur Bestimmung der Bemessungsleistung und der Betriebsart sind Zahl und Art der Schaltungen pro Stunde, Anlaufzeit, Belastungszeit, Bremsart, Bremszeit, Leerlaufzeit, Spieldauer, Stillstandzeit und Leistungsbedarf anzugeben.		Auf Anfrage

Relative Einschaltdauer ED

Verhältnis der Belastungsdauer zur Spieldauer (Spieldauer = Summe der Einschaltzeiten und spannungslosen Pausen). Die maximale Spieldauer ist 10 Minuten.

$$ED = \frac{\sum t_e}{t_s} \cdot 100 [\%]$$

ED = Relative Einschaltdauer [%]
 $\sum t_e$ = Summe der Einschaltzeiten [s]
 t_s = Spieldauer [s]

2.4 Wirkungsgrad η , Leistungsfaktor $\cos \varphi$ und Wärmeklasse

Auf dem Typenschild der Motoren wird nach EN 60034 als Bemessungsleistung P_N die Abtriebsleistung, d. h. die zur Verfügung stehende mechanische Wellenleistung, angegeben. Bei großen Motoren sind Wirkungsgrad η und Leistungsfaktor $\cos \varphi$ günstiger als bei kleinen Motoren. Wirkungsgrad und Leistungsfaktor ändern sich auch mit der Auslastung des Motors, d. h. sie werden bei Teillast ungünstiger.

Scheinleistung	$P_S = \sqrt{3} \cdot U_1 \cdot I_P$
Wirkleistung	$P_1 = P_S \cdot \cos \varphi$
Bemessungsleistung	$P_N = P_1 \cdot \eta$

U_1 = Netzspannung [V]
 I_P = Phasenstrom [A]



Wärmeklassen nach EN 60034

Am häufigsten eingesetzt werden heute Motoren mit der Wärmeklasse B. Bei diesen Motoren darf die Wicklungstemperatur, ausgehend von einer Umgebungstemperatur von 40 °C, maximal 80 K zunehmen. In der EN 60034-1 sind die Wärmeklassen festgelegt. Alle polumschaltbaren Motoren mit getrennter Wicklung sind bei SEW serienmäßig in Wärmeklasse F ausgeführt. In der untenstehenden Tabelle sind die Übertemperaturen nach EN 60034-1 aufgeführt.

Tabelle 4: Wärmeklassen

Wärmeklasse	Grenzübertemperatur bezogen auf Kühllufttemperatur 40 °C	Abschaltemperatur der Kaltleiter
B	80 K	130 °C
F	105 K	150 °C
H	125 K	170 °C

Ermittlung der Wicklung- temperatur

Mit einem geeigneten Widerstandsmessgerät kann die Temperaturzunahme eines Motors mit Kupferwicklung über die Widerstandszunahme ermittelt werden.

$$\vartheta_2 - \vartheta_{a2} = \frac{R_2 - R_1}{R_1} (235 + \vartheta_1) + \vartheta_1 - \vartheta_{a1}$$

ϑ_1 = Temperatur der kalten Wicklung in °C
 ϑ_2 = Wicklungstemperatur in °C am Prüfungsende
 ϑ_{a1} = Kühlmitteltemperatur in °C am Prüfungsanfang
 ϑ_{a2} = Kühlmitteltemperatur in °C am Prüfungsende
 R_1 = Widerstand der kalten Wicklung (ϑ_1) in Ω
 R_2 = Widerstand am Ende der Prüfung (ϑ_2) in Ω

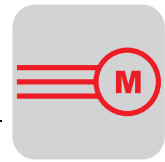
$\vartheta_a = \text{konst.}$

Der Einfluss der Umgebungstemperatur ϑ_{a1} und ϑ_{a2} kann vernachlässigt werden, wenn sich die Umgebungstemperatur während der Messung nicht ändert. Damit ergibt sich die vereinfachte Formel:

$$\vartheta_2 = \frac{R_2 - R_1}{R_1} (235 + \vartheta_1) + \vartheta_1$$

Geht man weiterhin davon aus, dass die Temperatur der kalten Wicklung gleich der Umgebungstemperatur ist, so ergibt sich die Temperaturzunahme folgendermaßen:

$$\Delta\vartheta = \vartheta_2 - \vartheta_1$$



2.5 Schutzart

Abhängig von den Umgebungsbedingungen – hohe Luftfeuchtigkeit, aggressive Medien, Spritz- oder Strahlwasser, Staubanfall usw. – werden Drehstrommotoren und Drehstromgetriebemotoren mit und ohne Bremse in den Schutzarten IP54, IP55, IP56 und IP65 nach EN 60034 Teil 5 EN 60529 geliefert.

2

IP ¹⁾	1. Kennziffer Fremdkörperschutz	2. Kennziffer Wasserschutz
0	Nicht geschützt	Nicht geschützt
1	Geschützt gegen feste Fremdkörper Ø 50 mm und größer	Geschützt gegen Tropfwasser
2	Geschützt gegen feste Fremdkörper Ø 12 mm und größer	Geschützt gegen Tropfwasser, wenn das Gehäuse bis zu 15° geneigt ist
3	Geschützt gegen feste Fremdkörper Ø 2,5 mm und größer	Geschützt gegen Sprühwasser
4	Geschützt gegen feste Fremdkörper Ø 1 mm und größer	Geschützt gegen Spritzwasser
5	Staubgeschützt	Geschützt gegen Strahlwasser
6	Staubdicht	Geschützt gegen starkes Strahlwasser
7	-	Geschützt gegen zeitweiliges Untertauchen in Wasser
8	-	Geschützt gegen dauerndes Untertauchen in Wasser

1) IP = International Protection

Erhöhter Korrosionsschutz für Metallteile und zusätzliche Wicklungsimprägnierung (Feucht- und Säureschutz) sind ebenso möglich wie die Lieferung von explosionsgeschützten Motoren und Bremsmotoren nach ATEX 100a.



2.6 Wicklungsschutz

Strom- oder temperaturabhängiger Schutz

Die Auswahl der richtigen Schutzeinrichtung bestimmt im wesentlichen die Betriebssicherheit des Motors. Unterschieden wird zwischen stromabhängiger und motortemperaturabhängiger Schutzeinrichtung. Stromabhängige Schutzeinrichtungen sind z. B. Schmelzsicherungen oder Motorschutzschalter. Temperaturabhängige Schutzeinrichtungen sind Kaltleiter oder Bimetallschalter (Thermostate) in der Wicklung.

Temperaturabhängige Schutzeinrichtungen

Drei Kaltleiter-Temperaturfühler TF werden im Motor in Reihe geschaltet und vom Klemmenkasten aus an ein Auslösegerät im Schaltschrank angeschlossen. Drei¹ Bimetallschalter TH - ebenfalls im Motor in Reihe geschaltet - werden vom Klemmenkasten direkt in den Überwachungskreis des Motors eingeschleift. Kaltleiter oder Bimetalle sprechen bei der maximal zulässigen Wicklungstemperatur an. Sie haben den Vorteil, dass die Temperaturen dort gemessen werden, wo sie auftreten.

Schmelzsicherungen

Schmelzsicherungen schützen den Motor nicht vor Überlastungen. Sie dienen ausschließlich dem Kurzschlussschutz der Zuleitungen.

Motorschutzschalter

Motorschutzschalter sind eine ausreichende Schutzeinrichtung gegen Überlast für Normalbetrieb mit geringer Schalthäufigkeit, kurzen Anläufen und nicht zu hohen Anlaufströmen. Für Schaltbetrieb mit höherer Schalthäufigkeit ($> 60 \text{ c/h}^2$) und für Schweranlaufbetrieb sind Motorschutzschalter ungeeignet. Wenn die thermischen Zeitkonstanten des Motors und des Schutzschalters nicht übereinstimmen, kann es bei Einstellung auf den Motorbemessungsstrom zur unnötigen Frühauslösung oder zum Nichterkennen der Überlast kommen.

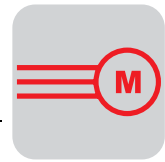
Qualifikation der Schutzeinrichtung

In der folgenden Tabelle wird die Qualifikation der verschiedenen Schutzeinrichtungen für unterschiedliche Auslöseursachen dargestellt.

Tabelle 5: Qualifikation der Schutzeinrichtungen

A = umfassender Schutz B = bedingter Schutz C = kein Schutz	stromabhängige Schutzeinrichtung		temperaturabhängige Schutzeinrichtung	
	Schmelzsicherung	Motorschutzschalter	Kaltleiter (TF)	Bimetallschalter (TH)
Überströme bis $200 \% I_N$	C	A	A	A
Schweranlauf, Reversierung	C	B	A	B
Schaltbetrieb bis 60 c/h^2	C	B	A	A
Blockierung	C	B	B	B
1-Phasenlauf	C	B	A	A
Spannungsabweichung	C	A	A	A
Frequenzabweichung	C	A	A	A
Unzureichende Motorkühlung	C	C	A	A
Lagerschaden	C	C	A	A

1. Bei polumschaltbaren Motoren mit getrennter Wicklung werden sechs Bimetallschalter eingesetzt.
2. $\text{c/h} \triangleq$ Schaltungen pro Stunde



2.7 Dimensionsierung des Motors

S1-Betrieb

Das Lastmoment ist der bestimmende Faktor bei S1-Betrieb.

Jeder Motor wird nach seiner thermischen Auslastung bemessen. Häufig kommt der Antriebsfall des einmal einzuschaltenden Motors vor (S1 = Dauerbetrieb = 100 % ED). Der aus dem Lastmoment der Arbeitsmaschine errechnete Leistungsbedarf ist gleich der Bemessungsleistung des Motors.

S3/S4-Betrieb

Das Massenträgheitsmoment und eine hohe Schalzhäufigkeit sind die bestimmenden Faktoren bei S3- und S4-Betrieb.

Sehr verbreitet ist der Antriebsfall mit hoher Schalzhäufigkeit bei geringem Gegenmoment, wie z. B. Fahrtrieb. Hier ist keineswegs der Leistungsbedarf für die Motordimensionierung ausschlaggebend, sondern die Zahl der Anläufe des Motors. Durch das häufige Einschalten fließt jedesmal der hohe Anlaufstrom und erwärmt den Motor überproportional. Ist die aufgenommene Wärme größer als die durch Motorlüftung abgeführte Wärme, werden die Wicklungen unzulässig erwärmt. Durch entsprechende Wahl der Wärmeklasse oder durch Fremdbelüftung kann die thermische Belastbarkeit des Motors erhöht werden.

Leerschalthäufigkeit

Als Leerschalthäufigkeit Z_0 gibt der Hersteller die zulässige Schalzhäufigkeit des Motors bei 50 % ED ohne Gegenmoment und externe Masse an. Diese drückt aus, wie oft pro Stunde der Motor das Massenträgheitsmoment seines Läufers ohne Gegenmoment bei 50 % ED auf maximale Drehzahl beschleunigen kann.

Zulässige Schalzhäufigkeit

Muss ein zusätzliches Massenträgheitsmoment beschleunigt werden oder tritt zusätzlich ein Lastmoment auf, vergrößert sich die Hochlaufzeit des Motors. Da während dieser Hochlaufzeit ein erhöhter Strom fließt, wird der Motor thermisch höher belastet und die zulässige Schalzhäufigkeit nimmt ab.

Die zulässigen Schalzhäufigkeiten der Motoren können näherungsweise ermittelt werden:

$$Z = Z_0 \cdot K_J \cdot K_M \cdot K_P \left[\frac{c}{h} \right]$$

Z = zulässige Schalzhäufigkeit

Z_0 = Leerschalthäufigkeit des Motors bei 50 % ED

$K_J = f(J_X, J_Z, J_M)$

Rechenfaktor Zusatz-Massenträgheitsmoment

$K_M = f(M_L, M_H)$

Rechenfaktor Gegenmoment Hochlauf

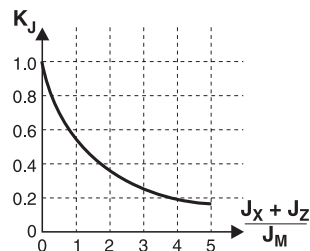
$K_P = f(P_X, P_N, ED)$

Rechenfaktor statische Leistung und Einschaltdauer ED

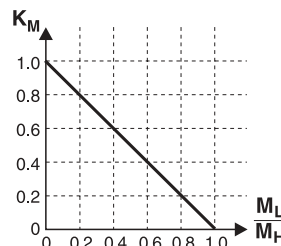


Die Faktoren K_J , K_M und K_P können für den jeweiligen Anwendungsfall anhand der Diagramme in folgendem Bild ermittelt werden.

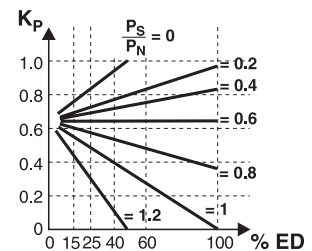
in Abhängigkeit des Zusatz-Massenträgheitsmomentes



in Abhängigkeit des Gegenmomentes beim Hochlauf



in Abhängigkeit der statischen Leistung und Einschaltdauer ED



J_X = Summe aller externen Massenträgheitsmomente bezogen auf die Motorachse
 J_Z = Massenträgheitsmoment schwerer Lüfter
 J_M = Massenträgheitsmoment Motor
 M_L = Gegenmoment während Hochlauf
 M_H = Hochlaufmoment Motor
 P_S = Leistungsbedarf nach Hochlauf (statische Leistung)
 P_N = Bemessungsleistung Motor

2.8 Sanftanlauf und Sanftumschaltung

Stern-Dreieck-Schaltung

Das Drehmoment eines Drehstrom-Kurzschlussläufermotors kann durch äußere Beschaltung mit Drosseln oder Widerständen oder durch Spannungsabsenkung beeinflusst werden. Die einfachste Form ist die so genannte Δ/\triangle -Schaltung. Wird die Wicklung des Motors in Dreieckschaltung \triangle z. B. für 400 V Netzspannung ausgelegt, der Motor in der Anlaufphase in Sternschaltung \triangle an das 400 V-Netz angeschlossen, so ergibt sich ein Drehmoment von nur noch 1/3 des Drehmoments in Dreieckschaltung. Die Ströme, auch der Anlaufstrom, erreichen ebenfalls nur 1/3 des Wertes gegenüber der Dreieckschaltung.

Schwerer Lüfter

Reduzierung von Anlaufbeschleunigung und Bremsverzögerung und damit sanfter Hochlauf und sanftes Abbremsen können bei bestimmten Anwendungen durch das zusätzliche Massenträgheitsmoment eines Grauguss-Lüfters erreicht werden. Hierbei ist die Schalthäufigkeit zu überprüfen.

Alternativen zur Stern-Dreieck-Umschaltung

Durch Anlasstransformator, entsprechende Drosseln oder Widerstände wird ein vergleichbarer Effekt wie mit der Δ/\triangle -Umschaltung erreicht, wobei durch die Größe der Drosseln und der Widerstände das Drehmoment variiert werden kann.

Drehmoment- reduzierung bei polumschaltbaren Motoren

Bei polumschaltbaren Motoren ist es eventuell erforderlich, beim Umschalten von hoher auf niedrige Drehzahl entsprechende Drehmomentreduzierungen vorzunehmen, da die Umschaltmomente größer als die Anlaufmomente sind. Hier bietet sich neben Drossel und Widerstand als preiswerte Lösung eine 2-phasige Umschaltung an. Dies bedeutet, dass der Motor während des Umschaltens für eine bestimmte Zeit (einstellbar mit einem Zeitrelais) in der Wicklung für die kleine Drehzahl nur mit 2 Phasen betrieben wird. Hierdurch wird das sonst symmetrische Drehfeld verzerrt und der Motor erhält ein kleineres Umschaltmoment.

$$M_{U2ph} \approx \frac{1}{2} \cdot M_U$$

oder

$$M_{U2ph} \approx (1 \dots 1.25) \cdot M_{A1}$$

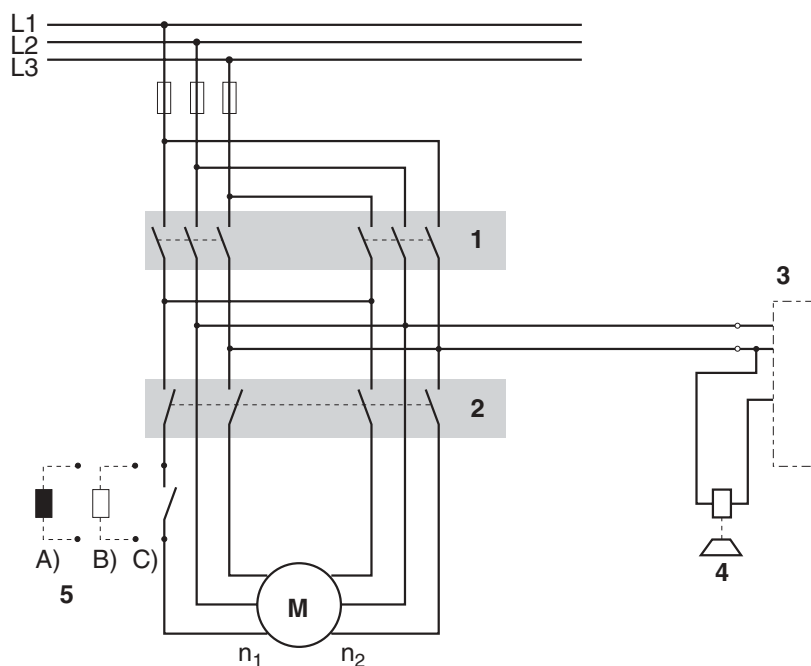
M_{U2ph} = mittleres Umschaltmoment 2-phasig

M_U = mittleres Umschaltmoment 3-phasig

M_{A1} = Anzugsmoment der Wicklung für die niedrige Drehzahl



Bei Hubwerken darf aus Sicherheitsgründen die 2-phasige Umschaltung **nicht** verwendet werden!



00629CXX

Bild 7: Polumschaltung

- 1 Richtungsschütze
- 2 Geschwindigkeitsschütze
- 3 Bremsgleichrichter
- 4 Bremse
- n_1 langsame Drehzahl
- n_2 schnelle Drehzahl

- 5 Umschaltstoßminderung durch
 - A Umschaltdrossel
 - B Kurzschluss-Sanftanlauf-Widerstand (Kusa)
 - C 2-phasiges Umschalten



Noch vorteilhafter ist der Einsatz des elektronischen Sanftumschalters WPU, der elektronisch die 3. Phase beim Umschalten unterbricht und exakt zur richtigen Zeit wieder zuschaltet.



1812193

Bild 8: Sanftumschalter WPU

Die Sanftumschalter WPU werden in zwei Phasen eingeschleift und abhängig von Wicklungsart und Schaltungsart angeschlossen.

2.9 Bremsmotoren

Ausführliche Informationen über Bremseigenschaften in Verbindung mit verschiedenen Bremsgleichrichtern und Steuergeräten finden Sie in den SEW-Katalogen und im Bremsenhandbuch (bisher: Praxis der Antriebstechnik – SEW-Scheibenbremsen).

2



00630BXX

Bild 9: Drehstrombremsmotor und Scheibenbremse

Anwendung und Wirkungsweise

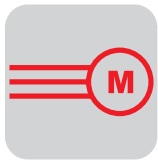
Für viele Einsatzfälle, bei denen ein relativ genaues Positionieren erforderlich ist, muss der Motor eine zusätzliche mechanische Bremse besitzen. Neben diesen Anwendungen, in denen die mechanische Bremse als Arbeitsbremse genutzt wird, werden Bremsmotoren auch eingesetzt, wenn es auf Sicherheit ankommt. Z. B. fällt in Hubantrieben, bei denen der Motor in einer bestimmten Position elektrisch stillgesetzt wird, zur sicheren Fixierung der Position die "Haltebremse" ein. Ähnliche Sicherheitsansprüche gelten bei der Betriebsstörung "Netzunterbrechung". Dann sind die mechanischen Bremsen an den Motoren Garanten für den Nothalt.

- Bei Einschalten der Spannung öffnen (lüften) die Bremsen elektromagnetisch,
- bei Abschalten der Spannung fallen sie durch Federkraft selbsttätig ein.

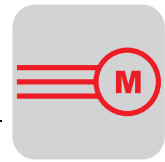
Bremsenreaktionszeiten

Die Bremsen von SEW-Bremsmotoren werden dank ihres elektronisch gesteuerten Zweispulen-Bremssystem mit besonders kurzer Ansprechzeit gelüftet.

Die Bremseneinfallzeit ist oft zu lang, weil z. B. der Bremsgleichrichter im Klemmenkasten des Motors direkt vom Motorklemmbrett versorgt wird. Beim Abschalten des Motors erzeugt dieser, solange er sich dreht, eine generatorische (Remanenz-) Spannung, die das Einfallen der Bremse verzögert. Aber auch die ausschließliche Abschaltung der Bremsspannung auf der Wechselstromseite hat beachtliche Zeitverzögerungen durch die Selbstinduktion der Bremsspule zur Folge. Hier hilft nur die gleichzeitige Unterbrechung auch auf der Gleichstromseite, d. h. im Bremsspulenstromkreis.



- Bremsmomente** SEW-Scheibenbremsen sind durch variable Federbestückung im Bremsmoment einstellbar. Bei der Motorbestellung ist das gewünschte Bremsmoment entsprechend den Anforderungen aus den Katalogdaten auszuwählen. Bei Hubwerken muss z. B. das Bremsmoment aus Sicherheitsgründen etwa doppelt so groß wie das erforderliche Motorbemessungsmoment dimensioniert werden. Wird bei Bestellung nichts angegeben, so wird mit maximalem Bremsmoment geliefert.
- Grenzbelastung** Bei der Dimensionierung der Bremse, insbesondere bei Not-Aus-Bremsen, ist darauf zu achten, dass die maximal zulässige Schaltarbeit je Schaltung nicht überschritten wird. Die entsprechenden Diagramme, die diese Werte in Abhängigkeit von Schalthäufigkeit und Motordrehzahl zeigen, finden Sie in den SEW-Katalogen und im Bremsenhandbuch (bisher: Praxis der Antriebstechnik – SEW-Scheibenbremsen).
- Bremsweg und Haltegenauigkeit** Die Bremszeit setzt sich aus zwei Einzelzeiten zusammen:
- Bremseneinfallzeit t_2
 - mechanische Bremszeit t_B
- Während der mechanischen Bremszeit nimmt die Drehzahl und die Geschwindigkeit des Motors ab. Während der Bremseneinfallzeit bleibt die Geschwindigkeit weitgehend konstant, evtl. kann sie sogar erhöht werden, z. B. bei Hubantrieben im Senkbetrieb, wenn der Motor schon abgeschaltet und die Bremse noch nicht eingefallen ist.
- Die Toleranz für den Bremsweg unter unveränderten Randbedingungen beträgt ca. $\pm 12\%$. Bei sehr kleinen Bremszeiten kann ein größerer Einfluss der elektrischen Steuerung (Relais- oder Schützzeiten) den Anhalteweg verlängern. Bei programmierbaren Steuerungen können zusätzliche Zeiten durch Programmlaufzeiten und Ausgangsprioritäten anfallen.
- Mechanische Lüftung der Bremse** Die Bremse kann zusätzlich mechanisch gelüftet werden. Bei der mechanischen Lüftung wird ein Lüfthebel (selbsttätig zurückspringend) oder ein Gewindestift (feststellbar) mitgeliefert.
- Bremsenheizung** Für besondere Umgebungsbedingungen wie z. B. Betrieb im Freien bei großen Temperaturschwankungen oder im Tieftemperaturbereich (Kühlhaus) ist es erforderlich, die Bremse vor dem Einfrieren zu schützen. Dies erfordert ein spezielles Ansteuergerät (im SEW-Lieferprogramm).

**Bremsschütze**

Mit Rücksicht auf hohe Stromstoßbelastung und zu schaltende Gleichspannung an induktiver Last müssen die Schaltgeräte für die Bremsenspannung und die gleichstromseitige Abschaltung entweder spezielle Gleichstromschütze oder angepasste Wechselstromschütze mit Kontakten der Gebrauchskategorie AC3 nach EN 60947-4-1 sein.

Die Auswahl des Bremsschützes für Netzbetrieb gestaltet sich recht einfach:

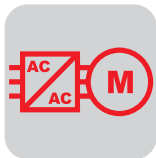
Für die Standardspannungen 230 V_{AC} und 400 V_{AC} wird ein Leistungsschütz mit einer Bemessungsleistung von 2,2 kW oder 4 kW bei AC3-Betrieb ausgewählt.

Bei 24 V_{DC} wird das Schütz für DC3-Betrieb ausgelegt.

**Gegenstrom-
bremsung –
Gleichstrom-
bremsung**

Gegenstrombremsungen oder Reversierbetrieb, d. h. Umpolung der Motorspannung bei der maximalen Drehzahl, stellen für den Motor eine große mechanische und thermische Belastung dar. **Die hohe mechanische Belastung gilt auch für nachfolgende Getriebe und Übertragungsglieder. Hier ist auf jeden Fall mit dem Antriebshersteller Rücksprache zu halten.**

Mit einer Gleichstrombremsung können Motoren ohne Bremse je nach Höhe des Gleichstroms mehr oder weniger schnell abgebremst werden. Da diese Art der Bremsung für zusätzliche Erwärmung des Drehstrommotors sorgt, sollte auch hier Rücksprache mit dem Hersteller gehalten werden.



3 Drehstromantriebe mit Frequenzumrichter

Ausführliche Informationen zu Drehstromantrieben mit Frequenzumrichter finden Sie in den Katalogen zu den Frequenzumrichtern MOVITRAC® und MOVIDRIVE®, dem Katalog MOVIMOT®, dem Systemhandbuch "Antriebssysteme für Dezentrale Installation" und in "Praxis der Antriebstechnik – Projektierung mit Frequenzumrichtern".



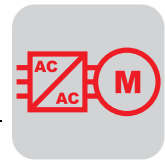
Bild 10: SEW-Frequenzumrichter MOVITRAC® 07, MOVIDRIVE® und MOVITRAC® 31C 04077AXX

Drehstrommotoren und Drehstromgetriebemotoren werden bevorzugt mit Frequenzumrichtern stufenlos in der Drehzahl verändert. Der Frequenzumrichter liefert eine variabel einstellbare Ausgangsfrequenz mit proportional sich ändernder Ausgangsspannung.



Bild 11: MOVIMOT® Getriebemotor mit integriertem Frequenzumrichter 04791AXX

Für Anwendungen mit dezentraler Installation kommen auch MOVIMOT® Getriebemotoren mit integriertem Frequenzumrichter in Frage.



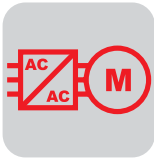
3.1 Frequenzumrichter

Antriebsumrichter MOVIDRIVE®	Die Frequenzumrichter MOVIDRIVE® und MOVIDRIVE® <i>compact</i> mit einem Leistungsbereich bis 90 kW genügen höchsten Ansprüchen an Dynamik und Regelgenauigkeit. Die vektorgeregelten Umrichter sind zum Einbau in den Schaltschrank vorgesehen, anreihbar, kompakt und für minimale Einbaufläche optimiert.
VFC	Die Ausführung mit VFC (Voltage mode flux control) mit oder ohne Drehzahlrückführung erlaubt hohe Regelgenauigkeit von Asynchronantrieben.
CFC	MOVIDRIVE® mit CFC (Current mode flux control) wird höchsten Anforderungen an Genauigkeit und Dynamik gerecht. Asynchronantriebe erreichen mit MOVIDRIVE® und CFC Servoeigenschaften.
Frequenzumrichter MOVITRAC®	Die Frequenzumrichter MOVITRAC® ermöglichen die stufenlose elektronische Drehzahlverstellung von Drehstrom-Getriebemotoren und -Bremsmotoren. MOVITRAC®-Geräte sind zum Einbau in den Schaltschrank vorgesehen. Das anwenderfreundliche Bedien- und Informationskonzept auf PC erlaubt schnelle Inbetriebnahme und schnellen Service.
Servoumrichter MOVIDYN®	Die modularen Servoumrichter MOVIDYN® für Synchronmotoren sind für Schaltschrankeinbau bestimmt und bieten hohe Dynamik und großen Stellbereich.

3.2 MOVIMOT® Getriebemotoren mit integriertem Frequenzumrichter

Getriebemotoren MOVIMOT® sind kompakte, anschlussfertig montierte, elektronisch drehzahlveränderliche Antriebe mit oder ohne mechanische Bremse.

MOVIMOT® ist in allen Standardausführungen und Bauformen als Stirnrad-, Flach-, Kegelarad-, Spiroplan®, Planeten- oder Schneckengetriebemotor lieferbar.



3.3 Motorbetrieb am Frequenzumrichter

Betriebskennlinien

Konstantes
Drehmoment bis
zur Netzfrequenz

Durch Änderung von Frequenz und Spannung ist die Drehzahl-Drehmomentkennlinie des Drehstromkurzschlussläufermotors über der Drehzahlachse verschiebbar (siehe folgendes Bild). Im Bereich der Proportionalität zwischen U und f (Bereich A) wird der Motor mit konstantem Fluss betrieben und kann mit konstantem Drehmoment belastet werden. Erreicht die Spannung den Maximalwert und wird die Frequenz weiter erhöht, nimmt der Fluss und damit auch das verfügbare Drehmoment ab (Feldschwächung, Bereich F). Bis zur Kippgrenze kann der Motor im proportionalen Bereich (A) mit konstantem Drehmoment betrieben werden und im Feldschwächbereich (F) mit konstanter Leistung. Das Kippmoment M_K fällt quadratisch. Ab einer bestimmten Frequenz wird $M_K < \text{verfügbares Drehmoment}$,

z. B. bei Eckfrequenz $f_1 = 50 \text{ Hz}$

- und $M_K = 2 \times M_N$ ab 100 Hz
- und $M_K = 2,5 \times M_N$ ab 125 Hz.

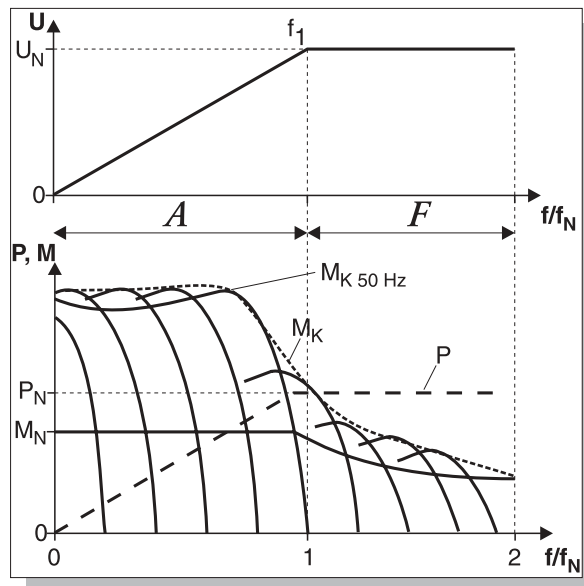
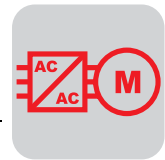


Bild 12: Betriebskennlinien mit konstantem Drehmoment und konstanter Leistung (Feldschwächbereich) 00640BXX

- f_1 = Eckfrequenz
A = proportionaler Bereich
F = Feldschwächbereich

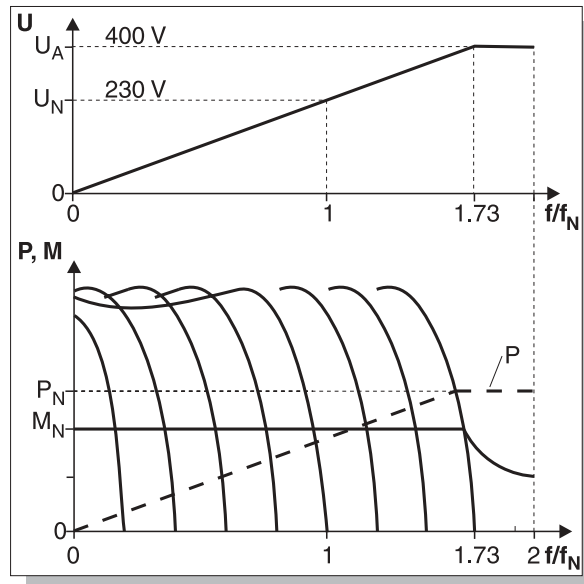


Konstantes
Bemessungsdreh-
moment bis zu $\sqrt{3}$
x Netzfrequenz

Eine weitere Alternative ist der Betrieb mit Spannung und Frequenz oberhalb der Bemessungswerte, z. B:

Motor: 230 V / 50 Hz (Δ -Schaltung)

Umrichter: $U_A = 400$ V bei $f_{\max} = 400/230 \times 50$ Hz = 87 Hz



00642BXX

Bild 13: Betriebskennlinien mit konstantem Bemessungsdrehmoment

Durch die Frequenzerhöhung könnte der Motor die 1,73-fache Leistung abgeben.

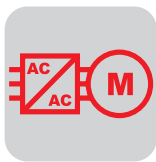
Wegen der hohen thermischen Belastung des Motors im Dauerbetrieb empfiehlt SEW jedoch nur die Ausnutzung mit der Bemessungsleistung des nächstgrößeren listenmäßigen Motors (mit Wärmeklasse F!)

z. B.: Motor-Listenleistung $P_N = 4$ kW

nutzbare Leistung bei Δ -Schaltung und $f_{\max} = 87$ Hz: $P_N' = 5,5$ kW

Damit hat dieser Motor immer noch die 1,73-fache Leistung gegenüber der Listenleistung. Wegen des Betriebs mit ungeschwächtem Feld bleibt bei dieser Betriebsart das Kippmoment in gleicher Höhe wie bei Netzbetrieb erhalten.

Beachtet werden muss die größere Geräuschentwicklung des Motors, verursacht durch das schneller drehende Lüfterrad, sowie der größere Leistungsdurchsatz durch das Getriebe (f_B -Faktor groß genug wählen). Der Umrichter muss für die höhere Leistung (im Beispiel 5,5 kW) bemessen werden, weil der Betriebsstrom des Motors wegen der Δ -Schaltung höher ist als in Y -Schaltung.



Dimensionierung des Motors

Kühlung

Voraussetzung für konstantes Drehmoment ist gleich bleibende Kühlung der Motoren auch im unteren Drehzahlbereich. Dies ist bei Motoren mit Eigenbelüftung nicht möglich, da mit abnehmender Drehzahl die Belüftung ebenfalls abnimmt. Wird kein Fremdlüfter eingesetzt, so muss auch das Drehmoment reduziert werden. Auf eine Fremdbelüftung kann bei konstantem Drehmoment nur verzichtet werden, wenn der Motor überdimensioniert wird. Die im Vergleich zur abgegebenen Leistung größere Motoroberfläche kann die Verlustwärme auch bei niedrigen Drehzahlen besser abführen. Das höhere Massenträgheitsmoment kann unter Umständen problematisch werden.

Berücksichtigung des Gesamtsystems

Bei der Wahl der maximalen Frequenz müssen die Belange des Getriebemotors mit berücksichtigt werden. Die hohe Umfangsgeschwindigkeit der eintreibenden Stufe mit den daraus resultierenden Folgen (Planschverluste, Lager- und Dichtringbeeinflussung, Geräuschbildung) begrenzt die höchstzulässige Motordrehzahl. Die untere Grenze des Frequenzbereiches wird vom Gesamtsystem selbst bestimmt.

Rundlaufgüte / Regelgenauigkeit

Die Rundlaufgüte bei kleinen Drehzahlen wird durch die Qualität der erzeugten sinusförmigen Ausgangsspannung beeinflusst. Die Stabilität der Drehzahl bei Belastung wird durch die Güte der Schlupf- und IxR-Kompensation oder alternativ durch eine Drehzahlregelung unter Verwendung eines am Motor angebauten Drehzahlgebers bestimmt.

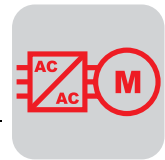
3.4 Projektierung mit SEW-Frequenzumrichtern

Die von SEW angewandten Betriebskennlinien des Drehstromgetriebemotors sind im Kapitel *Motorbetrieb am Frequenzumrichter / Betriebskennlinien* beschrieben. Ausführliche Projektierungshinweise finden Sie in den Katalogen MOVIDRIVE® und MOVITRAC® sowie in "Praxis der Antriebstechnik – Projektierung mit Frequenzumrichtern".

Dimensionierungsrichtlinien von SEW

Bei Umrichterbetrieb müssen die Motoren in Wärmeklasse F ausgelegt werden. Außerdem müssen Temperaturfühler TF oder Thermostate TH vorgesehen werden.

Die Motoren dürfen nur mit der Leistung des um einen Typensprung kleineren Motors oder mit Fremdkühlung betrieben werden.



Wegen Drehzahlbereich, Wirkungsgrad und $\cos \varphi$ werden vorzugsweise 4-polige Motoren verwendet. Folgende Möglichkeiten stehen zur Wahl:

Tabelle 6: Motorausführung

Drehzahlbereich bei $f_{\max} = 50 \text{ Hz}$	Empfohlene Motorausführung			
	Leistung	Kühlungsart ¹⁾	Wärmeklasse	Temperaturfühler TF / Thermostat TH
1 : 5	P_C	Eigenkühlung	F	ja
1 : 20 und mehr	P_N	Fremdkühlung	F	ja

1) Auf ausreichende Kühlung der Bremsspule im Fall von Bremsmotoren achten (siehe Bremsenhandbuch, früher: Praxis der Antriebstechnik – SEW-Scheibenbremsen)

P_N = listenmäßige Motorleistung (ohne Reduktion)

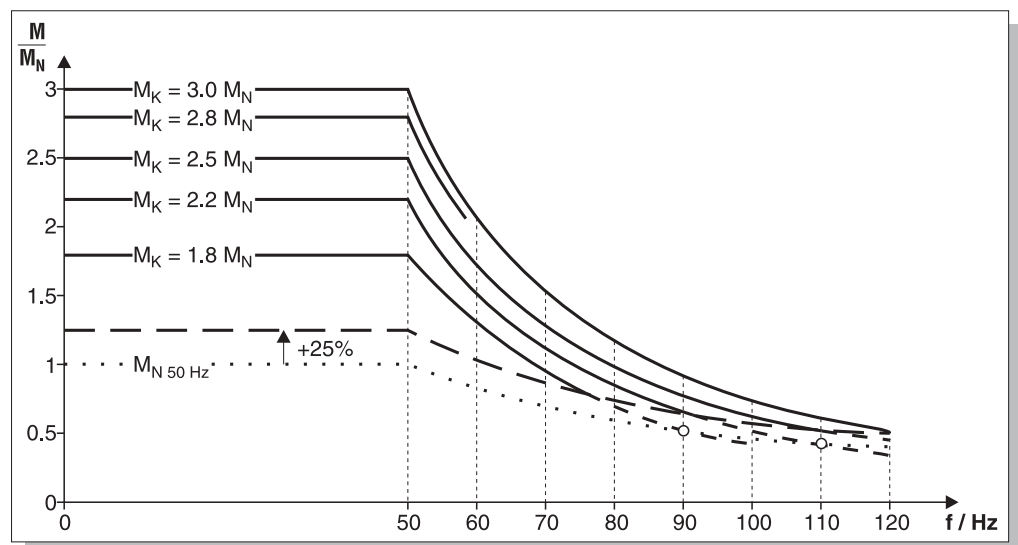
P_C = reduzierte Leistung = Ausnutzung mit der Leistung des nächstkleineren listenmäßigen Motors

Drehzahlbereich

Mit Drehzahlbereich ist der Bereich gemeint, in welchem der Motor dauernd betrieben wird. Wenn kleine Drehzahlen nur kurzzeitig (z. B. beim Anlauf oder Positionieren) gefahren werden, muss dies bei der Bereichs-Festlegung nicht berücksichtigt werden.

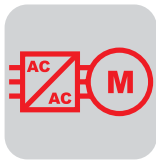
Kippmoment

Bei der Wahl der Maximaldrehzahl im Feldschwächbereich über die Festlegung der Maximalfrequenz muss beachtet werden, dass sich das Bemessungsdrehmoment $M_{N50\text{Hz}}$ (bezogen auf Bemessungsfrequenz) reziprok reduziert, das Kippmoment M_K jedoch umgekehrt quadratisch. Um einen kipp sicheren Betrieb zu gewährleisten, muss das Verhältnis $M_K/M_N > 1$ bleiben (wir empfehlen mindestens 1,25, siehe folgendes Bild).



00643BXX

Bild 14: Quadratisch abnehmendes Kippmoment



<i>Parallelbetrieb</i>	Der Parallelbetrieb von mehreren Motoren an einem Umrichter garantiert nicht Gleich- oder Synchronlauf. Entsprechend der Belastung der einzelnen Motoren kann sich die Drehzahl durch Schlupf bis ca. 100 min^{-1} zwischen Leerlauf und Bemessungslast verringern. Die Drehzahlabweichung ist über den ganzen Drehzahlbereich annähernd konstant und kann auch nicht durch Schlupf- und IxR-Kompensation am Umrichter ausgeglichen werden. Die Einstellmaßnahmen am Umrichter betreffen zwangsläufig alle Motoren, also auch die momentan unbelasteten.
<i>Absicherung der Motorzuleitung</i>	Bei Parallelbetrieb mehrerer Motoren an einem Umrichter ist jede einzelne Motorzuleitung mit einem thermischen Überstromrelais (oder Motorschutzschalter als kombinierter Leitungsschutz) auszustatten, denn die strombegrenzende Wirkung des Umrichters bezieht sich gemeinsam auf alle parallel betriebenen Motoren.
<i>Sammelschiene</i>	Das Zu- und Abschalten von einzelnen Motoren an einer von einem SEW-Umrichter gespeisten Sammelbus ist ohne Einschränkung möglich. Bei einer Sammelbus darf die Summe der Motorbemessungsströme maximal den Umrichterbemessungsstrom ergeben oder 125 % des Umrichterbemessungsstroms bei quadratischer Belastung sowie Betrieb mit konstantem Drehmoment ohne Überlast.
<i>Polumschaltbare Motoren am Frequenzumrichter</i>	Werden polumschaltbare Motoren eingesetzt und diese während des Betriebes umgeschaltet, so ist zu beachten, dass beim Umschalten vom nieder- in den höherpoligen Zustand der Motor generatorisch betrieben wird. Für diesen Fall muss der Umrichter mit einem ausreichenden Bremswiderstand versehen sein, ansonsten kann eine Abschaltung wegen zu hoher Zwischenkreis-Spannung erfolgen. Beim Umschalten vom höher- in den niederpoligen Zustand des Motors wird der Umrichter mit einem zusätzlichen Umschaltstrom belastet. Er muss hierfür genügend Stromreserve haben, sonst erfolgt eine Abschaltung wegen Überlast.
Optionen	<p>Die Frequenzumrichter können je nach Bedarf mit zusätzlichen Funktionen ergänzt werden. Aufgrund der vielen Optionsmöglichkeiten können eine große Anzahl von Applikationen mit den SEW-Frequenzumrichtern gelöst werden.</p> <p>Beispielsweise stehen zur Verfügung:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Anwendungsoptionen <ul style="list-style-type: none"> – Drehzahlregelung – Ein-/Ausgabefunktionen – Synchronlaufregelung – Positioniersteuerung – Kurvenscheibe – Fliegende Säge – Zugspannungswickler • Kommunikationsoptionen <ul style="list-style-type: none"> – Handbediengeräte – serielle Schnittstellen – Feldbus-Schnittstellen

4 Servoantriebe

Ausführliche Informationen zu Servoantrieben finden Sie in den Katalogen "Servogetriebemotoren", im Systemhandbuch "MOVIDRIVE® Antriebsumrichter" im Katalog "MOVIDYN® Servoumrichter" und in "Praxis der Antriebstechnik *Servo-Antriebe*".

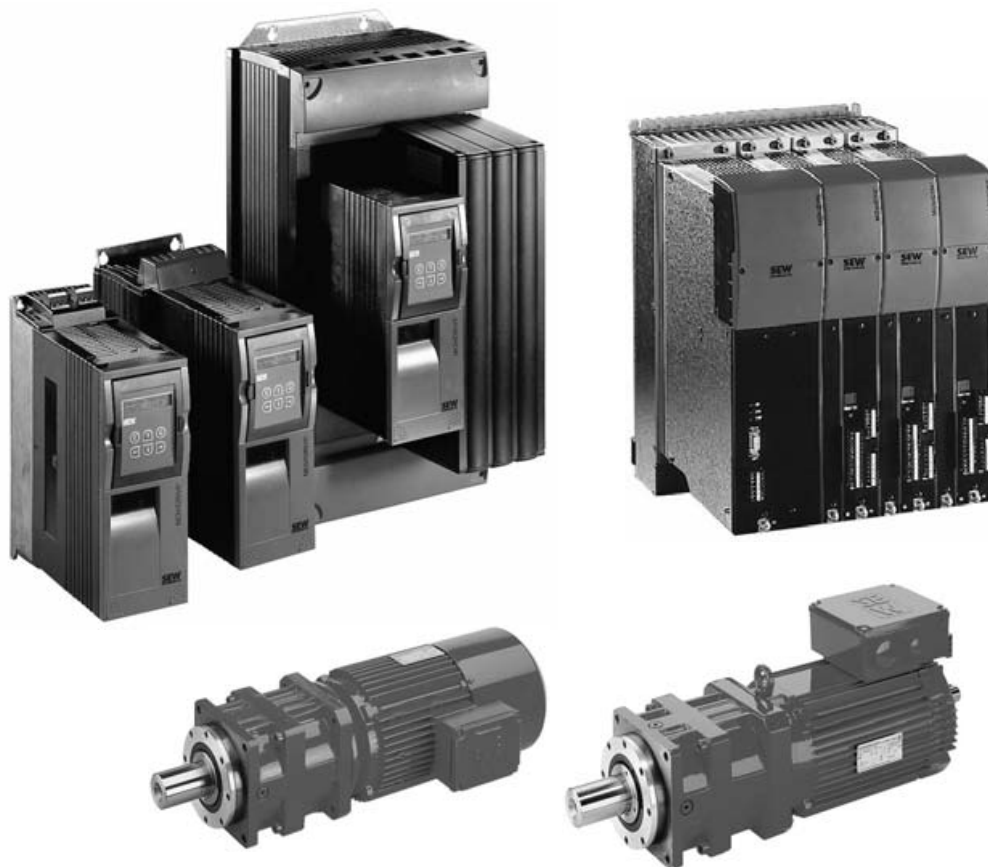
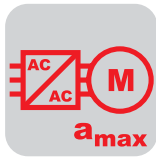


Bild 15: Antriebsumrichter MOVIDRIVE®, Servoumrichter MOVIDYN®, asynchrone und synchrone Servomotoren

**Definition**

In der modernen Antriebstechnik werden bei vielen Anwendungen hohe Anforderungen gestellt an:

- Dynamik
- Positioniergenauigkeit
- Drehzahlgenauigkeit
- Regelbereich
- Drehmomentkonstanz
- Überlastfähigkeit

Dynamik

Die Ansprüche an die Dynamik, also das zeitliche Verhalten eines Antriebes, resultiert aus immer schneller werdenden Bearbeitungsvorgängen, einer Erhöhung der Taktzeiten und der damit verbundenen Produktivität einer Maschine.

Genauigkeit

Die hohe Genauigkeit bestimmt sehr häufig die Anwendungsmöglichkeiten eines Antriebssystems. Diesen Ansprüchen muss ein modernes dynamisches Antriebssystem gerecht werden.

Drehzahlstellbereich

Servoantriebe sind Antriebssysteme, die ein dynamisches, hochgenaues und überlastfähiges Verhalten in einem großen Drehzahlstellbereich aufweisen.

4.1 Servomotoren**Aufbau**

Von SEW werden asynchrone und synchrone Servomotoren angeboten. Die Statoren dieser beiden Motoren sind prinzipiell ähnlich, während die Läufer unterschiedlich ausgeführt sind:

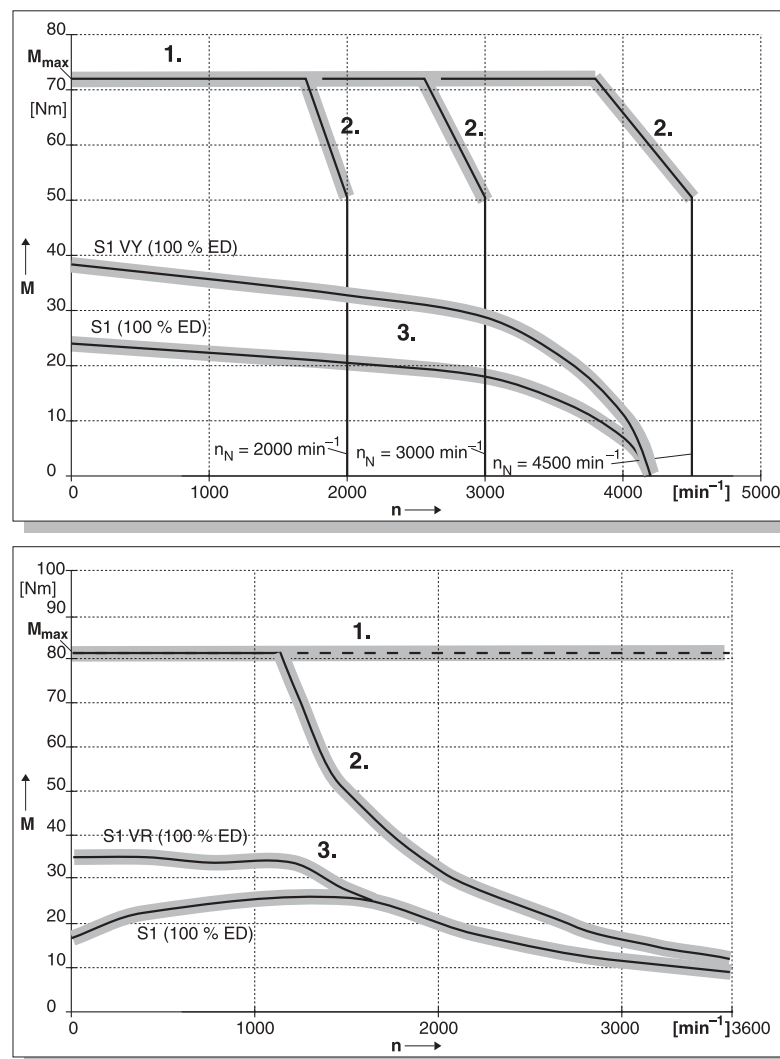
- der asynchrone Servomotor hat einen Kurzschlussläufer und das Magnetfeld wird durch Induktion erzeugt
- der synchrone Servomotor hat auf den Läufer aufgeklebte Magnete, die ein konstantes Läufermagnetfeld erzeugen

Drehzahl-Drehmoment-Kennlinien

Bei der Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie des Servomotors werden drei Grenzen sichtbar, die bei der Projektierung eines Antriebes berücksichtigt werden müssen:

1. Das maximale Drehmoment eines Motors wird durch seine mechanische Ausführung bestimmt. Bei dem synchronen Servomotor spielt zusätzlich die Belastbarkeit der Dauermagnete eine Rolle.
2. Drehmomenteinschränkungen im oberen Drehzahlbereich ergeben sich aufgrund der Klemmenspannung. Diese ist abhängig von der Zwischenkreisspannung und dem Spannungsfall auf den Leitungen. Aufgrund der Gegen-EMK (induzierte Polradspannung im Motor) kann der maximale Strom nicht mehr eingeprägt werden.
3. Eine weitere Grenze ist die thermische Auslastung des Motors. Bei der Projektierung wird das Effektivdrehmoment berechnet. Dies muss unterhalb der S1-Kennlinie für Dauerbetrieb liegen. Ein Überschreiten der thermischen Grenze kann eine Beschädigung der Wicklungsisolation zur Folge haben.

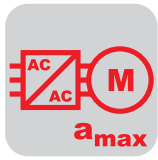
4



00226BXX

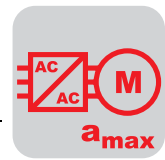
Bild 16: Beispielhafte Drehzahl-Drehmoment-Kennlinien eines synchronen und eines asynchronen Servomotors

VY = Fremdlüfter für Synchronmotoren
VR = Fremdlüfter für Asynchronmotoren



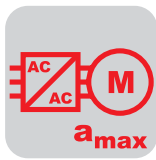
4.2 Servoumrichter MOVIDYN®

Eigenschaften	Servoumrichter der Typenreihe MOVIDYN® sind modular aufgebaute Umrichter, die permanenterregte Synchronmotoren mit sinusförmigen Strömen speisen. Sie sind an einer Netzspannung von 380 ... 500 V _{AC} mit 50/60 Hz betreibbar und liefern Ausgangsströme von 5 bis 60 A _{AC} . Servoumrichter MOVIDYN® arbeiten mit Synchronmotoren mit ResolVERRÜCKFÜHRUNG.
Netzmodule MPB... und MPR...	Die Netzmodule dienen zur Leistungsversorgung der angeschlossenen Achsmodule über den Zwischenkreis und zur Spannungsversorgung der Steuerelektronik über ein Schaltnetzteil. Sie enthalten zudem den zentralen Brems-Chopper oder die Netzzurückspeisung, alle notwendigen Schutzfunktionen und die Kommunikationsschnittstellen RS-232 und RS-485.
Achsmodule MAS...	Der Anschluss der Achsmodule an den Zwischenkreis und den Schutzleiter erfolgt mit Stromschienen. Für die Spannungsversorgung der Steuerelektronik wird ein separater 24 V _{DC} -Bus benutzt. Für die Kommunikation der Geräte untereinander ist an den Geräteunterseiten ein Datenbus verlegt.
Optionen	<ul style="list-style-type: none"> – Feldbus-Schnittstellen PROFIBUS, INTERBUS, CAN und DeviceNet – Positioniersteuerung – Ein-/Ausgabekarte – Auswertung von Absolutwertgebern – abnehmbares Diagnosegerät mit Parameterspeicher – Bremswiderstände – Netzfilter, Netzdrosseln, Ausgangsdrosseln und Ausgangsfilter



4.3 Antriebsumrichter **MOVIDRIVE®** und **MOVIDRIVE® compact**

Eigenschaften	<p>MOVIDRIVE® ist ein anwendungsorientiertes System von Antriebsumrichtern, das mit verschiedenen Regelverfahren an die individuellen Aufgaben angepasst wird.</p> <p>Steckbare Optionskarten und Applikationsmodule sind nur beim MOVIDRIVE® einsetzbar, nicht beim MOVIDRIVE® compact.</p>
Typenreihen	<p>Für Servoantriebe werden folgende Typenreihen der Gerätefamilie MOVIDRIVE® benutzt:</p> <ul style="list-style-type: none">• MOVIDRIVE® MDV: für asynchrone Servomotoren ohne und mit Geberrückführung (Encoder). Wahlweise vektorielle Regelverfahren VFC (Voltage mode flux control) oder CFC (Current mode flux control).• MOVIDRIVE® MDS: für Synchron-Servomotoren mit Geberrückführung. Regelverfahren CFC.
Systembus	<p>Mit dem standardmäßig vorhandenen Systembus (SBus) können mehrere MOVIDRIVE®-Antriebsumrichter miteinander vernetzt werden. Somit kann ein schneller Datenaustausch zwischen den Geräten realisiert werden.</p>
Optionen	<ul style="list-style-type: none">– Feldbus-Schnittstellen PROFIBUS, INTERBUS, CAN und DeviceNet– Synchronlauf– Positioniersteuerung– Ein-/Ausgabekarte– Auswertung von Absolutwertgebern– abnehmbares Klartext-Bediengerät mit Parameterspeicher– Netzzurückspeisung– Applikationsmodule



4.4 Projektierungsablauf

Das folgende Ablaufdiagramm zeigt schematisch die Vorgehensweise bei der Projektierung eines Positionierantriebs.

Notwendige Informationen über die anzutreibende Maschine <ul style="list-style-type: none"> • technische Daten und Umgebungsbedingungen • Positioniergenauigkeit / Stellbereich • Berechnung des Betriebszyklus
Berechnung der relevanten Applikationsdaten <ul style="list-style-type: none"> • statische, dynamische, generatorische Leistung • Drehzahlen • Drehmomente • Betriebsdiagramm (effektive Belastung)
Getriebeauswahl <ul style="list-style-type: none"> • Festlegung von Getriebegröße, Getriebeübersetzung und Getriebeausführung • Überprüfung der Positioniergenauigkeit • Überprüfung der Getriebebelastung ($M_{a \max} \geq M_a(t)$)
System-Auswahl in Abhängigkeit von <ul style="list-style-type: none"> • Positioniergenauigkeit • Stellbereich • Regelung (Position / Drehzahl / Drehmoment)
Antriebsart asynchron oder synchron <ul style="list-style-type: none"> • Beschleunigung • max. Drehmoment • betriebsmäßige minimale Motordrehzahl
Motorauswahl <ul style="list-style-type: none"> • maximales Drehmoment $< 300 \% M_N$ • effektives Drehmoment $< M_N$ bei mittlerer Drehzahl • Verhältnis der Massenträgheitsmomente J_L / J_M • maximale Drehzahl • thermische Belastung (Stellbereich / Einschaltdauer) • Motorausstattung • Getriebe-Motor-Zuordnung
Umrichterauswahl <ul style="list-style-type: none"> • Motor-Umrichter-Zuordnung • Dauerleistung und Spitzenleistung • Auswahl des Bremswiderstands oder Rückspeisegeräts • Auswahl der Optionen (Bedienung / Kommunikation / Technologiefunktionen)
Prüfen, ob alle Anforderungen erfüllt sind.

5 Drehstromantriebe mit mechanischen Verstellgetrieben

Ausführliche Informationen finden Sie im Katalog "Verstellgetriebemotoren".



Bild 17: Reibrad-Verstellgetriebemotor VARIMOT® mit Flachgetriebe und Breitkeilriemen-Verstellgetriebemotor VARIBLOC® mit Kegelradgetriebe 04083AXX

5.1 Eigenschaften

Viele Bewegungsabläufe erfordern Antriebe mit verstellbarer Drehzahl in kleinem Verstellbereich ohne besondere Anforderungen an die Drehzahlkonstanz, z. B. Transportbänder, Rührer, Mischer usw. Hier wird mit Hilfe von Verstellgetrieben lediglich die Drehzahl der einzelnen Maschinen auf einen günstigen Wert eingestellt.

Die mechanischen Verstellgetriebe werden oft mit einem nachgeschalteten Untersetzungsgetriebe kombiniert. Angetrieben werden die Verstellgetriebe durch Drehstromkurzschlussläufermotoren.

Verbreitete Verstellgetriebe

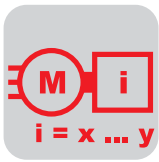
Sehr verbreitet sind:

- Reibradverstellgetriebe mit eingeschränktem Stellbereich bis ca. 1 : 5.
- Breitkeilriemenverstellgetriebe mit eingeschränktem Stellbereich bis ca. 1 : 8.

Die Stellbereiche können durch Einsatz polumschaltbarer Motoren (z. B. 4/8-polig) vergrößert werden.

Regelbarkeit, Verstellzeit

Durch relativ lange Verstellzeiten, je nach Stellbereich 20 ... 40 s, ist eine Regelung mit diesen mechanischen Verstellgetrieben sehr träge. Deshalb werden diese Antriebe nur als Stellantriebe eingesetzt.



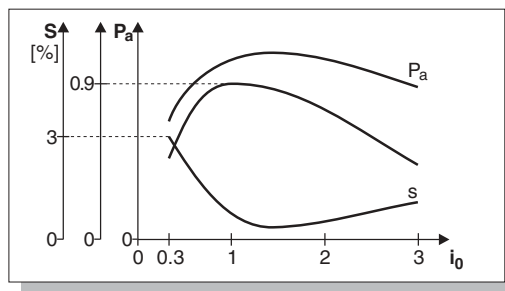
5.2 Auslegung des Verstelltriebemotors

Um die Verstellantriebe dimensionieren zu können, müssen neben der benötigten Leistung und dem Drehzahlstellbereich die Umgebungstemperatur, die Aufstellhöhe und die Betriebsart bekannt sein. Im folgenden Bild sind die Abtriebsleistung P_a , der Wirkungsgrad η und der Schlupf s in Abhängigkeit der Übersetzung i dargestellt.

Dimensionierungskriterien

Da mechanische Verstellgetriebe nicht nur Drehzahl-, sondern auch Drehmomentwandler sind, müssen sie nach verschiedenen Kriterien dimensioniert werden:

- nach konstantem Drehmoment
- nach konstanter Leistung
- nach konstantem Drehmoment und konstanter Leistung (jeweils in Teildrehzahlbereichen)



00633BXX

Bild 18: Kennwerte der Verstellgetriebe

P_a = Leistung
 η = Wirkungsgrad
 s = Schlupf
 i_0 = Übersetzung des Verstellgetriebes

Übersetzung

$$i_0 = \frac{n_{a0}}{n_{e0}}$$

n_{a0} = Abtriebsdrehzahl ohne Belastung
 n_{e0} = Antriebsdrehzahl ohne Belastung

Die obige Grafik zeigt den Verlauf von P_a , s und η entsprechend den Messungen an belasteten Verstellgetrieben. Das Diagramm zeigt einen engen Zusammenhang zwischen Wirkungsgrad und Schlupf zur eingestellten Übersetzung. Aus mechanischen Gründen, wie maximale Reibung zwischen Riemen (Reibscheibe) und maximaler Umfangsgeschwindigkeit sowie geschwindigkeitsabhängigen Reibwerten, gibt es hier keine linearen Zusammenhänge. Um ein Verstellgetriebe optimal einsetzen zu können, ist daher eine differenzierte Betrachtung der Einsatzfälle notwendig.

Auslegung für konstantes Drehmoment

Abtriebsdrehmoment

Die meisten Antriebsfälle benötigen im Verstellbereich ein weitgehend konstantes Abtriebsdrehmoment. Hierfür ausgelegte Verstellantriebe können mit einem Drehmoment belastet werden, das sich aus folgender Formel errechnen lässt:

$$M_a = \frac{P_{amax} \cdot 9550}{n_{amax}} = const. \quad [Nm]$$

M_a = Abtriebsdrehmoment [Nm]
 P_{amax} = Maximale Abtriebsleistung [kW]
 n_{amax} = Maximale Abtriebsdrehzahl [min^{-1}]

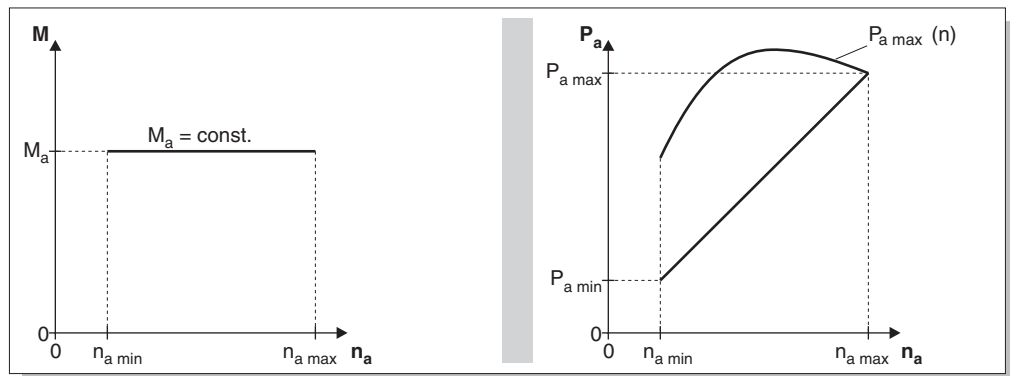
Bei dieser Auslegung bzw. Betriebsart wird das nachgeschaltete Untersetzungsgetriebe im gesamten Stellbereich gleichmäßig belastet. Die volle Auslastung des Verstellgetriebes wird nur bei maximaler Drehzahl erreicht. Bei niedrigen Drehzahlen ist die erforderliche Leistung kleiner als die zulässige Leistung. Mit der folgenden Gleichung wird die kleinste Leistung bei niedrigster Drehzahl des Verstellbereiches berechnet:

Abtriebsleistung

$$P_{amin} = \frac{1}{R} \cdot P_{amax} \quad [kW]$$

P_{amin} = Minimale Abtriebsleistung [kW]
 R = Drehzahlstellbereich

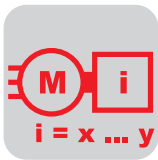
Die folgende Grafik zeigt Drehmoment und Leistung in Abhängigkeit von der Drehzahl:



00634CXX

Bild 19: Kennwerte der Verstellgetriebe bei konstantem Drehmoment

$P_{amax}(n)$ = Maximale Leistung laut Versuch
 Definitionsmoment M_a = Grenzmoment M_{amax} des Untersetzungsgetriebes



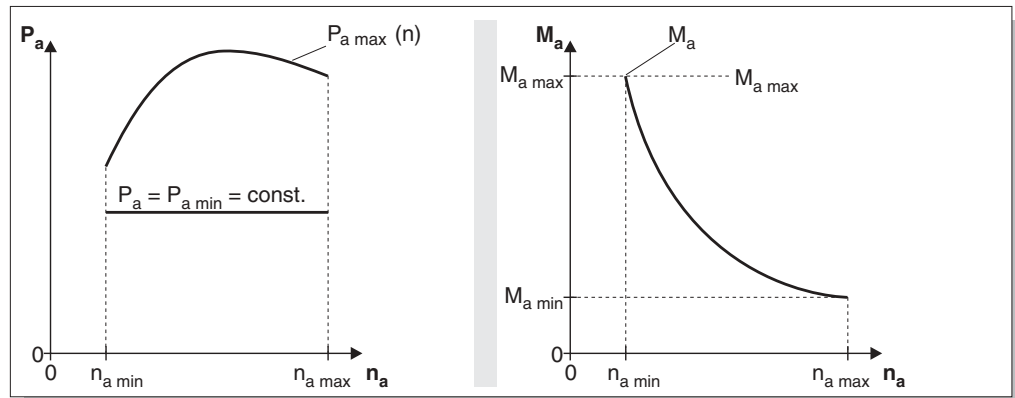
Auslegung für konstante Leistung

Abtriebsleistung

Die Abtriebsleistung P_a kann innerhalb des gesamten Verstellbereiches abgenommen und mit folgender Formel berechnet werden:

$$P_a = \frac{M_{a \max} \cdot n_{a \min}}{9550} = \text{const.} \quad [\text{kW}]$$

Das Verstellgetriebe wird nur bei der niedrigsten Abtriebsdrehzahl ausgelastet. Das nachgeschaltete Untersetzungsgetriebe muss zur Übertragung der dabei entstehenden Drehmomente geeignet sein. Diese Drehmomente können um 200 - 600 % höher liegen als bei der Auslegung für konstantes Drehmoment (siehe Kennlinien).



00635BXX

Bild 20: Kennwerte der Verstellgetriebe bei konstanter Leistung

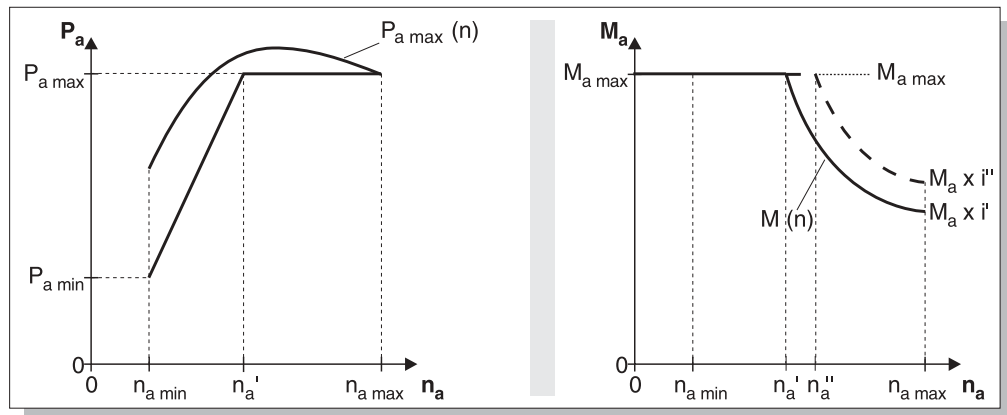
$P_{a \max} (n)$ = Maximale Leistung laut Versuch

Definitionsmoment M_a = Grenzmoment $M_{a \max}$ des Untersetzungsgetriebes

Auslegung für konstante Leistung und konstantes Drehmoment

Bei dieser Belastung wird das Verstellgetriebe optimal ausgelastet. Das Untersetzungsgetriebe ist so auszulegen, dass die maximal auftretenden Abtriebsmomente übertragen werden können. Im Bereich $n_{a'} \dots n_{amax}$ bleibt die Leistung konstant. Im Bereich $n_{amin} \dots n_{a'}$ bleibt das Drehmoment konstant.

Will man den verfügbaren Verstellbereich des Verstellgetriebes nicht voll nutzen, ist es zweckmäßig, wegen des Wirkungsgrades den zu nutzenden Drehzahlbereich bei den höheren Drehzahlen anzusiedeln. Im oberen Drehzahlbereich ist der Schlupf des Verstellgetriebes am geringsten und die übertragbare Leistung am größten.



00636BXX

Bild 21: Kennwerte der Verstellgetriebe bei konstantem Drehmoment und konstanter Leistung

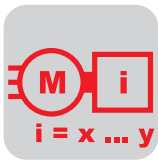
$P_{a \max}(n)$ = Maximale Leistung laut Versuch

Definitionsmoment M_a = Grenzmoment $M_{a \max}$ des Untersetzungsgetriebes

$M(t)$ = zulässiger Drehmomentverlauf

Abtriebsleistung

$$P_{a \min} = \frac{n_{a \min}}{n_{a'}} \cdot P_{a \max}$$

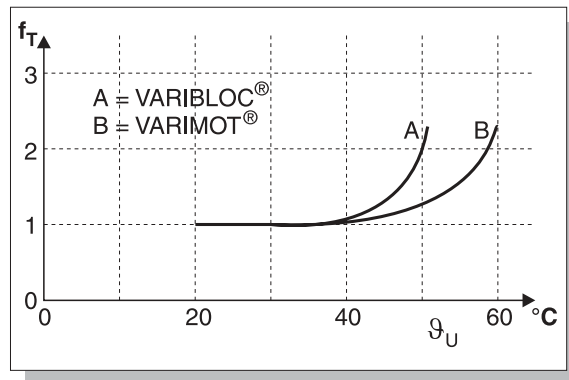
**Betriebsfaktoren**

Für die Auswahl der Verstellgetriebe anhand von Auswahltabellen gelten folgende Betriebsfaktoren:

- f_B = Betriebsfaktor für Belastungsart (siehe folgende Tabelle)
- f_T = Betriebsfaktor für den Einfluss der Umgebungstemperatur (siehe folgende Grafik)

Der Gesamtbetriebsfaktor ergibt sich aus $f_B \times f_T$.

Belastungsart	f_B	Erläuterungen	Beispiele
I	1,0	gleichförmiger, stoßfreier Betrieb	Lüfter, leichte Transportbänder, Abfüllmaschinen
II	1,25	ungleichförmiger Betrieb mit mittleren Stößen	Lastaufzüge, Auswuchtmaschinen, Kranfahrwerke
III	1,5	stark ungleichförmiger Betrieb mit heftigen Stößen	schwere Mischer, Rollgänge, Stanzen, Steinbrecher



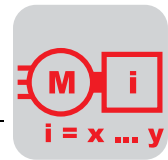
00637BXX

Bild 22: Betriebsfaktoren f_T **Überlastungs-
schutz***Elektronischer
Überlastungs-
schutz*

Der vorhandene Motorschutz, gleichgültig welcher Art, schützt nicht die nachfolgenden Getriebe.

Um bei mechanischen Verstellgetrieben nachfolgende Getriebestufen gegen Überlastung zu schützen, kann eine elektronische Überwachung eingesetzt werden. Bei dem elektronischen Überlastungsschutz werden Motorleistung und Abtriebsdrehzahl des Verstellgetriebes gemessen. Bei konstantem Drehmoment ändert sich die Leistung linear mit der Drehzahl, d. h. bei abnehmender Drehzahl muss sich ebenfalls die Motorleistung verringern. Ist dies nicht der Fall, liegt eine Überlastung vor und der Antrieb wird abgeschaltet. Dieser Überlastschutz eignet sich nicht als Blockierschutz.

Dagegen sind überlastbegrenzende Kupplungen auch als Blockierschutz geeignet.



Projektierungshinweise

Die Auslegung von Verstellgetrieben ist, wie beschrieben, von verschiedenen Parametern abhängig. Nachfolgend in tabellarischer Form die wichtigsten Projektierungshinweise zu VARIBLOC® und VARIMOT®.

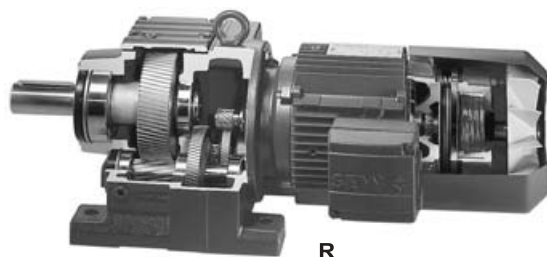
Kriterium	VARIBLOC® (Riemengetriebe)	VARIMOT® (Reibscheibe)
Leistungsbereich	0,25 ... 45 kW	0,25 ... 11 kW
Stellbereich	1:3, 1:4, 1:5, 1:6, 1:7, 1:8 je nach Polzahl des Antriebsmotors und der eintreibenden Leistung.	1:4, 1:5 je nach Polzahl des Antriebsmotors und der eintreibenden Leistung.
Verstellung im Stillstand	Verstellung im Stillstand ist nicht zulässig, da die Riemen Spannung nur bei laufendem Antrieb automatisch nachgestellt wird.	Verstellung im Stillstand ist möglich, sollte jedoch betriebsmäßig nicht zu häufig angewendet werden.
Belastungsart	Geeignet auch für wechselnde Belastung (Stöße durch Materialzufuhr etc.), Dämpfung durch den Riemen.	Geeignet nur für gleichförmige Belastung (z. B. Förderbänder), bei Belastungsstößen kann die Reibscheibe durchrutschen und dadurch die Oberfläche beschädigt werden.
Ex-Schutz	Zur Definition vom Explosionsschutz für mechanische Verstellgetriebe, siehe "Praxis der Antriebstechnik – <i>Explosionsschutz</i> Antriebe". Alle Treibriemen sind elektrisch leitfähig und verhindern eine statische Aufladung durch drehende Teile. Zur Überwachung der Minimaldrehzahl werden Istwertgeber mit Auswertung und Abschaltung bei Unterschreiten der Minimaldrehzahl eingesetzt. In explosionsgefährdeter Umgebung vorzugsweise Umrichterantriebe einsetzen.	Zur Definition vom Explosionsschutz für mechanische Verstellgetriebe, siehe "Praxis der Antriebstechnik – <i>Explosionsschutz</i> Antriebe". Der Reibring ist elektrisch leitfähig und verhindert eine statische Aufladung durch drehende Teile. Zur Überwachung der Minimaldrehzahl werden Istwertgeber mit Auswertung und Abschaltung bei Unterschreiten der Minimaldrehzahl eingesetzt. In explosionsgefährdeter Umgebung vorzugsweise Umrichterantriebe einsetzen.
Verschleiß	Der Riemen ist ein Verschleißteil, das nach ca. 6000 h unter Bemessungslast gewechselt werden muss. Bei geringerer Belastung ergibt sich eine erheblich längere Lebensdauer.	Verschleißarm, konkrete Angaben über Wechselintervalle nicht möglich.
Verstellmöglichkeiten	Handrad oder Kettenrad, elektrische oder hydraulische Fernverstellung.	Handrad, elektrische Fernverstellung.
Anzeigegegeräte	Analoge oder digitale Anzeigegegeräte, analoge Anzeige mit Sonderskala ist üblich.	Analoge oder digitale Anzeigegegeräte, analoge Anzeige mit Sonderskala ist üblich, Stellungsanzeige am Gehäuse.



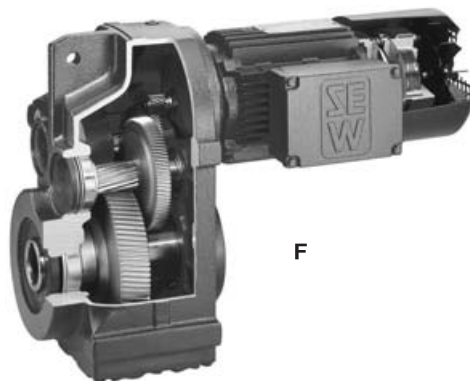
6 Getriebe

6.1 Standardgetriebe für Getriebemotoren

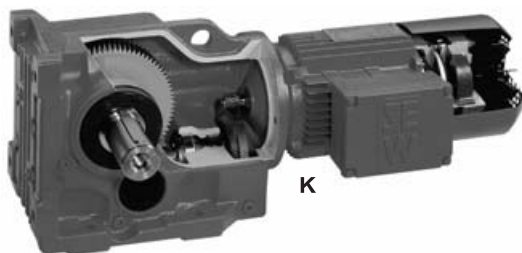
Ausführliche Informationen zu SEW-Getrieben finden Sie in den Katalogen "Getriebe", "Getriebemotoren" und "Planetengetriebemotoren".



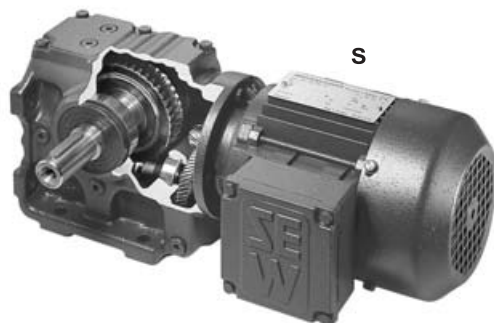
R



F



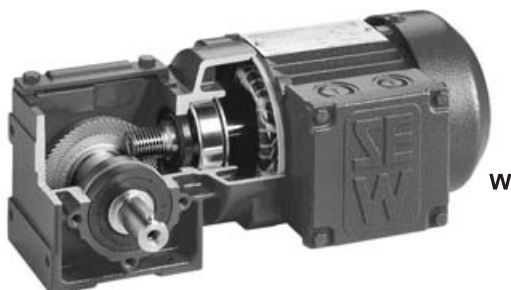
K



S



P



W

Bild 23: SEW-Getriebemotoren

Stirnradgetriebemotor **R**
Kegelradgetriebemotor **K**
Planetengetriebemotor **P**

Flachgetriebemotor **F**
Schneckengetriebemotor **S**
Spiroplan®-Getriebemotor **W**

04094AXX

**Eigenschaften**

Der SEW-Getriebemotor besteht aus einem der vorgenannten Elektromotoren mit einem Untersetzungsgetriebe und bildet eine konstruktive Einheit. Kriterien für die Auswahl der geeigneten Getriebeart sind unter anderem Platzverhältnisse, Befestigungsmöglichkeiten und Verbindung mit der Arbeitsmaschine. Es stehen Stirnradgetriebe, Flachgetriebe, Kegelradgetriebe in normaler und spielreduzierter Ausführung, sowie Schneckengetriebe, Spiroplan®-Getriebe, Planetengetriebe und spielarme Planetengetriebe zur Auswahl.

Stirnradgetriebe mit verlängerter Lagersnabe

Eine Besonderheit stellt das Stirnradgetriebe mit einer verlängerten Lagersnabe dar. Es wird mit RM bezeichnet und hauptsächlich für Rührwerksanwendungen eingesetzt. RM-Getriebe sind für besonders hohe Quer- und Axialkräfte sowie Biegemomente ausgelegt. Die übrigen Daten entsprechen den Standard-Stirnradgetrieben.

Doppelgetriebe

Für besonders niedrige Abtriebsdrehzahlen lassen sich auch Doppelgetriebe durch antriebsseitigen Anbau eines passenden Stirnradgetriebes im Baukastensystem erzeugen.

Abtriebsdrehzahl, Abtriebsdrehmoment

Die Getriebegröße richtet sich nach dem Abtriebsdrehmoment. Dieses Abtriebsdrehmoment M_a errechnet sich aus der Motorbemessungsleistung P_N und der Getriebeabtriebsdrehzahl n_a .

$$M_a = P_N \cdot \eta \cdot \frac{9550}{n_a} \quad [Nm]$$

P_N = Bemessungsleistung des Motors [kW]
 n_a = Abtriebsdrehzahl des Getriebes [min^{-1}]
 η = Getriebewirkungsgrad

Bestimmung des Getriebemotors

Die im Katalog angebotenen SEW-Getriebemotoren werden entweder durch die abgegebene Leistung oder das abgegebene Drehmoment bei gegebener Abtriebsdrehzahl beschrieben. Ein weiterer Parameter ist dabei der Betriebsfaktor.



Getriebe- wirkungsgrad

Verluste

Typische Verluste in Untersetzungsgetrieben sind Reibungsverluste am Zahneingriff, in den Lagern und an den Wellendichtringen sowie Planschverluste der Öltauchschmierung. Erhöhte Verluste treten bei Schnecken- und Spiroplan®-Getrieben auf.

Je größer die eintreibende Drehzahl des Getriebes ist, desto größer werden auch die Verluste.

Verzahnungs- wirkungsgrad

Bei Stirnrad-, Flach-, Kegelrad- und Planetengetrieben liegt der Verzahnungswirkungsgrad je Getriebestufe bei 97 % bis 98 %. Bei Schnecken- und Spiroplan®-Getrieben liegt der Verzahnungs-Wirkungsgrad je nach Ausführung zwischen 30 % und 90 %. Während der Einlaufphase kann der Wirkungsgrad bei Schnecken- und Spiroplan®-Getrieben noch bis zu 15 % geringer sein. Liegt der Wirkungsgrad unter 50 %, ist das Getriebe statisch selbsthemmend. Solche Antriebe dürfen nur dann eingesetzt werden, wenn keine rücktreibenden Drehmomente auftreten oder diese so gering sind, dass das Getriebe nicht beschädigt werden kann.

Planschverluste

Bei bestimmten Bauformen taucht die erste Getriebestufe voll in den Schmierstoff ein. Bei größeren Getrieben und hoher Umfangsgeschwindigkeit der eintreibenden Seite entstehen Planschverluste in einer Größenordnung, die nicht vernachlässigt werden kann.

Planschverluste gering halten

Verwenden Sie nach Möglichkeit für die Kegelradgetriebe, Flachgetriebe, Stirnradgetriebe und Schneckengetriebe die Grundbauform M1, um die entstehenden Planschverluste gering zu halten.

Zulässige anbau- bare mechani- sche Leistung

Je nach Einsatzbedingungen (Aufstellungsort, Einschaltdauer, Umgebungstemperatur usw.) müssen Getriebe mit kritischer Bauform und hoher Eintriebsdrehzahl auf ihre zulässige anbaubare mechanische Leistung hin geprüft werden. In diesen Fällen bitte Rücksprache mit SEW halten.



6.2 Dimensionierung von Standardgetrieben mit Betriebsfaktor

Die Getriebe sind für gleichförmige Belastung und wenige Einschaltungen ausgelegt. Bei Abweichungen von diesen Bedingungen ist es notwendig, das errechnete theoretische Abtriebsdrehmoment oder die Abtriebsleistung mit einem Betriebsfaktor zu multiplizieren. Dieser Betriebsfaktor wird wesentlich durch die Schalthäufigkeit, den Massenbeschleunigungsfaktor und die tägliche Betriebszeit bestimmt. In erster Näherung können die folgenden Diagramme ausgenutzt werden.

Höhere Betriebsfaktoren ergeben sich bei anwendungsspezifischen Besonderheiten durch entsprechende Erfahrungswerte. Mit dem daraus errechneten Abtriebsdrehmoment kann das Getriebe festgelegt werden. Das zulässige Getriebeabtriebsdrehmoment muss größer oder gleich dem errechneten sein.

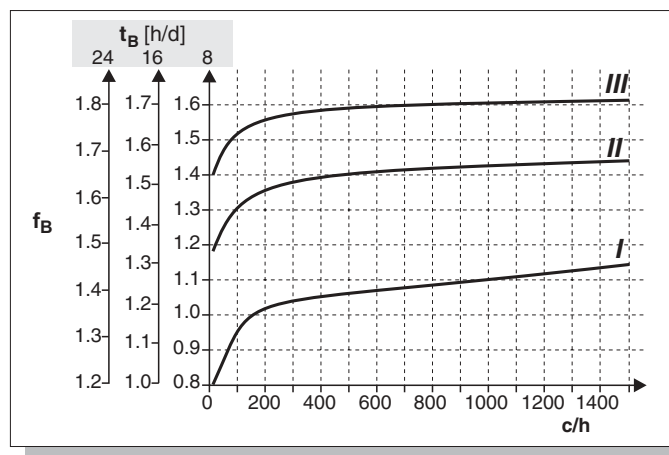


Bild 24: Notwendiger Betriebsfaktor f_B für R-, F-, K-, W-, S-Getriebe

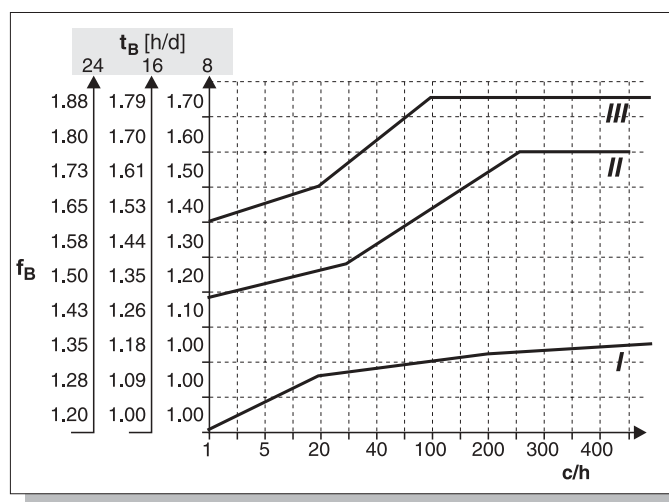


Bild 25: Notwendiger Betriebsfaktor f_B für P-Getriebe

t_B = Laufzeit in Stunden/Tag [h/d]

c/h = Schaltungen pro Stunde

Zu den Schaltungen zählen alle Anlauf- und Bremsvorgänge sowie Umschaltungen von niedrigen auf hohe Drehzahlen und umgekehrt.

**Stoßgrad**

- I gleichförmig, zulässiger Massenbeschleunigungsfaktor $\leq 0,2$
- II ungleichförmig, zulässiger Massenbeschleunigungsfaktor ≤ 3
- III stark ungleichförmig, zulässiger Massenbeschleunigungsfaktor ≤ 10

$$f_a = \frac{J_X}{J_M}$$

f_a = Massenbeschleunigungsfaktor
 J_X = alle externen Massenträgheitsmomente
 J_M = Massenträgheitsmoment auf der Motorseite

Beispiel

Stoßgrad I bei 200 Schaltungen/Stunde und Laufzeit 24h/Tag ergibt $f_B = 1,35$.

Betriebsfaktor

$f_B > 1,8$

Bei einigen Applikationen können jedoch auch Betriebsfaktoren $> 1,8$ auftreten. Diese werden z. B. durch Massenbeschleunigungsfaktoren > 10 , durch großes Spiel in den Übertragungselementen der Arbeitsmaschine oder durch große auftretende Querkräfte hervorgerufen. In solchen Fällen bitte Rückfrage bei SEW.

Bestimmung des Stoßgrads

Die Stoßgrade I bis III werden anhand der ungünstigsten Werte der Massenträgheitsmomente, sowohl extern als auch auf der Motorseite, gewählt. Es kann zwischen den Kurven I bis III interpoliert werden.

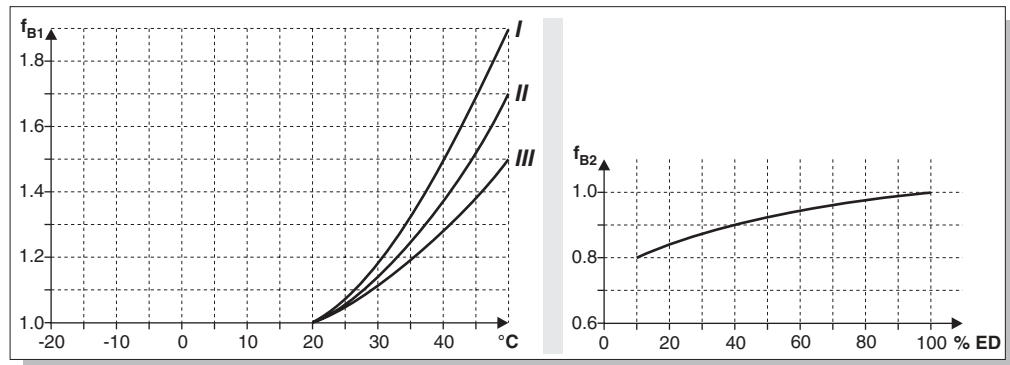
SEW-Betriebsfaktor

Im SEW-Katalog wird zu jedem Getriebemotor der Betriebsfaktor angegeben. Der Betriebsfaktor stellt das Verhältnis der Getriebebemessungsleistung zur Motorbemessungsleistung dar. Die Bestimmung von Betriebsfaktoren ist nicht genormt. Deshalb sind die Angaben über Betriebsfaktoren herstellerabhängig und nicht vergleichbar.



Zusatzbetriebs- faktoren für Schnecken- getriebe

Bei Schneckengetrieben muss zusätzlich noch der Einfluss der Umgebungstemperatur und der Einschaltdauer bei der Getriebefestlegung berücksichtigt werden. Das folgende Bild zeigt die zusätzlichen Betriebsfaktoren für Schneckengetriebe.



00657DXX

Bild 26: Zusatzbetriebsfaktoren f_{B1} und f_{B2} für Schneckengetriebe

$$ED[\%] = \frac{t_B}{60} \cdot 100$$

ED = Einschaltdauer
 t_B = Belastungszeit in min/h

Bei Temperaturen $< -20\text{ °C}$ bitte Rückfrage bei SEW.

Gesamtbetriebs- faktor für Schne- ckengetriebe

Der Gesamtbetriebsfaktor f_{BT} für Schneckengetriebe errechnet sich dann zu:

$$f_{BT} = f_B \cdot f_{B1} \cdot f_{B2}$$

f_B = Betriebsfaktor aus Grafik "Notwendiger Betriebsfaktor f_B "
 f_{B1} = Betriebsfaktor aus Umgebungstemperatur
 f_{B2} = Betriebsfaktor für Kurzzeitbetrieb



6.3 Getriebe für Servoantriebe

Servogetriebemotoren bestehen aus synchronen oder asynchronen Servomotoren in Verbindung mit:

- Standardgetrieben: Stirnradgetriebe R, Flachgetriebe F, Kegelradgetriebe K, Schneckengetriebe S
- spielreduzierten Getrieben: Stirnradgetriebe R, Flachgetriebe F, Kegelradgetriebe K
- spielarmen Planetengetrieben PS.

Weitere Informationen finden Sie im Katalog "Servogetriebemotoren".

Spielarme Planeten- getriebemotoren

- **Spielarme Planetengetriebemotoren Baureihe PSF**

Die Baureihe PSF wird in den Getriebegrößen 211/212 bis 901/902 angeboten. Sie zeichnet sich durch einen B5-Quadratflansch mit Abtriebsvollwelle aus.

- **Spielarme Planetengetriebemotoren Baureihe PSB**

Die Baureihe PSB wird in den Getriebegrößen 311/312 bis 611/612 angeboten. Die spezifische Abtriebsflanschswelle entspricht der Norm EN ISO 9409. Diese Norm behandelt die Anforderungen an Industrieroboter. Die Baureihe PSB kommt verstärkt in Industrieanwendungen zum Einsatz, bei denen hohe Querkraft und hohe Kippsteifigkeiten verlangt werden.

- **Spielarme Planetengetriebemotoren Baureihe PSE**

Die Baureihe PSE wird in den Getriebegrößen 211/212 bis 611/612 angeboten. Sie zeichnet sich durch einen runden B14-Flansch mit Abtriebsvollwelle aus. Die PSE-Getriebebaureihe unterscheidet sich von der bestehenden PSF-Baureihe durch eine kostengünstigere Konstruktion. Die technischen Daten wie Verdrehspiel, Drehmoment und Untersetzungen sind mit denen der PSF/PSB-Getriebe vergleichbar.

Angaben zur Dimensionierung

Für die Dimensionierung von Servogetriebemotoren werden folgende Angaben benötigt:

- Abtriebsdrehmoment M_{amax}
- Abtriebsdrehzahl n_{amax}
- Querkraft / Axialkraft F_{Ra} / F_{Aa}
- Verdrehwinkel $\alpha < 1', 3', 5', 6', 10', > 10'$
- Bauform M1 ... M6
- Umgebungstemperatur ϑ_U
- Genaues Belastungsspiel, d. h. Angabe aller erforderlichen Drehmomente und Aktionszeiten und der zu beschleunigenden und abzubremsenden externen Massenträgheitsmomente.



Getriebeispiel N und R

PS.-Getriebe werden wahlweise mit Getriebeispiel N (normal) oder R (reduziert) ausgeführt:

Getriebe	N	R
PS. 211 ... 901	$\alpha < 6'$	$\alpha < 3'$
PS. 212 ... 902	$\alpha < 10'$	$\alpha < 5'$

Verdrehwinkel $< 1'$ auf Anfrage

Motorabstützung

Werden große Motoren an PS.-Getriebe angebaut, so ist eine Motorabstützung ab folgenden Massenverhältnissen erforderlich:

PS. einstufig: $m_M / m_{PS.} > 4$

PS. zweistufig: $m_M / m_{PS.} > 2,5$

Weitere Projektierungshinweise zu PS.-Getrieben finden Sie in den Katalogen "Spielarme Planetengetriebe" und "Servogetriebemotoren".

Spielreduzierte Servogetriebemotoren R/F/K

Spielreduzierte Kegelrad-, Flach- und Stirnradgetriebemotoren mit synchronen oder asynchronen Servomotoren ergänzen im Drehmomentbereich von $M_{amax} = 200 \dots 3000 \text{ Nm}$ das Programm der spielarmen Planetengetriebemotoren mit einem eingeschränkten Verdrehspiel.

Die spielreduzierten Ausführungen gibt es für die Getriebegrößen:

- R37 ... R97
- F37 ... F87
- K37 ... K87

Projektierung

Die Anschlussabmessungen und Untersetzungsbereiche sind mit denen der Normalausführungen identisch.

Die Verdrehspiele werden in Abhängigkeit der Getriebegröße in den entsprechenden Katalogen angegeben.



6.4 Querkräfte, Axialkräfte

Kraftangriffspunkt

Zusätzliche Kriterien für die Wahl der Getriebegröße sind zu erwartende Quer- und Axialkräfte. Bestimmend für die zulässigen Querkräfte sind die Wellenfestigkeit und die Lagertragfähigkeit. Die im Katalog angegebenen, maximal zulässigen Werte beziehen sich immer auf Kraftangriffspunkt Wellenendmitte bei ungünstiger Kraftangriffsrichtung.

Bei außermittigem Kraftangriffspunkt ergeben sich größere oder kleinere zulässige Querkräfte. Je näher zum Wellenbund die Kraft angreift, desto höher können die zulässigen Querkräfte angesetzt werden und umgekehrt. Die Formeln für außermittigen Kraftangriff können Sie dem Katalog "Getriebemotoren", Kapitel "Projektierung Getriebe", entnehmen. Die Größe der zulässigen Axialkraft kann nur bei bekannter Querkraftbelastung exakt ermittelt werden.

Die Querkraft am Wellenende bei Übertragung des Abtriebsdrehmomentes mittels Kettenrad oder Zahnrad ergibt sich aus Abtriebsdrehmoment und Ketten- oder Zahnradradius.

$$F = \frac{M}{r} \quad [N]$$

F = Querkraft [N]
M = Abtriebsdrehmoment [Nm]
r = Radius [m]

Querkraftermittlung

Bei der Querkraftermittlung muss mit Zuschlagsfaktoren f_z gerechnet werden. Diese sind abhängig von den eingesetzten Übertragungsmitteln Zahnräder, Ketten, Keil-, Flach- oder Zahnriemen. Bei Riemenscheiben kommt der Einfluss der Riemenvorspannung hinzu. Die mit dem Zuschlagfaktor errechneten Querkräfte dürfen nicht größer sein als die für das Getriebe zulässige Querkraft.

Übertragungselement	Zuschlagsfaktor f_z	Bemerkungen
Direktantrieb	1,0	–
Zahnräder	1,0	≥ 17 Zähne
Zahnräder	1,15	< 17 Zähne
Kettenräder	1,0	≥ 20 Zähne
Kettenräder	1,25	< 20 Zähne
Schmalkeilriemen	1,75	Einfluss der Vorspannkraft
Flachriemen	2,50	Einfluss der Vorspannkraft
Zahnriemen	1,50	Einfluss der Vorspannkraft
Zahnstange	1,15	< 17 Zähne (Ritzel)

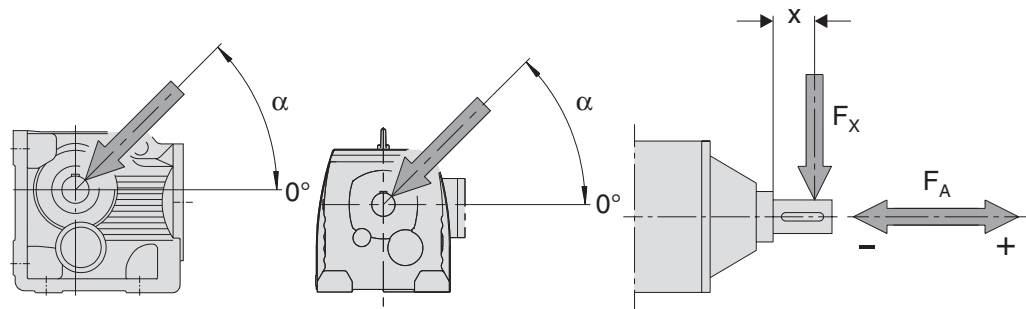


$$F_R = \frac{M_d \cdot 2000}{d_0} \cdot f_Z$$

F_R = Querkraft [N]
 M_d = Abtriebsdrehmoment [Nm]
 d_0 = mittlerer Durchmesser [mm]
 f_Z = Zuschlagsfaktor

Definition des Kraftangriffes

Der Kraftangriff wird gemäß dem folgenden Bild definiert:



6

Bild 27: Definition des Kraftangriffs

02355CXX

F_X = zulässige Querkraft an der Stelle X [N]
 F_A = zulässige Axialkraft [N]

7 Formeln der Antriebstechnik

7.1 Grundbewegungen

Alle Anwendungen lassen sich in zwei Grundbewegungen einteilen:

lineare Bewegung (Fahrantrieb, Hubantrieb)		Kreisbewegung (Drehtisch)	
Weg	s [m]	Winkelweg	φ [rad] oder [°] rad ist das Bogenmaß im Einheitskreis und ist ohne Einheit [rad] = 1 $360^\circ \triangleq 6,28 \text{ rad}$
Geschwindigkeit	v [m/s]	Winkelgeschwindigkeit	ω [rad/s] oder [1/s]
		Drehzahl	n [min ⁻¹] $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$
Beschleunigung	a [m/s ²]	Winkelbeschleunigung	α [rad/s ²] oder [1/s ²]
Kraft	F [N]	Drehmoment	M [Nm]
Masse	m [kg]	Massenträgheitsmoment	J [kgm ²]
		Radius	r [m]
		Durchmesser	D [m]

Kinematische Zusammenhänge

Für geradlinige oder lineare Bewegung gilt:

v = konst.

a = konst.

Weg	$s = v \cdot t$	$s = \frac{v \cdot t}{2} = \frac{a \cdot t^2}{2} = \frac{v^2}{2 \cdot a}$
Geschwindigkeit	$v = \frac{s}{t}$	$v = \sqrt{2 \cdot a \cdot s} = \frac{2 \cdot s}{t} = a \cdot t$
Beschleunigung	$a = 0$	$a = \frac{v}{t} = \frac{2 \cdot s}{t^2} = \frac{v^2}{2 \cdot s}$
Zeit	$t = \frac{s}{v}$	$t = \sqrt{\frac{2 \cdot s}{a}} = \frac{v}{a} = \frac{2 \cdot s}{v}$

Für Kreisbewegungen gilt:

$$\omega = \text{konst.}$$

$$\alpha = \text{konst.}$$

Weg	$\varphi = \omega \cdot t$	
Geschwindigkeit	$\omega = \frac{\varphi}{t}$	$\omega = \sqrt{2 \cdot \alpha \cdot \varphi} = \frac{2 \cdot \varphi}{t} = \alpha \cdot t$
Beschleunigung	$\alpha = 0$	$\alpha = \frac{\omega}{t} = \frac{2 \cdot \varphi}{t^2} = \frac{\omega^2}{2 \cdot \varphi}$
Zeit	$t = \frac{\varphi}{\omega}$	$t = \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi}{\alpha}} = \frac{\omega}{\alpha} = \frac{2 \cdot \varphi}{\omega}$

Umrechnung Linear / Kreisbewegung

Da ein Getriebemotor unabhängig von der Anwendung immer eine Kreisbewegung als Basis hat, muss lineare Bewegung in eine Kreisbewegung umgerechnet werden und umgekehrt.

Winkel	$\varphi = \frac{s}{r} = \frac{2 \cdot s}{D}$	$\varphi [^\circ] = \frac{2 \cdot 180}{\pi} \cdot \frac{s [mm]}{D [mm]} = 115 \frac{s [mm]}{D [mm]}$
Geschwindigkeit	$\omega = \frac{v}{r} = \frac{2 \cdot v}{D}$	$n [min^{-1}] = \frac{60 \cdot 1000}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{2 \cdot v [m/s]}{D [mm]} = 19100 \frac{v [m/s]}{D [mm]}$
Beschleunigung	$\alpha = \frac{a}{r} = \frac{2 \cdot a}{D}$	$\alpha [1/s^2] = 2000 \frac{a [m/s^2]}{D [mm]}$

7.2 Massenträgheitsmomente**Reduktion externer Massenträgheitsmomente**

Um das Anlauf- und Bremsverhalten eines Antriebes berechnen zu können, müssen alle zu beschleunigenden Massenträgheitsmomente auf die Motorwelle bezogen und addiert werden. Alle Übersetzungsverhältnisse gehen dabei gemäß Energieerhaltungssatz im Quadrat ein.

externes Massenträgheitsmoment

$$J_X = \frac{J_L}{i_T^2}$$

J_L = Massenträgheitsmoment der Last
 J_X = externes Massenträgheitsmoment auf Motorwelle reduziert
 i_T = Gesamtübersetzung

Daraus ergibt sich für eine Kreisbewegung als Anwendung:

Kreisbewegung

$$J_X [kgm^2] = J_L [kgm^2] \cdot \left(\frac{n}{n_M} \right)^2$$

n = Drehzahl nach Gesamtübersetzung (Vorgelege und Getriebe)
 n_M = Motordrehzahl









Ebenso kann auch eine linear bewegte Masse m auf die Motorwelle reduziert werden:

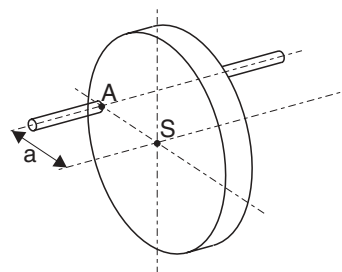
Linearbewegung

$$J_X [kgm^2] = 91.2 \cdot m [kg] \cdot \left(\frac{v [m/s]}{n_M [min^{-1}]} \right)^2$$

**Rotierende
Körper**

Massenträgheitsmomente charakteristischer rotierender Körper

Körper	Lage der Drehachse	Symbol	Massenträgheitsmoment J
Kreisring, dünn Hohlzylinder, dünnwandig	senkrecht zur Ringebene		$J = m \cdot r^2$
Vollzylinder	Längsachse		$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2$
Hohlzylinder, dickwandig	Längsachse		$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (r_1^2 + r_2^2)$
Kreisscheibe	senkrecht zur Scheibenebene		$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2$
Kreisscheibe	Symmetrieachse in der Scheibenebene		$J = \frac{1}{4} \cdot m \cdot r^2$
Kugel	durch den Mittelpunkt		$J = \frac{2}{5} \cdot m \cdot r^2$
Kugel, dünnwandig	durch den Mittelpunkt		$J = \frac{2}{3} \cdot m \cdot r^2$
Stab, dünn, mit Länge l	senkrecht zur Stabmitte		$J = \frac{1}{12} \cdot m \cdot l^2$

**Steinerscher
Satz**

$$J_A = J_S + m \cdot a^2$$

J_S = Massenträgheitsmoment eines Körpers, bezogen auf eine durch den Schwerpunkt S gehende Drehachse

J_A = Massenträgheitsmoment des gleichen Körpers, bezogen auf eine Drehachse durch A

a = Abstand beider parallel zueinander verlaufenden Achsen

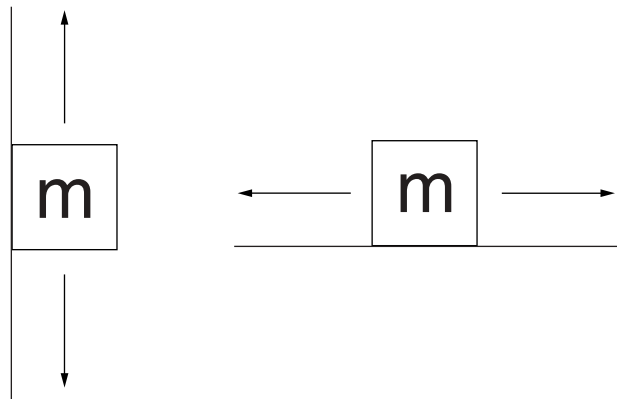
m = Masse des Körpers

7.3 Statische oder dynamische Leistung

Die Gesamtleistung jeder Anwendung unterteilt sich in statische und dynamische Leistung. Die statische Leistung ist die Leistung bei konstanter Geschwindigkeit. Dies sind in erster Linie Reibungskräfte und Gravitationskräfte. Im Gegenzug dazu ist die dynamische Leistung die Leistung, die zum Beschleunigen und Verzögern benötigt wird. Beide Leistungsanteile haben bei unterschiedlichen Anwendungen unterschiedliche Auswirkungen.

**Horizontal /
Vertikal**

Dieser Zusammenhang soll anhand der vertikalen und horizontalen Bewegung erläutert werden:



Um die Anwendungen besser vergleichen zu können, gehen wir von gleicher Masse, gleicher Geschwindigkeit und gleicher Beschleunigung aus.

Kraft	vertikale Bewegung	horizontale Bewegung
Gravitationskraft	groß	null
Beschleunigungskraft	gleich groß	
Reibungskraft	wird in diesem Beispiel vernachlässigt	

Aus diesem Beispiel geht hervor, dass ein Hubwerk insgesamt eine größere Leistung benötigt als ein Fahrwerk. Außerdem wird beim Hubwerk die Motorgröße zu 90 % durch die Gravitationskraft und somit aus der statischen Leistung bestimmt.

Im Gegensatz dazu wird beim Fahrwerk die Motorgröße zu 90 % durch die Beschleunigungskraft und somit aus der dynamischen Leistung bestimmt.

**Hubwerk mit
Gegengewicht**

Ein weiterer Anwendungsfall ist ein Hubwerk mit Gegengewicht. Bei 100 % Gewichts- ausgleich wird die Gravitationskraft zu null, aber die Beschleunigungsleistung verdoppelt sich, weil sich die zu beschleunigende Masse verdoppelt hat. Die Gesamtleistung ist aber geringer als bei einem Hubwerk ohne Gegengewicht.

7.4 Widerstandskräfte

Widerstandskräfte sind Kräfte, die der Bewegung entgegenwirken.

Statische Widerstandskräfte

Haft- und Gleitreibung

Reibkraft

$$F_R = \mu \cdot F_N$$

F_R = Reibkraft [N]

μ = Reibwert

F_N = Gewichtskraft senkrecht zur Oberfläche [N]

Gewichtskraft

$$F_N = m \cdot g \cdot \cos \alpha$$

m = Masse [kg]

g = Erdbeschleunigung [m/s²]

α = Steigungswinkel [°]

Fahrwiderstand

$$F_F = m \cdot g \cdot \left(\frac{2}{D} \cdot \left(\mu_L \cdot \frac{d}{2} + f \right) + c \right)$$

F_F = Fahrwiderstand [N]

D = Laufraddurchmesser [mm]

μ_L = Lagerreibwert

d = Lagerdurchmesser [mm]

f = Hebelarm der Rollreibung [mm]

c = Spurkranz- und Seitenreibbeiwert

7

Der Fahrwiderstand setzt sich zusammen aus:

Rollreibung

$$F = m \cdot g \cdot \frac{2 \cdot f}{D}$$

Lagerreibung

$$F = m \cdot g \cdot \mu_L \cdot \frac{d}{D}$$

Spurreibung

$$F = m \cdot g \cdot c$$

Gravitationskräfte

**senkrecht
Hubwerk**

$$F = m \cdot g$$

**Hangabtriebs-
kraft**

$$F = m \cdot g \cdot \sin \alpha$$

Dynamische Widerstandskräfte

Beschleunigungskraft

Linearbewegung

$$F = m \cdot a$$

Kreisbewegung

$$M = J \cdot \alpha$$

7.5 Drehmomente

Linearbewegung

$$M = F \cdot r = \frac{F \cdot D}{2} \quad M [Nm] = \frac{F [N] \cdot D [mm]}{2000}$$

Kreisbewegung

$$M = J \cdot \alpha \quad M [Nm] = J [kgm^2] \cdot \frac{n [min^{-1}]}{9.55 \cdot t_A [s]}$$

7.6 Leistung

Linearbewegung

$$P = F \cdot v \quad P [kW] = \frac{F [N] \cdot v [m/s]}{1000}$$

Kreisbewegung

$$P = M \cdot \omega \quad P [kW] = \frac{M [Nm] \cdot n [min^{-1}]}{9550}$$

7.7 Wirkungsgrade

Der Gesamtwirkungsgrad der Anlage setzt sich durch Multiplikation aller Einzelwirkungsgrade im Antriebsstrang zusammen. Dies sind in der Regel:

- Getriebewirkungsgrad η_G
- Lastwirkungsgrad η_L

Gesamtwirkungsgrad $\eta_T = \eta_G \cdot \eta_L$

Dieser Gesamtwirkungsgrad muss bei statischer und bei dynamischer Leistung getrennt voneinander berücksichtigt werden.

7.8 Spindelberechnung**Spindeldrehzahl**

$$n = \frac{v}{P}$$

$$n [\text{min}^{-1}] = \frac{v \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \cdot 60 \cdot 10^3}{P [\text{mm}]}$$

n = Spindeldrehzahl
v = Geschwindigkeit der Last
P = Spindelsteigung

Winkelweg

$$\varphi = \frac{2\pi \cdot s}{P}$$

$$\varphi [^\circ] = \frac{360 \cdot s [\text{mm}]}{P [\text{mm}]}$$

φ = Winkelweg der Spindel
s = Weg der Last
P = Spindelsteigung

**Winkel-
beschleunigung**

$$\alpha = \frac{2\pi \cdot a}{P}$$

$$\alpha \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right] = \frac{2\pi \cdot a \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \cdot 1000}{P [\text{mm}]}$$

α = Winkelbeschleunigung der Spindel
a = Beschleunigung der Last
P = Spindelsteigung

**statisches
Drehmoment**

$$M = \frac{F \cdot P}{2\pi \cdot \eta}$$

$$M [\text{Nm}] = \frac{F [\text{N}] \cdot P [\text{mm}]}{2\pi \cdot 1000 \cdot \eta}$$

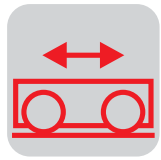
F = Widerstandskraft der Last z. B. durch Reibung
P = Spindelsteigung
M = Statisches Drehmoment
η = Spindelwirkungsgrad (siehe Tabellenanhang)

Dynamische Drehmomente werden nach den Formeln der Linearbewegung gerechnet.

7.9 Spezielle Formeln

Erläuterungen zu den einzelnen Formelzeichen siehe Zeichenlegende.

Größe	Horizontale Bewegung und Drehbewegung, Vertikalbewegung aufwärts	Vertikalbewegung abwärts (vereinfachte Rechnung mit Synchrondrehzahl)
Hochlaufzeit [s]	$t_A = \frac{\left(J_M + \frac{J_X}{\eta}\right) \cdot n_M}{9.55 \cdot \left(M_H - \frac{M_L}{\eta}\right)}$	$t_A = \frac{\left(J_M + \frac{J_X}{\eta}\right) \cdot n_S}{9.55 \cdot (M_H - M_L \cdot \eta)}$
Umschaltzeit [s]	$t_U = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta) \cdot (n_2 - n_1)}{9.55 \cdot (M_U + M_L \cdot \eta)}$	$t_U = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta) \cdot (n_{S2} - n_{S1})}{9.55 \cdot (M_U - M_L \cdot \eta)}$
Bremszeit [s]	$t_B = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta) \cdot n}{9.55 \cdot (M_B + M_L \cdot \eta)}$	$t_B = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta) \cdot n_S}{9.55 \cdot (M_B - M_L \cdot \eta)}$
Anlaufweg [mm]	$s_A = \frac{1}{2} \cdot t_A \cdot v \cdot 1000$	$s_A = \frac{1}{2} \cdot t_A \cdot \frac{n_S}{n_M} \cdot v \cdot 1000$
Umschaltweg [mm]	$s_U = \frac{1}{2} \cdot t_U \cdot v_2 \cdot 1000 \cdot \left(1 + \frac{n_1}{n_2}\right)$	$s_U = \frac{1}{2} \cdot t_U \cdot \frac{n_{S2}}{n_2} \cdot v_2 \cdot 1000 \cdot \left(1 + \frac{n_{S1}}{n_{S2}}\right)$
Anhalteweg [mm]	$s_B = v \cdot 1000 \cdot \left(t_2 + \frac{1}{2} \cdot t_B\right)$	$s_B = v \cdot 1000 \cdot \left(t_2 + \frac{1}{2} \cdot t_B\right)$
Anhaltegenauigkeit	$X_B \approx \pm 0.12 \cdot s_B$	$X_B \approx \pm 0.12 \cdot s_B$
Anlaufbeschleunigung [m/s ²]	$a_A = \frac{v}{t_A}$	$a_A = \frac{v}{t_A} \cdot \frac{n_S}{n_M}$
Umschaltverzögerung [m/s ²]	$a_U = \frac{v_2}{t_U} \cdot \left(1 - \frac{n_{M1}}{n_{M2}}\right)$	$a_U = \frac{v_2}{t_U} \cdot \left(1 - \frac{n_{M1}}{n_{M2}}\right) \cdot \frac{n_{S2}}{n_{M2}}$
Bremsverzögerung [m/s ²]	$a_B = \frac{v}{t_B}$	$a_B = \frac{v}{t_B}$
Schalthäufigkeit [c/h]	$Z_P = Z_0 \cdot \frac{1 - \frac{M_L}{M_H \cdot \eta} \cdot \frac{J_X}{J_M}}{\frac{J_M + J_Z + \frac{J_X}{\eta}}{J_M}} \cdot K_P$	$Z_P = Z_0 \cdot \frac{1 - \frac{M_L \cdot \eta}{M_H}}{\frac{J_M + J_Z + J_X \cdot \eta}{J_M}} \cdot K_P$
Bremsenergie [J]	$W_B = \frac{M_B}{M_B + M_L \cdot \eta} \cdot \frac{(J_M + J_Z + J_X \cdot \eta) \cdot n_M^2}{182.5}$	$W_B = \frac{M_B}{M_B - M_L \cdot \eta} \cdot \frac{(J_M + J_Z + J_X \cdot \eta) \cdot n_M^2}{182.5}$
Bremsenstandzeit [h]	$L_B = \frac{W_N}{W_B \cdot Z_N}$	$L_B = \frac{W_N}{W_B \cdot Z_N}$



8 Rechenbeispiel Fahrtrieb

Vorgaben

Es ist mit folgenden Angaben ein Drehstrombremsmotor mit Stirnradgetriebe auszulegen:

Masse des Fahrwagens:	$m_0 = 1500 \text{ kg}$
Zuladung:	$m_L = 1500 \text{ kg}$
Geschwindigkeit:	$v = 0,5 \text{ m/s}$
Raddurchmesser:	$D = 250 \text{ mm}$
Zapfendurchmesser:	$d = 60 \text{ mm}$
Reibpaarung:	Stahl/Stahl
Hebelarm der Rollreibung:	Stahl auf Stahl $f = 0,5 \text{ mm}$
Spurkranz- und Seitenreibungsbeiwert:	für Wälzlager $c = 0,003$
Lagerreibwert:	für Wälzlager $\mu_L = 0,005$
Vorgelege:	Kettenvorgelege, $i_V = 27/17 = 1,588$
Kettenraddurchmesser (getrieben):	$d_0 = 215 \text{ mm}$
Lastwirkungsgrad:	$\eta_L = 0,90$
Einschaltdauer:	40 % ED
Schalzhäufigkeit:	75 Fahrten/Stunde beladen und 75 Fahrten/Stunde leer, 8 Stunden/Tag

Es werden 2 Räder angetrieben. Die Räder dürfen beim Anfahren nicht durchrutschen.

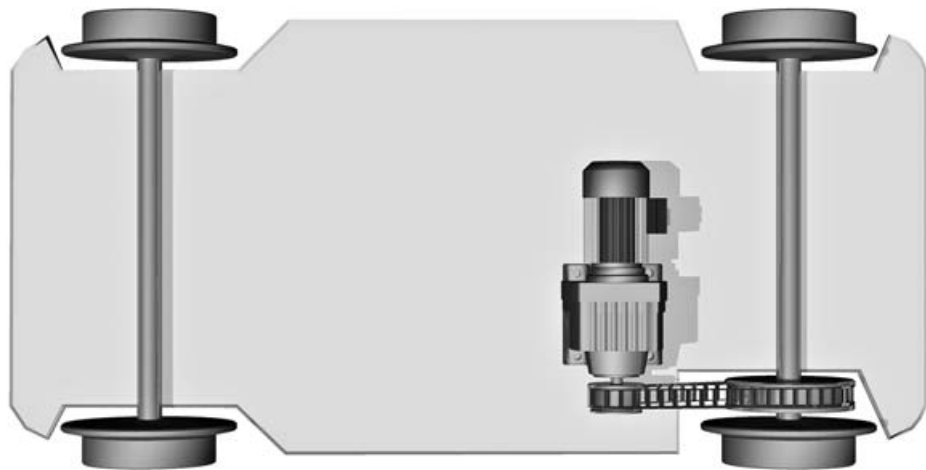
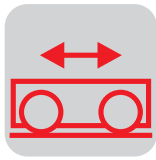


Bild 28: Fahrtrieb

00777AXX



8.1 Motorberechnung

Fahrwiderstand

$$F_F = m \cdot g \cdot \left(\frac{2}{D} \cdot \left(\mu_L \cdot \frac{d}{2} + f \right) + c \right) \quad [N]$$

beladen

$$\underline{F_F} = 3000 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \left(\frac{2}{250 \text{ mm}} \cdot \left(0.005 \cdot \frac{60 \text{ mm}}{2} + 0.5 \text{ mm} \right) + 0.003 \right) = \underline{241 \text{ N}}$$

leer

$$\underline{F_F} = 1500 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \left(\frac{2}{250 \text{ mm}} \cdot \left(0.005 \cdot \frac{60 \text{ mm}}{2} + 0.5 \text{ mm} \right) + 0.003 \right) = \underline{120.5 \text{ N}}$$

Für die Berechnung des Fahrwiderstandes ist es unerheblich, wie viele Laufräder im Einsatz sind.

Statische Leistung

Die statische Leistung P_S berücksichtigt alle Kräfte, die im unbeschleunigten Zustand auftreten. Dies sind unter anderem:

- Rollreibung
- Reibkräfte
- Hubkraft bei Steigung
- Windkraft

$$P_S = \frac{F_F \cdot v}{\eta}$$

Wirkungsgrad

η_T ist der Gesamtwirkungsgrad der Anlage, bestehend aus dem Getriebewirkungsgrad η_G und dem Wirkungsgrad externer Übertragungselemente η_L . Die Wirkungsgrade der Übertragungselemente können dem Tabellenanhang entnommen werden.

Stirn- und Kegelradverzahnung

Der Getriebewirkungsgrad bei Stirn- und Kegelradverzahnung kann mit $\eta_G = 0,98$ je Zahnradstufe angenommen werden (z. B. 3-stufiges Getriebe: $\eta_G = 0,94$). Die Wirkungsgrade von Schneckengetrieben entnehmen Sie bitte unter Beachtung der Getriebeübersetzung dem SEW-Getriebemotorenkatalog.

Da das Getriebe zu diesem Zeitpunkt noch nicht festgelegt ist, wird mit dem Mittelwert von 2- und 3-stufigen Getrieben $\eta_G = 0,95$ gerechnet.

Lastwirkungsgrad

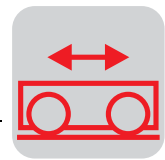
Der Lastwirkungsgrad ist abhängig von den Übertragungselementen nach dem Getriebe (z. B. Ketten, Riemen, Seile, Verzahnenteile ...).

Aus Tabellenanhang: Wirkungsgrad von Ketten $\eta_L = 0,90 \dots 0,96$.

Wenn keine genaueren Werte zur Verfügung stehen, wird mit dem kleinsten Wert ($\eta_L = 0,90$) gerechnet.

Gesamtwirkungsgrad

$$\underline{\eta_T} = \eta_G \cdot \eta_L = 0.95 \cdot 0.9 = \underline{0.85}$$



Rücktreibender Wirkungsgrad

Rücktreibende Wirkungsgrade können entsprechend folgender Formel errechnet werden:

$$\eta' = 2 - \frac{1}{\eta}$$

Daraus erkennt man, dass bei einem Wirkungsgrad von 50 % (0,5) und kleiner der rücktreibende Wirkungsgrad zu 0 wird (statische Selbsthemmung!).

Statische Leistung

beladen

$$P_S = \frac{241 \text{ N} \cdot 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.85} = 142 \text{ W} = \underline{0.142 \text{ kW}}$$

leer

$$P_S = \frac{120.5 \text{ N} \cdot 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.85} = 71 \text{ W} = \underline{0.071 \text{ kW}}$$

Die errechnete statische Leistung bezieht sich auf die Motorwelle.

Diese Leistung ist nur ein Teil der erforderlichen Motorleistung, da bei Horizontalantrieben die Beschleunigungsleistung (= dynamische Leistung) maßgebend ist.

Dynamische Leistung

Die dynamische Leistung ist die Leistung, die das gesamte System (Last, Übertragungsglieder, Getriebe und Motor) beschleunigt. Bei unregelmäßigen Antrieben stellt der Motor ein Hochlaufmoment zur Verfügung, mit dem dieses System beschleunigt wird. Je höher das Hochlaufmoment ist, desto größer ist die Beschleunigung.

Im Allgemeinen können die Massenträgheitsmomente von Übertragungsgliedern und Getrieben vernachlässigt werden. Das Massenträgheitsmoment des Motors ist noch nicht bekannt, da der Motor erst noch zu ermitteln ist. Daher muss nun ein Motor ausschließlich über die dynamische Leistung zur Beschleunigung der Last näherungsweise gerechnet werden. Da jedoch das Verhältnis von Last- zu Motormassenträgheitsmoment bei Fahrtrieben im Normalfall sehr hoch ist, kann der Motor hier schon sehr genau ermittelt werden. Dennoch ist eine nachträgliche Überprüfung notwendig.

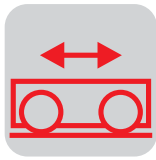
Gesamtleistung

$$P_T = P_{DL} + P_{DM} + P_S$$

$$P_T = \frac{m \cdot a \cdot v}{\eta} + P_{DM} + \frac{F_F \cdot v}{\eta}$$

P_T = Gesamtleistung
 P_{DL} = dynamische Leistung Last
 P_{DM} = dynamische Leistung Motor
 P_S = statische Leistung
 η = Gesamtwirkungsgrad

Der fehlende Wert der zulässigen Anlaufbeschleunigung a_p muss noch errechnet werden. Das Kriterium hierbei ist, dass die Laufräder nicht durchrutschen dürfen.

**Zulässige Anlaufbeschleunigung**

Die Räder rutschen, wenn die Umfangskraft F_U am Rad größer wird als die Reibkraft F_R .

Umfangskraft

Grenzfall: $F_U = m \cdot a = F_R = m' \cdot g \cdot \mu_0$

m' = auf den Treibrädern liegende Masse, mit 2 getriebenen Rädern ist $m' = m/2$
 $\mu_0 = 0,15$ (Haftreibungskoeffizient Stahl/Stahl, siehe Tabellenanhang)

zulässige Beschleunigung

$$a_P = \frac{1}{2} \cdot g \cdot \mu_0 = \frac{1}{2} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 0,15 = 0,74 \frac{m}{s^2}$$

Wenn die Beschleunigung a kleiner als die zulässige Beschleunigung a_P ist, so rutschen die Räder nicht durch.

Gesamtleistung

(ohne dynamische Leistung Motor)

beladen

$$\underline{P_T} = \frac{3000 \text{ kg} \cdot 0,74 \frac{m}{s^2} \cdot 0,5 \frac{m}{s}}{0,85} + \frac{241 \text{ N} \cdot 0,5 \frac{m}{s}}{0,85} = 1448 \text{ W}$$

leer

$$\underline{P_T} = \frac{1500 \text{ kg} \cdot 0,74 \frac{m}{s^2} \cdot 0,5 \frac{m}{s}}{0,85} + \frac{120,5 \text{ N} \cdot 0,5 \frac{m}{s}}{0,85} = 724 \text{ W}$$

Sanfte Beschleunigung

Das Durchrutschen der Laufräder aufgrund zu hoher Beschleunigung soll verhindert werden. Deshalb wird ein 2-poliger Motor gewählt. Durch das geringere Verhältnis von externem und Motormassenträgheitsmoment wird mehr Energie benötigt, den Motor auf die hohe Drehzahl zu beschleunigen. Der Beschleunigungsvorgang verläuft sanfter.

Hochlaufmoment

Bei 2-poligen Motoren dieser Leistungsklasse ist das Hochlaufmoment M_H um den Faktor 2 höher als das Bemessungsmoment. Da die eingegebene Beschleunigung die maximal zulässige Beschleunigung darstellt, wählen wir zunächst einen Motor, dessen Bemessungsleistung kleiner ist als die für den leeren Zustand errechnete Gesamtleistung P_{ges} .

gewählter Motor

DT71D2 /BM

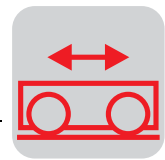
$P_N = 0,55 \text{ kW}$

$n_N = 2700 \text{ min}^{-1}$

$M_H/M_N = 1,9$

$J_M = 5,51 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$

Daten aus Katalog "Getriebemotoren"



Nachrechnung

Die bisherige Berechnung erfolgte ohne Motordaten. Daher ist eine detaillierte Nachrechnung mit Motordaten notwendig.

Anlaufverhalten

Auf die Motorwelle reduziertes externes Massenträgheitsmoment im leeren Zustand:

externes
Massenträgheits-
moment

$$J_X = 91.2 \cdot m \cdot \left(\frac{v}{n_M} \right)^2 = 91.2 \cdot 1500 \text{ kg} \cdot \left(\frac{0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2700 \text{ min}^{-1}} \right)^2 = 0.0047 \text{ kgm}^2$$

Drehmomente

Bemessungsmoment

$$M_N = \frac{P_N \cdot 9550}{n_M} = \frac{0.55 \text{ kW} \cdot 9550}{2700 \text{ min}^{-1}} = 1.95 \text{ Nm}$$

Hochlaufmoment

$$M_H = 1.9 \cdot M_N = 3.7 \text{ Nm}$$

M_H ist kein Katalogwert und muss umgerechnet werden.

Lastmoment
unbeladen

$$M_L = \frac{F_F \cdot v \cdot 9.55}{n_M} = \frac{120.5 \text{ N} \cdot 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 9.55}{2700 \text{ min}^{-1}} = 0.22 \text{ Nm}$$

M_L ist eine reine Rechengröße ohne Wirkungsgrad.

Lastmoment beladen

$$M_L = \frac{F_F \cdot v \cdot 9.55}{n_M} = \frac{241 \text{ N} \cdot 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 9.55}{2700 \text{ min}^{-1}} = 0.43 \text{ Nm}$$

8

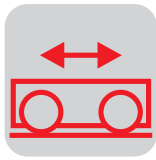
Anlaufzeit im leeren Zustand

$$t_A = \frac{\left(J_M + \frac{J_X}{\eta} \right)}{9.55 \cdot (M_H - M_L)} = \frac{\left(0.000551 \text{ kgm}^2 + \frac{0.0047 \text{ kgm}^2}{0.85} \right) \cdot 2700 \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot (3.7 \text{ Nm} - 0.25 \text{ Nm})} = 0.49 \text{ s}$$

Anlaufbeschleunigung im leeren Zustand

$$\underline{a_A} = \frac{v}{t_A} = \frac{0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.49 \text{ s}} = 1.02 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Die Anlaufbeschleunigung im leeren Zustand ist unzulässig hoch. Mit erhöhtem Motor-massenträgheitsmoment, z. B. durch Anbau eines schweren Lüfters, kann die Beschleunigung reduziert werden. Dies geht jedoch auf Kosten der zulässigen Schalthäufigkeit. Die Wahl eines kleineren Motors kann die Beschleunigung ebenfalls reduzieren.



Schwerer Lüfter

Erneute Nachrechnung im leeren Zustand mit schwerem Lüfter ($J_Z = 0,002 \text{ kgm}^2$):

Anlaufzeit

$$t_A = \frac{\left(J_M + J_Z + \frac{J_X}{\eta} \right) \cdot n_M}{9.55 \cdot \left(M_H - \frac{M_L}{\eta} \right)}$$

$$= \frac{\left((0.000551 + 0.002) \text{ kgm}^2 + \frac{0.0047 \text{ kgm}^2}{0.85} \right) \cdot 2700 \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot \left(3.7 \text{ Nm} - \frac{0.22 \text{ Nm}}{0.85} \right)} = 0.71 \text{ s}$$

Anlauf-
beschleunigung

$$\underline{a_A} = \frac{v}{t_A} = \frac{0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.71 \text{ s}} = 0.70 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Die Anlaufbeschleunigung im leeren Zustand ist im zulässigen Bereich, damit ist ein geeigneter Motor gefunden.

Anlaufzeit und Anlaufbeschleunigung im beladenen Zustand

Anlaufzeit

$$t_A = \frac{\left(J_M + J_Z + \frac{J_X}{\eta} \right) \cdot n_M}{9.55 \cdot \left(M_H - \frac{M_L}{\eta} \right)}$$

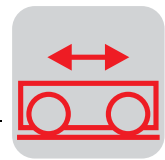
$$= \frac{\left((0.000551 + 0.002) \text{ kgm}^2 + \frac{0.0094 \text{ kgm}^2}{0.85} \right) \cdot 2700 \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot \left(3.7 \text{ Nm} - \frac{0.43 \text{ Nm}}{0.85} \right)} = 1.2 \text{ s}$$

Anlauf-
beschleunigung

$$\underline{a_A} = \frac{v}{t_A} = \frac{0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1.2 \text{ s}} = 0.41 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Anlaufweg

$$s_A = \frac{1}{2} \cdot t_A \cdot v \cdot 1000 = \frac{1}{2} \cdot 1.2 \text{ s} \cdot 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1000 = 300 \text{ mm}$$



zulässige
Schalthäufigkeit

beladen

$$Z_{PL} = Z_0 \cdot \frac{1 - \frac{M_L}{M_H \cdot \eta}}{\frac{J_M + J_Z + \frac{J_X}{\eta}}{J_M}} \cdot K_P$$

Leerschalthäufigkeit des Motors laut Katalog mit Bremsgleichrichter BGE.

$$Z_0 = 4600 \frac{c}{h}$$

$$\frac{P_S}{P_N} = \frac{0.142 \text{ kW}}{0.55 \text{ kW}} \approx 0.25 \quad 40 \% ED \rightarrow K_P = 0.7$$

$$Z_{PL} = 4600 \frac{c}{h} \cdot \frac{1 - \frac{0.43 \text{ Nm}}{3.7 \text{ Nm} \cdot 0.85}}{\frac{(0.000551 + 0.002) \text{ kgm}^2 + \frac{0.0094 \text{ kgm}^2}{0.85}}{0.000551 \text{ kgm}^2}} \cdot 0.7 = 112 \frac{c}{h}$$

leer

$$\frac{P_S}{P_N} = \frac{0.071 \text{ kW}}{0.55 \text{ kW}} \approx 0.13 \quad 40 \% ED \rightarrow K_P = 0.85$$

$$Z_{PE} = 4600 \frac{c}{h} \cdot \frac{1 - \frac{0.22 \text{ Nm}}{3.7 \text{ Nm} \cdot 0.85}}{\frac{(0.000551 + 0.002) \text{ kgm}^2 + \frac{0.0047 \text{ kgm}^2}{0.85}}{0.000551 \text{ kgm}^2}} \cdot 0.85 = 247 \frac{c}{h}$$

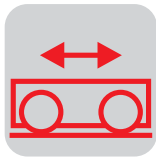
Mit folgender Formel kann die zulässige Schalthäufigkeit für die Kombination einer gleichen Anzahl von Fahrten im beladenen und leeren Zustand pro Zyklus ermittelt werden:

beladen und leer

$$\underline{Z_C} = \frac{Z_{PL} \cdot Z_{PE}}{Z_{PL} + Z_{PE}} = \frac{112 \cdot 247}{112 + 247} = 77 \frac{c}{h}$$

Z_C = Schalthäufigkeit je Zyklus
 Z_{PL} = zulässige Schalthäufigkeit beladen
 Z_{PE} = zulässige Schalthäufigkeit leer

Die Forderung von 75 Fahrten pro Stunde kann erfüllt werden.

**Bremsverhalten****Bremsmoment**

Beschleunigung und Verzögerung sollen vom Betrag her ähnlich sein. Zudem ist zu beachten, dass der Fahrwiderstand und somit das daraus resultierende Lastmoment das Bremsmoment unterstützen.

Bremsmoment

$$M_B \approx M_H - 2 \cdot M_L \cdot \eta = 3.7 \text{ Nm} - 2 \cdot 0.43 \text{ Nm} \cdot 0.85 \approx 2.8 \text{ Nm}$$

Bremszeit

$$t_B = \frac{(J_M + J_Z + J_X \cdot \eta) \cdot n_M}{9.55 \cdot (M_B + M_S \cdot \eta)} = \frac{(0.000551 + 0.002 + 0.0094 \cdot 0.85) \text{ kgm}^2 \cdot 2700 \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot (2.5 + 0.43 \cdot 0.85) \text{ Nm}} = 1.0 \text{ s}$$

Bremsverzögerung

$$a_B = \frac{v}{t_B} = \frac{0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1.0 \text{ s}} = 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

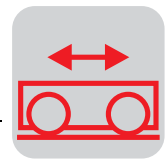
Anhalteweg

$$s_B = v \cdot 1000 \cdot \left(t_2 + \frac{1}{2} \cdot t_B \right) = 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1000 \cdot \left(0.005 \text{ s} + \frac{1}{2} \cdot 1.0 \text{ s} \right) = 252.5 \text{ mm}$$

$t_2 = t_{2II} = 0.005 \text{ s}$ für gleich- und wechselstromseitige Schaltung der Bremse (siehe Katalog "Getriebemotoren", Kap. Drehstrombremsmotoren).

Bremsgenauigkeit

$$X_B = \pm 0.12 \cdot s_B = \pm 0.12 \cdot 252.5 \text{ mm} = \pm 30.3 \text{ mm}$$



Bremsenergie

Die Bremsenergie wird in den Bremsbelägen in Wärme umgewandelt und ist ein Maß für den Verschleiß der Bremsbeläge.

beladen	$W_{BL} = \frac{M_B}{M_B + M_L \cdot \eta} \cdot \frac{(J_M + J_Z + J_X \cdot \eta) \cdot n_M^2}{182.5}$
	$W_{BL} = \frac{2.5 \text{ Nm}}{(2.5 + 0.43 \cdot 0.85) \text{ Nm}} \cdot \frac{(0.000551 + 0.002 + 0.0094 \cdot 0.85) \text{ kgm}^2 \cdot 2700^2 \text{ min}^{-2}}{182.5}$ $= 368 \text{ J}$
leer	$W_{BE} = \frac{2.5 \text{ Nm}}{(2.5 + 0.22 \cdot 0.85) \text{ Nm}} \cdot \frac{(0.000551 + 0.002 + 0.0047 \cdot 0.85) \text{ kgm}^2 \cdot 2700^2 \text{ min}^{-2}}{182.5}$ $= 244 \text{ J}$

Der Fahrwagen fährt abwechselnd im beladenen und leeren Zustand, so dass zur Berechnung der Bremsenstandzeit der Mittelwert der Bremsenergie W_B anzusetzen ist.

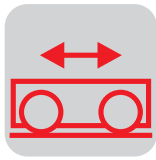
Bremsenergie	$W_B = \frac{W_{BL} + W_{BE}}{2} = \frac{368 \text{ J} + 244 \text{ J}}{2} = 306 \text{ J}$
--------------	---------------------------------------------------------------------------------------------

Bremsenstandzeit	$\underline{L_B} = \frac{W_N}{W_B \cdot Z} = \frac{120 \cdot 10^6 \text{ J}}{306 \text{ J} \cdot 150 \frac{\text{c}}{\text{h}}} = 2600 \text{ h}$ <p>W_N = Bemessungsbremsarbeit (siehe Tabellenanhang)</p>
------------------	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Nach 2600 Betriebsstunden (entspricht bei 8 Stunden/Tag ca. 1 Jahr) sollte spätestens die Bremse nachgestellt und der Belagträger kontrolliert werden.

8.2 Getriebeauslegung

Abtriebsdrehzahl	$n_a = 19.1 \cdot 10^3 \cdot \frac{v}{D} \cdot i_V = 19.1 \cdot 10^3 \cdot \frac{0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{250 \text{ mm}} \cdot \frac{27}{17} = 60.7 \text{ min}^{-1}$
Getriebeübersetzung	$\underline{i} = \frac{n_M}{n_a} = \frac{2700 \text{ min}^{-1}}{60.7 \text{ min}^{-1}} = 44.5$

**Betriebsfaktor**

Bei Betrieb mit 8 Stunden/Tag und 150 Fahrten/Stunde, also 300 Anlauf- und Bremsvorgänge pro Stunde, wird mit Hilfe von Bild "Notwendiger Betriebsfaktor f_B " im Kapitel "Getriebe" folgender Betriebsfaktor ermittelt:

$$\frac{J_X}{J_M + J_Z} = \frac{0.0094 \text{ kgm}^2}{(0.000551 + 0.002) \text{ kgm}^2} = 3.68 \Rightarrow \text{Stoßgrad 3}$$

$$\underline{f_B = 1.45}$$

Bei einem Massenbeschleunigungsfaktor > 20 , was bei Fahr Antrieben nicht selten ist, ist darauf zu achten, dass die Anlage möglichst spielarm ist. Bei Betrieb am Netz können sonst Getriebschäden verursacht werden.

Bezugsleistung

Die Bezugsleistung zur Getriebeberechnung ist grundsätzlich die Motorbemessungsleistung.

Abtriebsdrehmoment

$$M_a = \frac{P_N \cdot 9550}{n_a} = \frac{0.55 \text{ kW} \cdot 9550}{60.7 \text{ min}^{-1}} = 86.5 \text{ Nm}$$

passendes Getriebe: R27 mit $n_a = 60 \text{ min}^{-1}$ und $M_{a\max} = 130 \text{ Nm}$

Damit betragen Abtriebsdrehmoment M_a (bezogen auf die Motorbemessungsleistung), Betriebsfaktor f_B und Querkraft F_Q :

Abtriebsdrehmoment

$$\underline{M_a} = \frac{0.55 \text{ kW} \cdot 9550}{60 \text{ min}^{-1}} = \underline{87.5 \text{ Nm}}$$

Betriebsfaktor

$$\underline{f_B} = \frac{130 \text{ Nm}}{87.5 \text{ Nm}} = \underline{1.48}$$

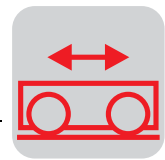
Querkraft

$$F_Q = \frac{M_a \cdot 2000}{\frac{d_0}{i_V}} \cdot f_Z = \frac{87.5 \text{ Nm} \cdot 2000}{\frac{215 \text{ mm}}{1.59}} \cdot 1.25 = 1617 \text{ N}$$

Zähnezahl < 20 , somit $f_Z = 1.25$ (siehe Tabellenanhang "Querkräfte, Axialkräfte")

Bei Riemenantrieben ist zusätzlich die Vorspannkraft zu beachten: $F_{Ra_zul} = 3530 \text{ Nm}$.

Damit steht der Antrieb fest: R27DT71D2 /BMG.



8.3 Fahrtrieb mit 2 Geschwindigkeiten

Der Fahrtrieb aus vorherigem Beispiel soll im Einrichtbetrieb um Faktor 4 geringere Geschwindigkeit fahren (8/2-poliger Motor). Zusätzlich soll die Haltegenauigkeit auf ± 5 mm reduziert werden. Die statischen Verhältnisse bleiben gleich.

Vorgaben

Masse des Fahrwagens: $m_0 = 1500$ kg
 Zuladung: $m_L = 1500$ kg
 Geschwindigkeit: $v = 0,5$ m/s
 Raddurchmesser: $D = 250$ mm
 Vom vorhergehenden Beispiel übernommen:
 Fahrwiderstand: $F_F = 241$ N
 statische Leistung: $P_S = 0,14$ kW
 Gesamtwirkungsgrad: $\eta_T = 0,85$

Umschaltverzögerung

Die Vorgehensweise ist gleich wie im vorhergehenden Beispiel, jedoch ist bei polumschaltbaren Motoren nicht die Anlaufbeschleunigung, sondern die Umschaltverzögerung von der schnellen auf die langsame Drehzahl der kritische Punkt. Polumschaltbare Motoren bringen ca. das 2,5-fache des Hochlaufmoments der "langsamen Wicklung" als Umschaltmoment auf.

Das Hochlaufmoment der "langsamen Wicklung" ist bei Motoren des zu erwartenden Leistungsbereichs ca. $1,7 \times$ Bemessungsmoment. Damit wird das zu erwartende Umschaltmoment ca.:

Umschaltmoment

$$M_U = 2,5 \cdot 1,7 \cdot M_{N8P} = 4,25 \cdot M_{N8P}$$

M_{N8P} = Bemessungsmoment der 8-poligen Wicklung

Motorauswahl

Deshalb wird zunächst ein Motor gewählt, dessen 8-polige Bemessungsleistung um mindestens Faktor 4,25 kleiner ist als die aus der Last errechnete dynamische Leistung bei zulässiger Beschleunigung.

Dynamische Leistung

$$P_{DL} = \frac{3000 \text{ kg} \cdot 0,74 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,85} = 1300 \text{ W}$$

Gesamtleistung

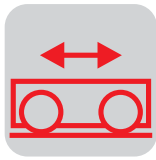
$$P_T = P_{DL} + P_S = 1300 \text{ W} + 140 \text{ W} = 1440 \text{ W}$$

$$\underline{P_{TU}} = \frac{1440 \text{ W}}{4,25} = \underline{340 \text{ W}}$$

gewählter Motor

DT71D8/2 /BM
 $P_N = 0,06/0,25$ kW
 $n_N = 675/2670$ min⁻¹
 $M_H/M_N = 1,4/1,8$
 $J_M = 5,3 \cdot 10^{-4}$ kgm²

Daten aus Katalog "Getriebemotoren"



Motorbemessungsmoment für die 2-polige Drehzahl

Bemessungsmoment

$$M_N = \frac{P_N \cdot 9550}{n_N} = \frac{0.25 \text{ kW} \cdot 9550}{2670 \text{ min}^{-1}} = 0.9 \text{ Nm}$$

Hochlaufmoment

$$M_H = 1.8 \cdot M_N = 1.6 \text{ Nm}$$

Lastmoment

$$M_L = \frac{F_F \cdot v \cdot 9550}{n_N} = \frac{241 \text{ N} \cdot 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 9.55}{2670 \text{ min}^{-1}} = 0.43 \text{ Nm}$$

 M_L ist eine reine Rechengröße ohne Wirkungsgrad.Externes
Massenträgheits-
moment

$$J_X = 91.2 \cdot m \cdot \left(\frac{v}{n_M} \right)^2 = 91.2 \cdot 3000 \text{ kg} \cdot \left(\frac{0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2670 \text{ min}^{-1}} \right)^2 = 0.0096 \text{ kgm}^2$$

Anlaufzeit

$$t_A = \frac{\left(J_M + \frac{J_X}{\eta} \right) \cdot n_M}{9.55 \cdot \left(M_H - \frac{M_L}{\eta} \right)} = \frac{\left(0.00053 \text{ kgm}^2 + \frac{0.0096 \text{ kgm}^2}{0.85} \right) \cdot 2670 \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot \left(1.6 \text{ Nm} - \frac{0.43 \text{ Nm}}{0.85} \right)} = 3.0 \text{ s}$$

Anlauf-
beschleunigung

$$a_A = \frac{v}{t_A} = \frac{0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{3.0 \text{ s}} = 0.17 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Umschalt-
verzögerung

Entscheidend ist bei polumschaltbaren Motoren jedoch die Umschaltverzögerung:

Umschaltzeit

$$t_U = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta) \cdot (n_2 - n_1)}{9.55 \cdot (M_U + M_L \cdot \eta)}$$

Umschalt-
drehmoment

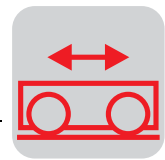
$$M_U = 2.5 \cdot M_{H8P} = 3 \text{ Nm}$$

Umschaltzeit

$$t_U = \frac{(0.00053 + 0.0096 \cdot 0.85) \text{ kgm}^2 \cdot (2670 - 675) \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot (3 + 0.43 \cdot 0.85) \text{ Nm}} = 0.54 \text{ s}$$

Umschalt-
beschleunigung

$$a_U = \frac{v \cdot \left(1 - \frac{n_{M1}}{n_{M2}} \right)}{t_U} = \frac{0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \left(1 - \frac{675 \text{ min}^{-1}}{2670 \text{ min}^{-1}} \right)}{0.54 \text{ s}} = 0.69 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$



Beim Umschalten ohne Last liegt der Wert bei $1,22 \text{ m/s}^2$. Wie bereits im vorhergehenden Beispiel berechnet, liegt die maximal zulässige Beschleunigung jedoch bei $a_P = 0,74 \text{ m/s}^2$. Das Umschaltverhalten kann nun durch die zwei nachfolgend beschriebenen Möglichkeiten verbessert werden.

Schwerer Lüfter

Der schwere Lüfter verlängert durch seine hohe Schwungmasse die Umschaltzeit. Jedoch wird die zulässige Schalthäufigkeit erheblich verringert.

Sanftumschalter (WPU)

Das WPU-Gerät macht sich die Umschaltmomenten-Verminderung (um ca. 50 %) bei 2-phasigem Umschalten zunutze. Die dritte Phase wird automatisch zugeschaltet.

Wir entscheiden uns für die Lösung mit WPU, da wir keine Einbußen in der Schalthäufigkeit hinnehmen wollen. Es ist in Extremfällen auch möglich, beide Mittel zusammen einzusetzen.

Damit wird für den Fall der Leerfahrt:

Umschaltzeit

$$t_U = \frac{(0.00053 + 0.0047 \cdot 0.85) \text{ kgm}^2 \cdot (2670 - 675) \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot (1.5 + 0.22 \cdot 0.85) \text{ Nm}} = 0.56 \text{ s}$$

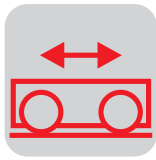
Umschalt-
beschleunigung

$$a_U = \frac{0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \left(1 - \frac{675 \text{ min}^{-1}}{2670 \text{ min}^{-1}}\right)}{0.56 \text{ s}} = 0.67 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Zulässige Schalt-
häufigkeit beladen

$$Z_P = Z_0 \cdot \frac{1 - \frac{M_L}{M_H \cdot \eta}}{J_M + J_Z + \frac{J_X}{\eta}} \cdot K_P$$

$$Z_P = 9000 \frac{\text{c}}{\text{h}} \cdot \frac{1 - \frac{0.43 \text{ Nm}}{1.6 \text{ Nm} \cdot 0.85}}{\frac{0.00053 \text{ kgm}^2 + \frac{0.0096 \text{ kgm}^2}{0.85}}{0.00053 \text{ kgm}^2}} \cdot 0.65 = 180 \frac{\text{c}}{\text{h}}$$



Zusätzliche Erwärmung beim Umschalten

Zudem muss wegen der zusätzlichen Erwärmung beim Umschalten ein Faktor von 0,7 eingerechnet werden. Somit ist der Antrieb in der Lage, den voll beladenen Fahrwagen mit einer Schalthäufigkeit $Z_{PL} = 180 \cdot 0,7 = 126$ mal zu verfahren.

Die zulässige Schalthäufigkeit erhöht sich, wenn der Motor mit Isolationsklasse H oder mit Fremdlüfter ausgestattet ist.

Eine weitere Möglichkeit, die zulässige Schalthäufigkeit zu erhöhen, ist das Anfahren in der langsamen Geschwindigkeit (in der höherpoligen Wicklung).

Beim Anfahren in der langsamen Drehzahl und darauf folgendem Umschalten in die hohe Drehzahl erhöht sich die errechnete Schalthäufigkeit um ca. 25 %.

Dabei entsteht jedoch ein zusätzlicher Laststoß, der bei einigen Anwendungen unerwünscht ist. Zudem erhöht sich die Taktzeit.

Schalthäufigkeit mehrerer Zyklen

Der Wagen fährt beladen in eine Richtung und leer zurück. Die zulässige Schalthäufigkeit im beladenen Zustand haben wir mit 126 c/h errechnet. Mit den vorherigen Formeln und dem Leergewicht lässt sich nun die Schalthäufigkeit im unbeladenen Zustand errechnen.

Fahrwiderstand

$$F_F = m \cdot g \cdot \left(\frac{2}{D} \cdot \left(\mu_L \cdot \frac{d}{2} + f \right) + c \right)$$

$$F_F = 1500 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \left(\frac{2}{250 \text{ mm}} \cdot \left(0.005 \cdot \frac{60 \text{ mm}}{2} + 0.5 \text{ mm} \right) + 0.003 \right) = 120 \text{ N}$$

Statisches Moment

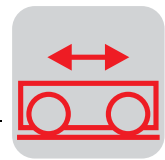
$$M_L = \frac{F_F \cdot v \cdot 9550}{n_M} = \frac{120 \text{ Nm} \cdot 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 9550}{2670 \text{ min}^{-1}} = 0.22 \text{ Nm}$$

M_L ist eine reine Rechengröße ohne Wirkungsgrad.

Zulässige Schalthäufigkeit

$$Z_{PE} = 9000 \frac{\text{c}}{\text{h}} \cdot \frac{1 - \frac{0.22 \text{ Nm}}{1.6 \text{ Nm} \cdot 0.85}}{\frac{0.00053 \text{ kgm}^2 + \frac{0.0048 \text{ kgm}^2}{0.85}}{0.00053 \text{ kgm}^2}} \cdot 0.7 \cdot 0.7 = 320 \frac{\text{c}}{\text{h}}$$

Der Motor kommt nach 126 c/h beladen oder nach 320 c/h unbeladen zur thermischen Auslastung.



Um dies in Zyklen auszudrücken, muss ein Mittelwert nach folgender Formel berechnet werden.

Zulässige
Schalthäufigkeit

$$Z_P = \frac{Z_{PE} \cdot Z_{PL}}{Z_{PE} + Z_{PL}} = \frac{320 \frac{c}{h} \cdot 126 \frac{c}{h}}{320 \frac{c}{h} + 126 \frac{c}{h}} = 90 \frac{c}{h}$$

Mehr als 2 Belastungsarten

Annahme

Bei mehr als 2 unterschiedlichen Belastungsarten müssen die Einzelschaltungen in entsprechende Leerschaltungen umgerechnet werden.

Das Fahrwerk fährt entlang einer schiefen Ebene.

Der Zyklus lautet:

1. Fahrt: mit Last auf
2. Fahrt: mit Last ab
3. Fahrt: mit Last auf
4. Fahrt: ohne Last ab

Danach beginnt der Zyklus von vorne.

Werte für die
Schalthäufigkeiten

Die Werte sind willkürlich gewählt.

Schalthäufigkeit	mit Last auf	mit Last ab	ohne Last auf	ohne Last ab
Schalthäufigkeit [c/h]	49	402	289	181

8

Leerschalt-
häufigkeit

Die zulässige Leerschalthäufigkeit des Motors ist laut Katalog 1200 c/h.

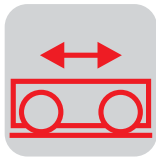
Zunächst wird berechnet, wie viele Leerschaltungen einer Lastschaltung in der jeweiligen Fahrt entsprechen.

$$\begin{aligned}
 1200/49 &= 24,5 \quad \text{mit Last auf (24,5 Leerschaltungen entsprechen einer Last-} \\
 &\quad \text{schaltung)} \\
 + 1200/402 &= 3,0 \quad \text{mit Last ab} \\
 + 1200/49 &= 24,5 \quad \text{mit Last auf} \\
 + 1200/181 &= 6,6 \quad \text{ohne Last ab} \\
 &\underline{58,6}
 \end{aligned}$$

In Worten

Von den 1200 c/h, die der Motor leer hochlaufen darf, werden 58,6 Leerschaltungen während eines Zyklus "verbraucht".

Damit dürfen $1200/58,6 = 20,5$ Spielzyklen pro Stunde gefahren werden.

**Berechnung der Haltegenauigkeit**

Die Berechnungen beziehen sich auf die Lastfahrt, da der Bremsweg länger und damit die Haltegenauigkeit hier kleiner ist als bei Leerfahrt.

Bremsmoment

Das Bremsmoment wird wie im vorhergehenden Beispiel mit 2,5 Nm gewählt.

Bremszeit

$$t_B = \frac{(J_M + J_Z + J_X \cdot \eta) \cdot n_M}{9.55 \cdot (M_B + M_L \cdot \eta)}$$

$$t_B = \frac{(0.00053 + 0.0096 \cdot 0.85) \text{ kgm}^2 \cdot 675 \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot (2.5 + 0.43 \cdot 0.85) \text{ Nm}} = 0.21 \text{ s}$$

Bremsverzögerung

$$a_B = \frac{v}{t_B} = \frac{0.13 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.21 \text{ s}} = 0.62 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Bremsweg

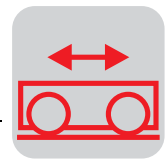
$$s_B = v \cdot 1000 \cdot \left(t_2 + \frac{1}{2} \cdot t_B \right)$$

$t_2 = t_{2II} = 0,005 \text{ s}$ für gleich- und wechselstromseitige Schaltung der Bremse.

$$s_B = 0.13 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1000 \cdot \left(0.005 \text{ s} + \frac{1}{2} \cdot 0.21 \text{ s} \right) = 14 \text{ mm}$$

Haltegenauigkeit

$$X_B \approx \pm 0.12 \cdot s_B = \pm 0.12 \cdot 14 \text{ mm} = \pm 1.7 \text{ mm}$$

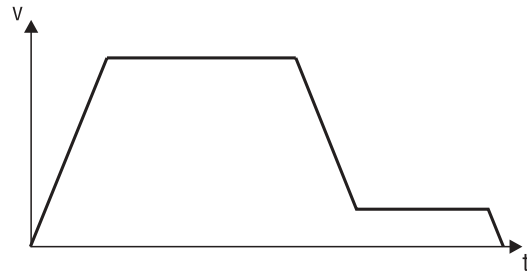


8.4 Fahr Antrieb mit Frequenzumrichter

Vorgaben

Ein Wagen mit einem Leergewicht von $m_0 = 500 \text{ kg}$ soll eine Zuladung von $m_L = 5 \text{ t}$ über eine Strecke von $s_T = 10 \text{ m}$ in $t_T = 15 \text{ s}$ befördern. Auf dem Rückweg fährt der Wagen unbeladen und soll daher leer mit doppelter Geschwindigkeit fahren.

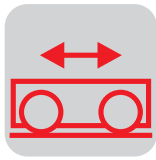
Für die Beschleunigung werden $a = 0,5 \text{ m/s}^2$ festgelegt. Zusätzlich müssen nach der Verzögerungsrampe zur Verbesserung der Haltegenauigkeit $0,5 \text{ s}$ Positionierfahrt eingeplant werden.



00780AXX

Bild 29: Fahrdiagramm

Raddurchmesser:	$D = 315 \text{ mm}$
Zapfendurchmesser:	$d = 60 \text{ mm}$
Reibpaarung:	Stahl/Stahl
Hebelarm der Rollreibung:	Stahl auf Stahl $f = 0,5 \text{ mm}$
Spurkranz- und Seitenreibungsbeiwert:	für Wälzlager $c = 0,003$
Lagerreibwert:	für Wälzlager $\mu_L = 0,005$
Vorgelege:	Kettenvorgelege, $i_V = 27/17 = 1,588$
Kettenraddurchmesser (getrieben):	$d_0 = 215 \text{ mm}$
Lastwirkungsgrad:	$\eta_L = 0,90$
Getriebewirkungsgrad:	$\eta_G = 0,95$
Einschaltdauer:	60 % ED
Querkraftzuschlagsfaktor:	$f_Z = 1,25$
Stellbereich:	1 : 10
Schalzhäufigkeit:	50 Fahrten/Stunde



Optimierung des Fahrdiagrammes

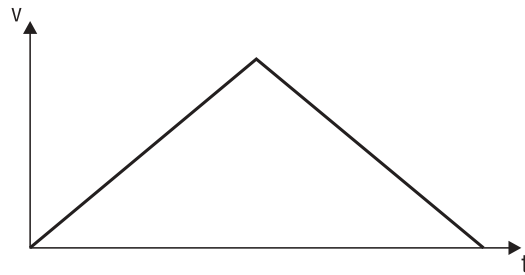
Optimierung auf minimale Beschleunigung.

$$a = \frac{4 \cdot s}{t^2}$$

$$v = \frac{2 \cdot s}{t}$$

$$t_A = \frac{t}{2}$$

$$s_A = \frac{s}{2}$$

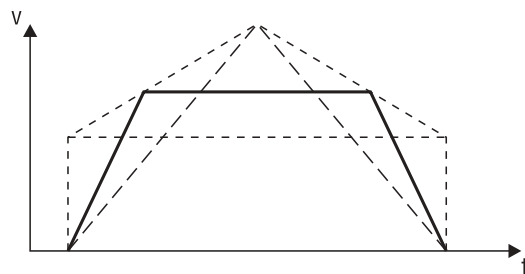


00781AXX

Bild 30: Optimierung auf Beschleunigung

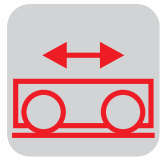
Optimierung auf Geschwindigkeit. Die Beschleunigung ist vorgegeben.

$$v = \frac{a \cdot t - \sqrt{(a \cdot t)^2 - 4 \cdot a \cdot s}}{2}$$



00782AXX

Bild 31: Optimierung auf Geschwindigkeit

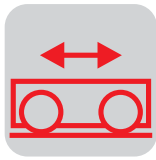


Positionierzeit

Obwohl die Positionierzeit vernachlässigt wird, ist das Ergebnis hinreichend genau.

Geschwindigkeit	$\underline{v} = \frac{0.5 \frac{m}{s^2} \cdot 14.5 s - \sqrt{\left(0.5 \frac{m}{s^2} \cdot 14.5 s\right)^2 - 4 \cdot 0.5 \frac{m}{s^2} \cdot 10 m}}{2} = 0.77 \frac{m}{s}$
Hochlaufzeit	$t_A = \frac{v}{a} = \frac{0.77 \frac{m}{s}}{0.5 \frac{m}{s^2}} = 1.54 s$
Hochlaufweg	$s_A = \frac{1}{2} \cdot v \cdot t_A = \frac{1}{2} \cdot 0.77 \frac{m}{s} \cdot 1.54 s = 0.593 m$
Umschaltzeit	$t_U = \frac{\Delta v}{a} = \frac{(0.77 - 0.077) \frac{m}{s}}{0.5 \frac{m}{s^2}} = 1.39 s$
Umschaltweg	$s_U = t_U \cdot \left(\frac{\Delta v}{2} + v_1\right) = 1.39 s \cdot \left(\frac{(0.77 - 0.077) \frac{m}{s}}{2} + 0.077 \frac{m}{s}\right) = 0.588 m$
Positionierweg	$s_P = v \cdot t = 0.077 \frac{m}{s} \cdot 0.5 s = 0.0385 m$
Fahrweg	$s_F = s_T - s_A - s_U - s_1 = 8.78 m$
Fahrzeit	$t_F = \frac{s}{v} = \frac{8.78 m}{0.77 \frac{m}{s}} = 11.4 s$
Gesamtzeit	$\underline{t_T} = t_A + t_F + t_U + t_1 = 14.8 s$

Der Fahrzyklus ist somit berechnet.

**Leistungs-
berechnung**

Fahrwiderstand

$$F_F = m \cdot g \cdot \left(\frac{2}{D} \cdot \left(\mu_L \cdot \frac{d}{2} + f \right) + c \right)$$

$$\underline{F_F} = 5500 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \left(\frac{2}{315} \cdot \left(0.005 \cdot \frac{60 \text{ mm}}{2} + 0.5 \text{ mm} \right) + 0.003 \right) = \underline{385 \text{ N}}$$

statische Leistung

$$\underline{P_S} = \frac{F_F \cdot v}{1000 \cdot \eta} = \frac{385 \text{ N} \cdot 0.77 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1000 \cdot 0.85} = \underline{0.35 \text{ kW}}$$

Lastmoment

$$\underline{M_L} = \frac{F_F \cdot v \cdot 9550}{n_N} = \frac{385 \text{ N} \cdot 0.77 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 9.55}{1400 \text{ min}^{-1}} = \underline{2.02 \text{ Nm}}$$

 M_L ist eine reine Rechengröße ohne Wirkungsgrad.

Dynamische Leistung ohne Motormassenträgheitsmoment zum Abschätzen der Motorleistung.

dynamische Leistung

$$\underline{P_{DL}} = \frac{m \cdot a \cdot v}{1000 \cdot \eta} = \frac{5500 \text{ kg} \cdot 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0.77 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1000 \cdot 0.85} = \underline{2.49 \text{ kW}}$$

Gesamtleistung ohne Beschleunigungsleistung der Motormasse, die noch nicht feststeht.

Gesamtleistung

$$\underline{P_T} = P_S + P_{DL} = 0.35 \text{ kW} + 2.49 \text{ kW} = \underline{2.84 \text{ kW}}$$

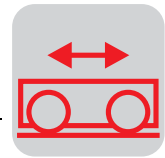
Da zum Beschleunigen vom Frequenzumrichter 150 % Bemessungsstrom zur Verfügung gestellt werden kann, wählen wir einen 2,2 kW Motor.

gewählter Motor

DV100M4 /BMG

 $P_N = 2,2 \text{ kW}$ $n_N = 1410 \text{ min}^{-1}$ $J_M = 59 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$ (inkl. Bremse)

Daten aus Katalog "Getriebemotoren"



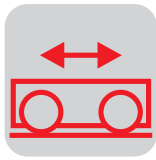
Beschleunigungsleistung

Hochlaufmoment	$M_H = \frac{\left(J_M + \frac{1}{\eta} \cdot J_X \right) \cdot n_M}{9.55 \cdot t_A} + \frac{M_L}{\eta}$
externes Massenträgheitsmoment	$J_X = 91.2 \cdot m \cdot \left(\frac{v}{n_M} \right)^2 = 91.2 \cdot 5500 \text{ kg} \cdot \left(\frac{0.77 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1400 \text{ min}^{-1}} \right)^2 = 0.1517 \text{ kgm}^2$
Hochlaufmoment	$M_H = \frac{\left(0.00481 \text{ kgm}^2 + \frac{1}{0.85} \cdot 0.1517 \text{ kgm}^2 \right) \cdot 1400 \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot 1.54 \text{ s}} + \frac{2.02 \text{ Nm}}{0.85} = 19.8 \text{ Nm}$
Bemessungsmoment	$M_N = \frac{2.2 \text{ kW} \cdot 9550}{1400 \text{ min}^{-1}} = 15 \text{ Nm}$
M_H / M_N	$\frac{M_H}{M_N} = \frac{19.8 \text{ Nm}}{15 \text{ Nm}} = 132 \%$

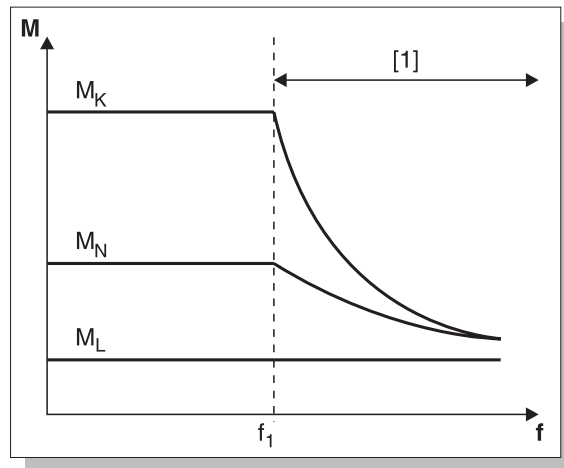


Da im unteren Drehzahlbereich (< 25 % der Bemessungsdrehzahl) das am Motor abnehmbare Drehmoment nicht proportional dem Motorstrom ist, wird bei 150 % Motorstrom (angepasster Umrichter) mit einem Motordrehmoment von 130 % M_N gerechnet.

In unserem Berechnungsbeispiel wird 132 % M_N benötigt, ist also gerade noch zulässig.

**Stellbereich***Feldschwächbereich*

Wird der Motor oberhalb der Eckfrequenz f_1 (im sog. Feldschwächbereich) betrieben, muss darauf geachtet werden, dass sowohl das reziprok fallende Bemessungsmoment als auch das quadratisch fallende Kippmoment höher sind als das erforderliche Lastmoment.



00783BXX

Bild 32: Feldschwächbereich

[1] = Feldschwächbereich
 f_1 = Eckfrequenz

Reduzierte Drehzahl im Bereich konstanten Drehmomentes

Motoren mit Eigenkühlung können beim Betrieb mit reduzierter Drehzahl durch die verminderte Lüfterdrehzahl die entstehende Wärme nicht in vollem Maße abführen. Entscheidend für die richtige Dimensionierung ist hier die genaue Kenntnis der maximalen Einschaltdauer und der Drehmomentenbelastung in diesem Bereich. Oft muss eine Fremdbelüftung oder ein größerer Motor eingesetzt werden, der durch die größere Oberfläche mehr Wärme abführen kann.

Dimensionierungsrichtlinien im Stellbereich

- mindestens Wärmeklasse F
- Temperaturfühler (TF) oder Bimetall-Auslöser (TH) im Motor vorsehen
- wegen Drehzahlbereich, Wirkungsgrad η , und $\cos \varphi$ 4-polige Motoren verwenden

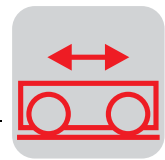
Ausführliche Projektierungshinweise hierzu finden Sie in "Praxis der Antriebstechnik – Frequenzumrichter".

Feldschwächbereich

Da die Last bei der schnellen Rückfahrt sehr gering ist, wird der Motor im Feldschwächbereich mit 100 Hz betrieben. Dies macht eine Drehmomentüberprüfung notwendig.

Motorbemessungsmoment bei Eckfrequenz: $M_N = 15 \text{ Nm}$

Kippmoment bei Eckfrequenz: $M_K = 35 \text{ Nm}$



bei 100 Hz-Betrieb

Bemessungsmoment

$$M_{N(100Hz)} = 15 \text{ Nm} \cdot \frac{50 \text{ Hz}}{100 \text{ Hz}} = 7.5 \text{ Nm}$$

Kippmoment

$$M_{K(100Hz)} = 35 \text{ Nm} \cdot \left(\frac{50 \text{ Hz}}{100 \text{ Hz}} \right)^2 = 8.75 \text{ Nm}$$

Das Lastmoment beträgt bei $m_0 = 500 \text{ kg}$ (Leerfahrt) einschließlich dem Beschleunigungsanteil und Wirkungsgrad $0,22 \text{ Nm} + 1,5 \text{ Nm} = 1,72 \text{ Nm}$. Somit ist der Betrieb im Feldschwäcbereich zulässig.

87 Hz-Kennlinie

Bei Verwendung der 87 Hz-Kennlinie kann für das vorangegangene Beispiel ein Motor gewählt werden, der einen Typensprung kleiner ist.

gewählter Motor

DT 90 L4 BMG

$P_N = 1,5 \text{ kW}$ bei $n_N = 1400 \text{ min}^{-1}$

$P_N = 2,2 \text{ kW}$ bei $n_N = 2440 \text{ min}^{-1}$

$J_M = 39,4 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$ (inkl. Bremse)

Daten aus Katalog "Getriebemotoren"

8

Dieser Motor kann bei Verwendung der 87 Hz-Kennlinie in Verbindung mit einem 2,2 kW-Umrichter im Dauerbetrieb eine Leistung von 2,2 kW abgeben.

Das Lastmoment beträgt, bezogen auf die neue Bemessungsdrehzahl $n_N = 2440 \text{ min}^{-1}$, **$M_L = 1,16 \text{ Nm}$** .

Das neue Motorbemessungsmoment beträgt, bezogen auf $n_N = 2440 \text{ min}^{-1}$ und $P_N = 2,2 \text{ kW}$,

$M_N = 8,6 \text{ Nm}$.

externes Massenträgheitsmoment

$$J_X = 91.2 \cdot m \cdot \left(\frac{v}{n_M} \right)^2 = 91.2 \cdot 5500 \text{ kg} \cdot \left(\frac{0.77 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2440 \text{ min}^{-1}} \right)^2 = 0.0497 \text{ kgm}^2$$

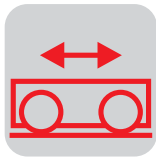
Hochlaufmoment

$$M_H = \frac{\left(J_M + \frac{J_X}{\eta} \right) \cdot n_M}{9.55 \cdot t_a} + \frac{M_L}{\eta} = 11.72 \text{ Nm}$$

M_H / M_N

$$\frac{M_H}{M_N} = \frac{11.72 \text{ Nm}}{8.6 \text{ Nm}} = 136 \%$$

Die 87 Hz-Kennlinie ist zulässig.

**Drehzahlregelung**

Die Eigenschaften des Drehstrommotors am Frequenzumrichter werden durch die Option "Drehzahlregelung" verbessert.

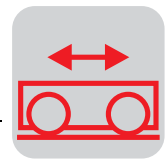
- Folgende Komponenten werden zusätzlich benötigt:
 - am Motor angebauter Drehimpulsgeber
 - im Umrichter integrierter Drehzahlregler
- Folgende antriebstechnische Eigenschaften werden durch eine Drehzahlregelung erreicht:
 - Stellbereich der Drehzahl bis 1:100 bei $f_{\max} = 50 \text{ Hz}$
 - Lastabhängigkeit der Drehzahl $< 0,3 \%$ bezogen auf n_N und Lastsprung $\Delta M = 80 \%$
 - Ausregelzeit bei Laständerung wird auf ca. 0,3 ... 0,6 s verkleinert

Bei entsprechender Umrichterzuordnung kann der Motor sogar Kurzzeit-Drehmomente erzeugen, die sein Kippmoment bei Netzbetrieb übersteigen. Maximale Beschleunigungswerte werden erreicht, wenn der Antrieb auf $f_{\max} < 40 \text{ Hz}$ projektiert wird und die Eckfrequenz auf 50 Hz eingestellt ist.

Synchronlauf

Mit der Funktion "Synchronlauf" kann eine Gruppe von Asynchronmotoren winkelsynchron zueinander oder in einem einstellbaren Proportionalverhältnis betrieben werden.

- Folgende Komponenten werden zusätzlich benötigt:
 - am Motor angebauter Drehimpulsgeber
 - im Umrichter integrierter Synchronlaufregler/Drehzahlregler
- Folgende Aufgaben sind lösbar:
 - Winkelsynchroner Lauf von 2 bis 10 Antrieben ("elektrische Welle")
 - Proportionaler Lauf (einstellbares Synchron-Übersetzungsverhältnis, "elektronisches Getriebe")
 - Zeitweiser Synchronlauf mit interner Erfassung der Winkeldifferenz während des Freilaufs ("fliegende Säge")
 - Synchroner Lauf mit Versatz ohne neuen Bezugspunkt (Torsionsprüfstände, Erzeugen von Unwucht in Rüttlern)
 - Synchroner Lauf mit Versatz und mit neuem Bezugspunkt (Übergabebänder)



"Fliegende Säge" Ein kontinuierlich bewegter Kunststoffstrang soll in genauen Abständen von einem Meter gesägt werden.

Vorgaben	Vorschubgeschwindigkeit:	0,2 m/s
	max. Verfahrweg der Säge:	1 m
	Sägenmasse:	50 kg
	Dauer des Sägevorgangs:	1 s / 0,4 m

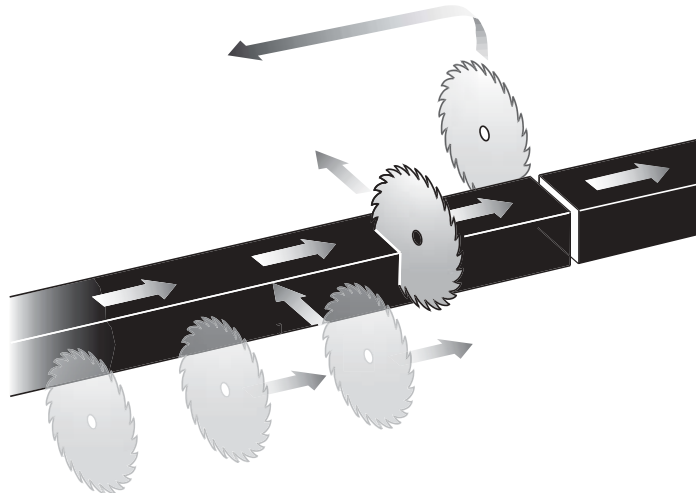


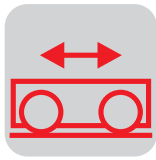
Bild 33: "Fliegende Säge"

50306AXX

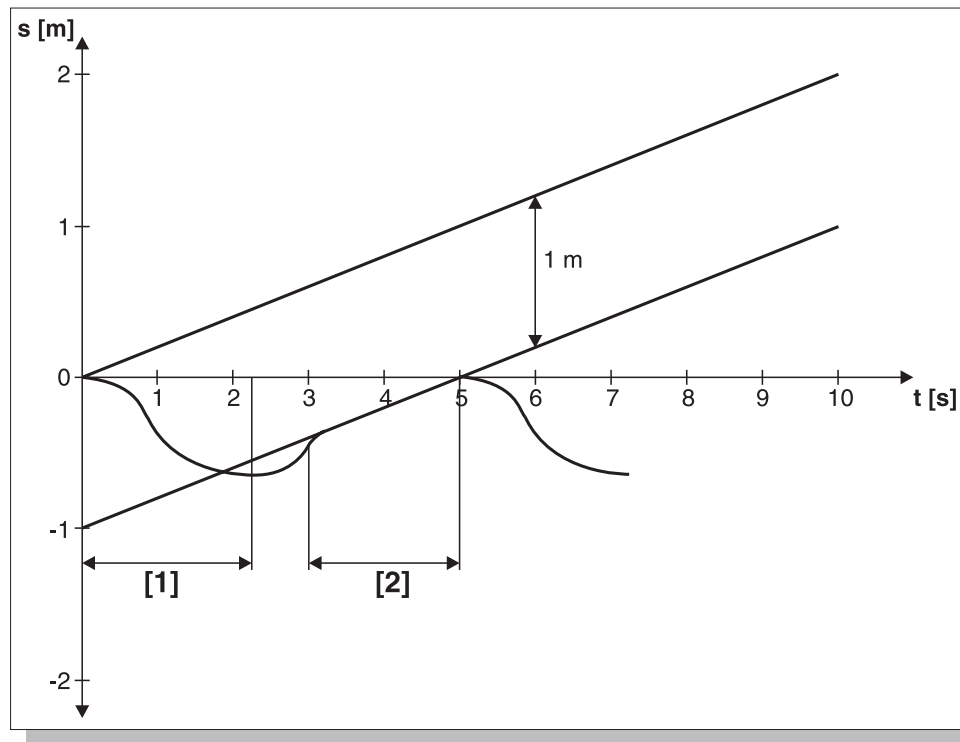
Der Einfachheit halber sind die Kettenraddurchmesser gleich (215 mm). Der Bandantrieb liegt mit R63 DT71D4 ($i = 42,98$) berechnet auf eine Umrichterfrequenz von 30 Hz fest. Wenn möglich soll das gleiche Getriebe auch für den Sägenvorschub verwendet werden.

Erläuterung Die 30 Hz des Bandantriebs wurden gewählt, damit die Säge bei gleicher Getriebeübersetzung die Möglichkeit hat, das Band schnell aufzuholen. Dies ist nicht zwingend notwendig. Bei der Wahl unterschiedlicher Getriebeübersetzungen ist eine Anpassung in der Synchronlaufelektronik programmierbar.

Ablauf Nach erfolgtem Sägen in Synchronität der Antriebe erfolgt ein zeitlich begrenzter Freilauf des Sägenantriebs. Der Abstand der Achsen wird intern jedoch weiter gezählt. Zusätzlich kann ein so genannter Slave-Zähler programmiert werden. Dieser errechnet über die programmierte Impulszahl einen neuen Bezugspunkt, der genau um den Sägeabstand versetzt liegt.



Den Freilauf nutzt die Sägeachse, um zurück zu fahren. Eine dort angebrachte Lichtschranke beendet den Freilauf mit einem Binärsignal auf den Synchronlaufregler. Die Sägeachse fährt den neuen Bezugspunkt an. Durch ein programmierbares Ausgaberelais im Umrichter (Slave in Position) wird der Sägevorgang ausgelöst.



00785BXX

Bild 34: Weg-Zeit-Diagramm der "fliegenden Säge"

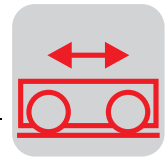
- [1] = Rückfahrt
[2] = Synchronlauf

Nach 2 Sekunden soll der Rückweg (800 mm, 200 mm Reserve) zurückgelegt sein.

Umrichterfrequenz

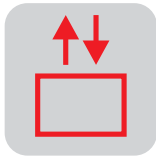
Mit den bekannten "Formeln der Antriebstechnik" ergibt sich, dass bei einer Beschleunigung von 1 m/s^2 eine Geschwindigkeit von $0,55 \text{ m/s}$ gefahren wird, was folgender Umrichterfrequenz entspricht:

$$f = \frac{0,55 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \cdot 30 \text{ Hz} \approx 85 \text{ Hz}$$

*Weg-Zeit-Diagramm*

D. h. es kann derselbe Antrieb wie im Förderband benutzt werden, wobei sich die 87 Hz-Kennlinie anbietet. Eine Leistungsbestimmung ist wie in den vorangegangenen Beispielen durchzuführen. Das Aufholen muss in ca. 1 Sekunde geschehen und wird vom Umrichter mit f_{\max} gefahren. Die Beschleunigung wird vom eingestellten K_P -Regelfaktor bestimmt. Danach sind noch 2 Sekunden zum Sägen übrig, was noch etwas Reserven offen lässt.

Wie man aus dem Weg-Zeit-Diagramm erkennt, ist für die Projektierung wichtig, dass die Rückfahrt beendet sein sollte, kurz bevor das Sägen beginnt, um sich unnötig lange Aufholwege zu ersparen.



9 Rechenbeispiel Hubantrieb

Vorgaben

Hubantriebe benötigen den Hauptanteil Ihres Drehmoments schon für den unbeschleunigten (quasistationären) Zustand. Zum Beschleunigen der Massen wird daher nur ein geringer Drehmoment-Anteil benötigt (Ausnahme: Hubwerk mit Gegengewicht).

Masse des Hubrahmens:	$m_0 = 200 \text{ kg}$
Masse der Last:	$m_L = 300 \text{ kg}$
Hubgeschwindigkeit:	$v = 0,3 \text{ m/s}$
Kettenraddurchmesser:	$D = 250 \text{ mm}$
Lastwirkungsgrad:	$\eta_L = 0,90$
Getriebewirkungsgrad:	$\eta_G = 0,95$
Gesamtwirkungsgrad:	$\eta = \eta_L \cdot \eta_G \approx 0,85$
Einschaltdauer:	50 % ED
1 Antrieb, Direktantrieb	

Es soll ein polumschaltbarer Motor mit einem Drehzahlverhältnis von 1:4 eingesetzt werden.

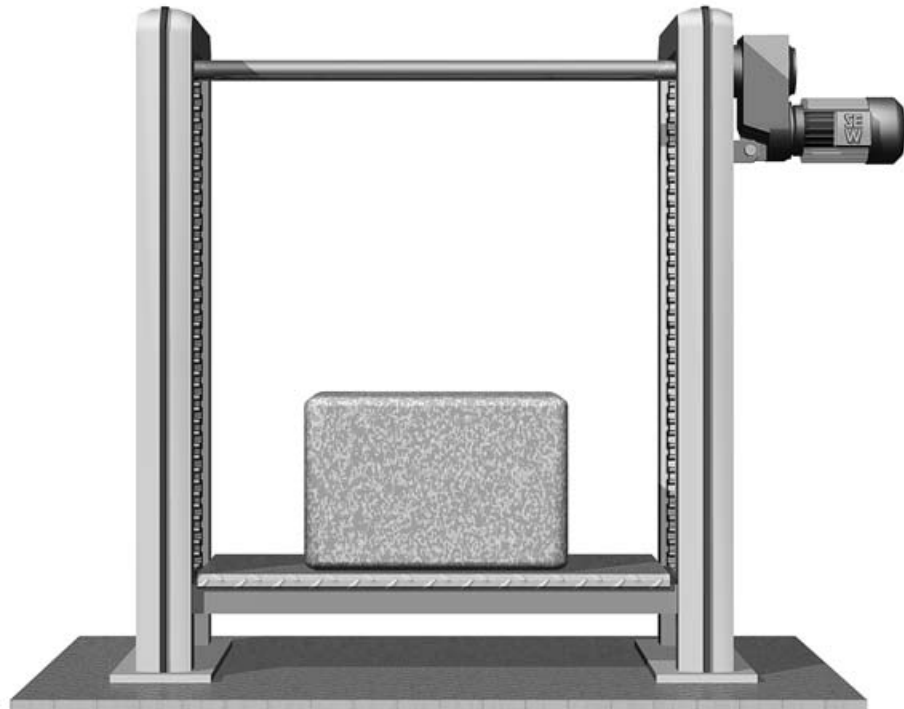
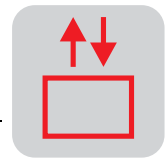


Bild 35: Hubwerk

00786AXX



9.1 Polumschaltbarer Motor

Die gewählte Motorleistung sollte größer als die errechnete statische (quasistationäre) Leistung sein.

statische Leistung

$$\underline{P_S} = \frac{m \cdot g \cdot v}{1000 \cdot \eta} = \frac{500 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1000 \cdot 0.85} = \underline{1.73 \text{ kW}}$$

Der Motor wird aufgrund der benötigten Leistung bei größter Geschwindigkeit ausgewählt. Das Drehzahlverhältnis von 1:4 ist optimal für einen 8/2-poligen Motor.

gewählter Motor

DT100LS8/2 /BMG
 $P_N = 0,45/1,8 \text{ kW}$
 $n_M = 630/2680 \text{ min}^{-1}$
 $M_H = 10,9/14,1 \text{ Nm}$
 $J_M = 48,1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$
 $Z_0 = 2600/9000$
 $M_B = 20 \text{ Nm}$
 $M_U = 2,5 \cdot M_H \text{ (8-polig)} = 27,3 \text{ Nm}$

externes Massen-
trägheitsmoment

$$\underline{J_X} = 91.2 \cdot m \cdot \left(\frac{v}{n_M} \right)^2 = 91.2 \cdot 500 \text{ kg} \cdot \left(\frac{0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2680 \text{ min}^{-1}} \right)^2 = \underline{0.00057 \text{ kgm}^2}$$

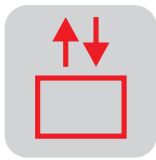
statisches
Motormoment

$$\underline{M_L} = \frac{m \cdot g \cdot v \cdot 9.55}{n_M} = \frac{500 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 9.55}{2680 \text{ min}^{-1}} = \underline{5.2 \text{ Nm}}$$

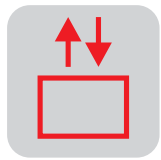


ACHTUNG!

Die Last unterstützt den Motor abwärts und wirkt ihm aufwärts entgegen. Somit müssen bei den folgenden Berechnungen für Aufwärts- und Abwärtsbewegungen teilweise unterschiedliche Formeln angewendet werden (Kap. Formeln der Antriebstechnik).

**Aufwärts**

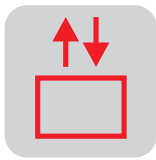
Anlaufzeit	$t_A = \frac{\left(J_M + \frac{J_X}{\eta} \right) \cdot n_M}{9.55 \cdot \left(M_H - \frac{M_L}{\eta} \right)} = \frac{\left(0.00481 + \frac{0.00057}{0.85} \right) \text{ kgm}^2 \cdot 2680 \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot \left(14.1 - \frac{5.2}{0.85} \right) \text{ Nm}} = 0.19 \text{ s}$
Anlauf- beschleunigung	$a_A = \frac{v}{t_A} = \frac{0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.19 \text{ s}} = 1.58 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
Anlaufweg	$s_A = \frac{1}{2} \cdot t_A \cdot v \cdot 1000 = \frac{1}{2} \cdot 0.19 \text{ s} \cdot 0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1000 = 28.5 \text{ mm}$
Umschaltzeit von 2- auf 8-polig	$t_U = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta)(n_2 - n_1)}{9.55 \cdot (M_U + M_L \cdot \eta)}$ $= \frac{(0.00481 + 0.00057 \cdot 0.85) \text{ kgm}^2 \cdot (2680 - 630) \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot (27.3 + 5.2 \cdot 0.85) \text{ Nm}} = 0.036 \text{ s}$
Umschalt- verzögerung	$a_U = \frac{v \cdot \left(1 - \frac{n_{M1}}{n_{M2}} \right)}{t_U} = \frac{0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \left(1 - \frac{630 \text{ min}^{-1}}{2680 \text{ min}^{-1}} \right)}{0.036 \text{ s}} = 6.4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
Umschaltweg	$s_U = \frac{1}{2} \cdot t_U \cdot v_2 \cdot 1000 \cdot \left(1 + \frac{n_1}{n_2} \right) = \frac{1}{2} \cdot 0.036 \text{ s} \cdot 0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1000 \cdot \left(1 + \frac{630 \text{ min}^{-1}}{2680 \text{ min}^{-1}} \right) = 6.7 \text{ mm}$



Bremswerte

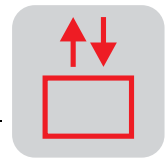
Zur Berechnung der Bremswerte muss eine durch "Totzeit" entstehende Drehzahländerung einbezogen werden. Diese Totzeit entsteht zwischen Motorabschaltung und Bremseneinfall.

Drehzahländerung und Totzeit	$\Delta n = \frac{9.55 \cdot M_L \cdot \eta \cdot t_2}{J_M + J_X \cdot \eta}$
	$t_2 = 0.015 \text{ s}$
	$\Delta n = \frac{9.55 \cdot 5.2 \text{ Nm} \cdot 0.85 \cdot 0.015 \text{ s}}{0.00481 \text{ kgm}^2 + 0.00057 \text{ kgm}^2 \cdot 0.85} = 121 \text{ min}^{-1}$
Bremszeit	$t_B = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta)(n - \Delta n)}{9.55 \cdot (M_B + M_L \cdot \eta)} = \frac{(0.00481 + 0.00057 \cdot 0.85) \text{ kgm}^2 \cdot (630 - 121) \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot (20 + 5.2 \cdot 0.85) \text{ Nm}} = 0.011 \text{ s}$
Bremsverzögerung	$a_B = \frac{v \cdot \frac{n_{M1} - \Delta n}{n_{M2}}}{t_B} = \frac{0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{(630 - 121) \text{ min}^{-1}}{2680 \text{ min}^{-1}}}{0.011 \text{ s}} = 5.2 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
Bremsweg	$s_B = 10^3 \cdot v \cdot \frac{n_{M1}}{n_{M2}} \cdot \left(t_2 \cdot \frac{n_{M1} - \frac{\Delta n}{2}}{n_{M1}} + \frac{1}{2} \cdot t_B \cdot \frac{n_{M1} - \Delta n}{n_{M1}} \right)$
	$s_B = 10^3 \cdot 0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{630}{2680} \cdot \left(0.015 \text{ s} \cdot \frac{630 - \frac{121}{2}}{630} + \frac{1}{2} \cdot 0.011 \text{ s} \cdot \frac{630 - 121}{630} \right) = 1.3 \text{ mm}$
Haltegenauigkeit	$X_B \approx \pm 0.12 \cdot s_B = \pm 0.12 \cdot 1.3 \text{ mm} = \pm 0.16 \text{ mm}$
Rechenfaktor statische Leistung und Einschaltdauer ED	$\frac{P_S}{P_N} = \frac{1.73 \text{ kW}}{1.8 \text{ kW}} = 0.96 \quad ED = 50 \% \quad \rightarrow \quad K_P \approx 0.32$
Schalzhäufigkeit	$Z_P = Z_0 \cdot \frac{1 - \frac{M_L}{M_H \cdot \eta}}{\frac{J_M + J_Z + \frac{J_X}{\eta}}{J_M}} \cdot K_P = 2600 \frac{\text{c}}{\text{h}} \cdot \frac{1 - \frac{5.2 \text{ Nm}}{14.1 \text{ Nm} \cdot 0.85}}{\frac{\left(0.00481 + \frac{0.00057}{0.85} \right) \text{ kgm}^2}{0.00481 \text{ kgm}^2}} \cdot 0.32 = 413 \frac{\text{c}}{\text{h}}$

**Abwärts**

Da der Motor generatorisch betrieben wird, wird für die Berechnungen der Abwärtsfahrt die Motordrehzahl mit der Synchrodrehzahl 3000 min^{-1} und 750 min^{-1} eingesetzt.

Anlaufzeit	$t_A = \frac{\left(J_M + \frac{J_X}{\eta} \right) \cdot n_M}{9.55 \cdot (M_H - M_L \cdot \eta)} = \frac{\left(0.00481 + \frac{0.00057}{0.85} \right) \text{ kgm}^2 \cdot 3000 \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot (14.1 - 5.2 \cdot 0.85) \text{ Nm}} = 0.09 \text{ s}$
Anlaufbeschleunigung	$a_A = \frac{v \cdot \frac{n_{S2}}{n_{M2}}}{t_A} = \frac{0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{3000 \text{ min}^{-1}}{2680 \text{ min}^{-1}}}{0.09 \text{ s}} = 3.7 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
Anlaufweg	$s_A = \frac{1}{2} \cdot t_A \cdot \frac{n_{S2}}{n_{M2}} \cdot v \cdot 1000 = \frac{1}{2} \cdot 0.09 \text{ s} \cdot \frac{3000}{2680} \cdot 0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1000 = 15 \text{ mm}$
Umschaltzeit	$t_U = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta)(n_{S2} - n_{S1})}{9.55 \cdot (M_U - M_L \cdot \eta)}$ $= \frac{(0.00481 + 0.00057 \cdot 0.85) \text{ kgm}^2 \cdot (3000 - 750) \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot (27.3 - 5.2 \cdot 0.85) \text{ Nm}} = 0.055 \text{ s}$
Umschaltverzögerung	$a_U = \frac{\frac{n_{S2}}{n_{M2}} \cdot v \cdot \left(1 - \frac{n_{S1}}{n_{S2}} \right)}{t_U} = \frac{\frac{3000}{2680} \cdot 0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \left(1 - \frac{750}{3000} \right)}{0.055 \text{ s}} = 4.6 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
Umschaltweg	$s_U = \frac{1}{2} \cdot t_U \cdot \frac{n_{S2}}{n_{M2}} \cdot v \cdot 1000 \cdot \left(1 + \frac{n_{S1}}{n_{S2}} \right)$ $= \frac{1}{2} \cdot 0.055 \text{ s} \cdot \frac{3000}{2680} \cdot 0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1000 \cdot \left(1 + \frac{750}{3000} \right) = 11.5 \text{ mm}$
Bremszeit	$t_B = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta)(n_{S1} - \Delta n)}{9.55 \cdot (M_B - M_L \cdot \eta)} = \frac{(0.00481 + 0.00057 \cdot 0.85) \text{ kgm}^2 \cdot (750 - 121) \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot (20 - 5.2 \cdot 0.85) \text{ Nm}} = 0.03 \text{ s}$
Bremsverzögerung	$a_B = \frac{\frac{n_{S2}}{n_{M2}} \cdot v \cdot \frac{n_{S1} + \Delta n}{n_{S2}}}{t_B} = \frac{\frac{3000}{2680} \cdot 0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{750 + 121}{3000}}{0.03 \text{ s}} = 3.2 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
Bremsweg	$s_B = 10^3 \cdot v \cdot \frac{n_{S2}}{n_{M2}} \cdot \frac{n_{S1}}{n_{S2}} \cdot \left(t_2 \cdot \frac{n_{S1} + \frac{\Delta n}{2}}{n_{S1}} + \frac{1}{2} \cdot t_B \cdot \frac{n_{S1} + \Delta n}{n_{S1}} \right)$
Haltegenauigkeit	$s_B = 10^3 \cdot 0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{3000}{2680} \cdot \frac{750}{3000} \cdot \left(0.015 \text{ s} \cdot \frac{750 + \frac{121}{2}}{750} + \frac{1}{2} \cdot 0.03 \text{ s} \cdot \frac{750 + 121}{750} \right) = 2.8 \text{ mm}$
	$X_B \approx \pm 0.12 \cdot s_B = \pm 0.12 \cdot 2.8 \text{ mm} = \pm 0.3 \text{ mm}$



Rechenfaktor statische Leistung und Einschaltdauer ED

$$\frac{P_S \cdot \eta^2}{P_N} = \frac{1.73 \text{ kW} \cdot 0.85^2}{1.8 \text{ kW}} = 0.69 \quad ED = 50 \% \quad \rightarrow \quad K_P \approx 0.55$$

Schalthäufigkeit

$$Z_P = Z_0 \cdot \frac{1 - \frac{M_L \cdot \eta}{M_H}}{\frac{J_M + J_Z + J_X \cdot \eta}{J_M}} \cdot K_P = 2600 \frac{c}{h} \cdot \frac{1 - \frac{5.2 \text{ Nm} \cdot 0.85}{14.1 \text{ Nm}}}{\frac{(0.00481 + 0.00057 \cdot 0.85) \text{ kgm}^2}{0.00481 \text{ kgm}^2}} \cdot 0.55 = 885 \frac{c}{h}$$

Die zulässige Zykluszahl Z_C wird wie folgt ermittelt:

Zykluszahl

$$\underline{Z_C} = \frac{Z_{1P} \cdot Z_{2P}}{Z_{1P} + Z_{2P}} = \frac{413 \cdot 885}{413 + 885} \cdot \frac{c}{h} = 281 \frac{c}{h}$$

Die zusätzliche Erwärmung beim Schalten von der hohen auf die niedrige Drehzahl verringert die zulässige Schalthäufigkeit je nach Motortyp. In unserem Fall ist der Verringerungsfaktor 0,7.

Somit sind maximal 196 Zyklen (Auf- und Abwärtsfahrten) möglich.

Die Berechnung des Getriebes erfolgt wie im vorhergehenden Beispiel.

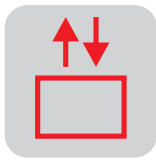
9.2 Motor mit Frequenzumrichter

9

Vorgaben

Der Hubantrieb soll mit einem frequenzgesteuerten Antrieb ausgestattet werden.

Masse des Hubrahmens:	$m_0 = 200 \text{ kg}$
Masse der Last:	$m_L = 300 \text{ kg}$
Hubgeschwindigkeit:	$v = 0,3 \text{ m/s}$
Kettenraddurchmesser:	$D = 250 \text{ mm}$
Eckfrequenz:	$f_1 = 50 \text{ Hz}$
max. Frequenz:	$f_{\max} = 70 \text{ Hz}$
Beschleunigung/Vorsteuerung:	$a = 0,3 \text{ m/s}^2$
Stellbereich:	$1 : 10$
Lastwirkungsgrad:	$\eta_L = 0,90$
Getriebewirkungsgrad:	$\eta_G = 0,92$
Gesamtwirkungsgrad:	$\eta = \eta_L \cdot \eta_G \approx 0,83$
Einschaltdauer:	$50 \% \text{ ED}$
Getriebe:	Kegelradgetriebe ohne Vorgelege

**statische Leistung**

Die gewählte Motorleistung sollte größer als die errechnete statische (quasistationäre) Leistung sein.

$$P_S = \frac{m \cdot g \cdot v}{1000 \cdot \eta} = \frac{500 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1000 \cdot 0.83} = 1.77 \text{ kW}$$



Grundsätzlich sollten Hubwerke am Frequenzumrichter auf eine maximale Frequenz von 70 Hz ausgelegt werden. Erreicht der Antrieb die maximale Geschwindigkeit bei 70 Hz anstatt bei 50 Hz, wird die Getriebeübersetzung und damit auch die Drehmomentenübersetzung um Faktor 1,4 (70/50) höher. Stellt man nun die Eckfrequenz auf 50 Hz, so erhöht sich das Abtriebsdrehmoment durch diese Maßnahme bis zur Eckfrequenz um Faktor 1,4 und fällt dann bis 70 Hz auf Faktor 1,0. Durch diese Einstellung wird eine Drehmomentreserve von 40 % bis zur Eckfrequenz projiziert. Dies erlaubt erhöhtes Startmoment und mehr Sicherheit für Hubwerke.

Bestimmung des Motors

Unter der Annahme, dass die dynamische Leistung bei Hubwerken ohne Gegengewicht relativ gering (< 20 % der statischen Leistung) ist, kann der Motor durch die Ermittlung von P_S bestimmt werden.

Statische Leistung

$$P_S = 1,77 \text{ kW}$$

$$\text{gewählter Motor } P_N = 2,2 \text{ kW}$$

$$\text{Umrichter } P_N = 2,2 \text{ kW}$$

Thermische Betrachtung

Aus thermischen Gründen und auch aufgrund der besseren Magnetisierung wird empfohlen, den Motor bei Hubwerken 1 Typensprung größer zu wählen. Dies trifft speziell dann zu, wenn die statische Leistung nahe der Bemessungsleistung des Motors ist. Im vorliegenden Beispiel ist der Abstand groß genug, so dass eine Überdimensionierung des Motors nicht notwendig ist.

Motorauswahl

Damit ergibt sich der Motor:

DV100M 4 BMG

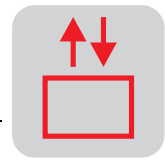
$$P_N = 2,2 \text{ kW}$$

$$n_M = 1400 \text{ min}^{-1} \text{ bei } 50 \text{ Hz} / 1960 \text{ min}^{-1} \text{ bei } 70 \text{ Hz}$$

$$J_M = 59 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

$$M_B = 40 \text{ Nm}$$

Daten aus Katalog "Getriebemotoren"



externes Massenträgheitsmoment	$J_X = 91.2 \cdot m \cdot \left(\frac{v}{n_M} \right)^2 = 91.2 \cdot 500 \text{ kg} \cdot \left(\frac{0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1960 \text{ min}^{-1}} \right)^2 = 0.001 \text{ kgm}^2$
Lastmoment	$M_L = \frac{m \cdot g \cdot v \cdot 9.55}{n_M} = \frac{500 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 9.55}{1960 \text{ min}^{-1}} = 7.2 \text{ Nm}$
Hochlaufmoment	$M_H = \frac{\left(J_M + \frac{J_X}{\eta} \right) \cdot n_M}{9.55 \cdot t_A} + \frac{M_L}{\eta}$

Mit einer angenommenen Beschleunigung von $0,3 \text{ m/s}^2$ wird die Anlaufzeit $t_A = 1 \text{ s}$.

Anlaufzeit	$M_H = \frac{\left(0.00481 + \frac{0.001}{0.83} \right) \text{ kgm}^2 \cdot 1960 \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot 1 \text{ s}} + \frac{7.2 \text{ Nm}}{0.83} = 9.8 \text{ Nm}$
------------	-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Man sieht, dass bei Hubwerken das Beschleunigungsmoment nur einen geringen Anteil gegenüber dem statischen Lastmoment einnimmt.

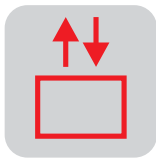
Wie bereits erwähnt, muss das Hochlaufmoment kleiner sein als 130 % des vom Umrichter zur Verfügung gestellten Bemessungsmomentes, umgerechnet aus der Bemessungsleistung.

Bemessungsdrehmoment	$M_N = \frac{P_N \cdot 9550}{n_M} = \frac{2.2 \text{ kW} \cdot 9550}{1960 \text{ min}^{-1}} = 10.7 \text{ Nm}$
M_H / M_N	$\frac{M_H}{M_N} = \frac{9.8 \text{ Nm}}{10.7 \text{ Nm}} = 92 \% < 130 \%$
Leistung beim Hochlauf	$P = \frac{M_H \cdot n_M}{9550} = \frac{9.8 \text{ Nm} \cdot 1960 \text{ min}^{-1}}{9550} = 2.02 \text{ kW}$

Leistungen der Betriebszustände

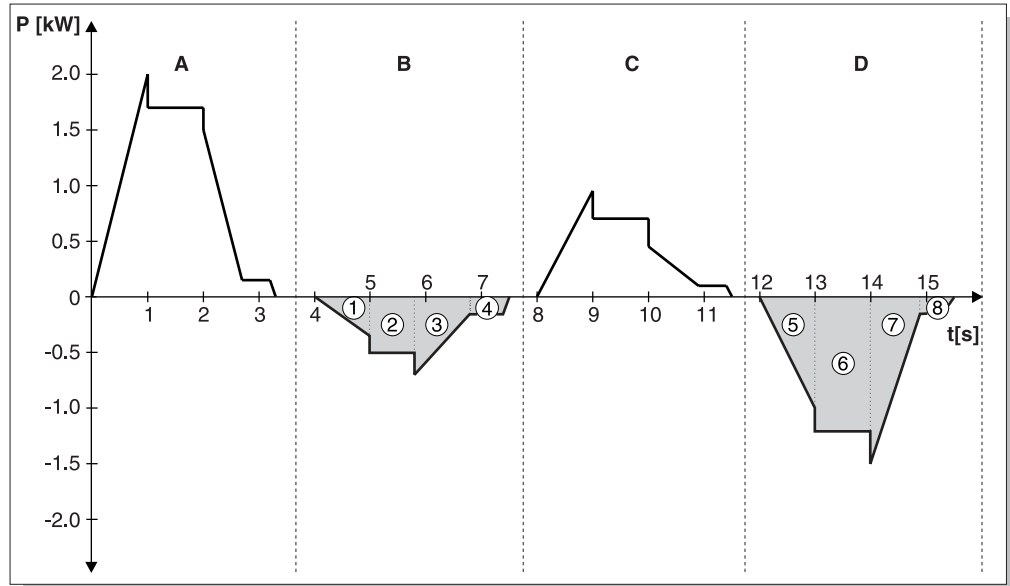
Auf dieselbe Art werden nun die Leistungen aller Betriebszustände gerechnet. Dabei ist auf die Wirkrichtung des Wirkungsgrades und auf die Fahrtrichtung (auf/ab) zu achten!

Leistungsart	ohne Last auf	mit Last auf	ohne Last ab	mit Last ab
statische Leistung	0,71 kW	1,77 kW	– 0,48 kW	– 1,20 kW
statische und dynamische Anlaufleistung	0,94 kW	2,02 kW	– 0,25 kW	– 0,95 kW
statische und dynamische Bremsleistung	0,48 kW	1,52 kW	– 0,71 kW	– 1,45 kW

**Bremswiderstände**

Um eine Aussage über die benötigte Bemessungsleistung des Bremswiderstands machen zu können, muss der Fahrzyklus genauer betrachtet werden.

Angenommener Fahrzyklus (zweimal pro Minute = 4 Bremsphasen pro 120 s):



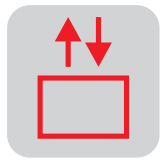
00795BXX

Bild 36: Fahrzyklus mit A = mit Last auf / B = ohne Last ab / C = ohne Last auf / D = mit Last ab

mittlere Bremsleistung

Die schraffierten Flächen entsprechen der generatorischen Bremsarbeit. **Die Einschaltdauer eines Bremswiderstandes bezieht sich auf eine Spieldauer von 120 s.** In unserem Fall ist der Bremswiderstand 7 s pro Spiel im Betrieb und damit 28 s pro Bezugszeit. Die Einschaltdauer ist damit 23 %. Die mittlere Bremsleistung errechnet sich aus den Einzelleistungen:

$$P_B = \frac{|P_1| \cdot t_1 + |P_2| \cdot t_2 + \dots + |P_n| \cdot t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n}$$



Die Zwischenrechnung entspricht der Flächenberechnung der obigen Abbildung:

$$|P_1| \cdot t_1 = \frac{0.25}{2} \text{ kW} \cdot 1 \text{ s} = 0.125 \text{ kW s}$$

$$|P_2| \cdot t_2 = 0.48 \text{ kW} \cdot 1 \text{ s} = 0.48 \text{ kW s}$$

$$|P_3| \cdot t_3 = \left(0.045 + \frac{0.71 - 0.045}{2} \right) \text{ kW} \cdot 0.9 \text{ s} = 0.34 \text{ kW s}$$

$$|P_4| \cdot t_4 = 0.048 \text{ kW} \cdot 0.5 \text{ s} = 0.024 \text{ kW s}$$

$$|P_5| \cdot t_5 = \frac{0.95}{2} \text{ kW} \cdot 1 \text{ s} = 0.475 \text{ kW s}$$

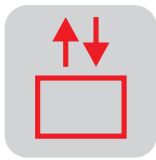
$$|P_6| \cdot t_6 = 1.2 \text{ kW} \cdot 1 \text{ s} = 1.2 \text{ kW s}$$

$$|P_7| \cdot t_7 = \left(0.12 + \frac{1.45 - 0.12}{2} \right) \text{ kW} \cdot 0.9 \text{ s} = 0.707 \text{ kW s}$$

$$|P_8| \cdot t_8 = 0.12 \text{ kW} \cdot 0.5 \text{ s} = 0.06 \text{ kW s}$$

Die mittlere Bremsleistung beträgt:

$$P_B = \frac{3.41 \text{ kW s}}{6.8 \text{ s}} = 0.5 \text{ kW}$$



maximale Bremsleistung

Die maximale Bremsleistung beträgt $P_{\max} = 1,5 \text{ kW}$. Dieser Wert darf den Tabellenwert des ausgewählten Bremswiderstandes bei 6 % ED nicht überschreiten.

Für einen Frequenzumrichter MOVITRAC® 31C022 für den Betrieb eines Motors mit 2,2 kW sieht die Auswahltabelle für Bremswiderstände folgendermaßen aus:

Auszug aus der Tabelle "Bremswiderstände BW... für MOVITRAC® 31C...-503"

Bremswiderstand Typ Sachnummer	BW100-002 821 700 9	BW100-006 821 701 7	BW068-002 821 692 4	BW068-004 821 693 2
Belastbarkeit bei 100% ED ¹⁾	0.2 kW	0.6 kW	0.2 kW	0.4 kW
50% ED	0.4 kW	1.1 kW	0.4 kW	0.7 kW
25% ED	0.6 kW	1.9 kW	0.6 kW	1.2 kW
12% ED	1.2 kW	3.5 kW	1.2 kW	2.4 kW
6% ED	1.9 kW	5.7 kW	1.9 kW	3.8 kW
Widerstandswert	100 $\Omega \pm 10 \%$		68 $\Omega \pm 10 \%$	
Auslösestrom	0.72 A _{AC}	1.8 A _{AC}	0.8 A _{AC}	1.4 A _{AC}
Bauart	Drahtwiderstand auf Keramikrohr			
Elektrische Anschlüsse	Keramikklemmen für 2.5 mm ² (AWG 14)			
Schutzart	IP 20 (NEMA 1) (in montiertem Zustand)			
Umgebungstemperatur	- 20 ... + 45 °C			
Kühlungsart	KS = Selbstkühlung			
Verwendung für MOVITRAC®	31C022 ... 31C030			

1) Einschaltdauer des Bremswiderstands, bezogen auf eine Spieldauer $T_D \leq 120 \text{ s}$.

In der Zeile 25 % ED findet man mit 0,6 kW Effektivleistung den hier passenden Bremswiderstand: entweder BW100-002 oder BW068-002.

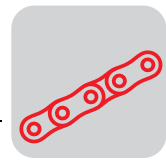
Weitere Technische Daten und Projektierungshinweise zur Auswahl von Bremswiderständen finden Sie im Katalog "MOVITRAC® 31C Frequenzumrichter" und in "Praxis der Antriebstechnik – Projektierung von Frequenzumrichtern".

Die Berechnung des Getriebes erfolgt wie im vorhergehenden Beispiel.

Vorteile des Frequenzumrichters

Vergleicht man den frequenzgesteuerten Antrieb mit dem polumschaltbaren Motor, so können folgende Vorteile für den Frequenzumrichter-Betrieb genannt werden:

- Schalthäufigkeit sehr hoch
- Haltegenauigkeit wird entsprechend der niedrigeren Positioniergeschwindigkeit besser
- Fahrverhalten (Beschleunigung und Verzögerung) wird wesentlich verbessert und einstellbar



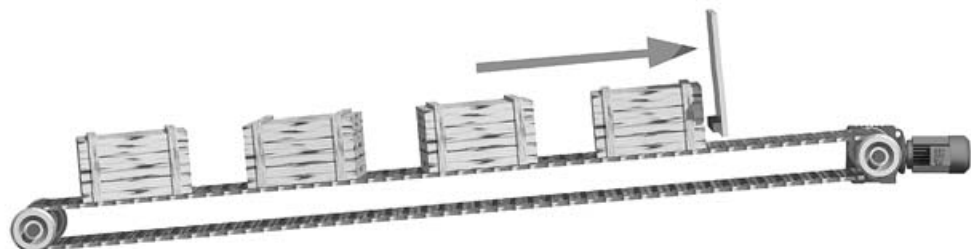
10 Rechenbeispiel Kettenförderer mit Frequenzumrichter

Vorgaben

Ein Kettenförderer soll Holzkisten mit einer Geschwindigkeit von 0,5 m/s eine Steigung von $\alpha = 5^\circ$ hochtransportieren. Es sind maximal 4 Kisten mit je 500 kg auf dem Band. Die Kette selbst hat eine Masse von 300 kg. Der Reibwert zwischen Kette und Unterlage ist mit $\mu = 0,2$ vorgegeben. Am Ende des Kettenförderers ist ein mechanischer Anschlag angebracht, der die Aufgabe hat, die Kisten vor dem Abschieben auf ein zweites Band gerade zu richten. Bei diesem Vorgang rutscht die Holzkiste auf der Kette mit einem Reibwert von $\mu = 0,7$.

Es soll ein Schneckengetriebe, frequenzgeregelt bis ca. 50 Hz, eingesetzt werden.

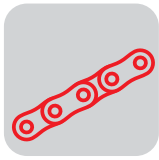
Geschwindigkeit	$v = 0,5 \text{ m/s}$
Steigung	$\alpha = 5^\circ$
Masse des Transportgutes	$m_L = 2000 \text{ kg}$
Masse der Kette	$m_D = 300 \text{ kg}$
Reibwert zwischen Kette und Unterlage	$\mu_1 = 0,2$
Reibwert zwischen Kiste und Kette	$\mu_2 = 0,7$
gewünschte Beschleunigung	$a = 0,25 \text{ m/s}^2$
Kettenraddurchmesser	$D = 250 \text{ mm}$
Schalzhäufigkeit	10 Schaltungen/Stunde und 16 Stunden/Tag



10

Bild 37: Kettenförderer

00796AXX



10.1 Motorberechnung

Widerstandskräfte

Beschreibung

Steigung mit Reibung, Krafrichtung nach oben! Die Gewichtskraft beinhaltet das Gewicht der 4 Kisten und das halbe Kettengewicht.

$$F_S = F_G \cdot \frac{\sin(\alpha + \rho)}{\cos \rho} \quad \mu = \tan \rho / \rho = \arctan 0.2$$

$$F_S = (2000 + 150) \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{\sin(5^\circ + 11.3^\circ)}{\cos 11.3^\circ} = 6040 \text{ N}$$

Ausrichten

Rutschreibung (Kiste-Kette) an der schiefen Ebene, Krafrichtung nach unten!

$$F_S = F_G \cdot \frac{\sin(\rho - \alpha)}{\cos \rho} = 4900 \text{ N} \cdot \frac{\sin(35^\circ - 5^\circ)}{\cos 35^\circ} = 2990 \text{ N} \quad \rho = \arctan 0.7$$

Wirkungsgrad Schnecken- getriebe

Je nach Übersetzung ist der Wirkungsgrad eines Schneckengetriebes sehr unterschiedlich. Es empfiehlt sich daher an dieser Stelle, wo erforderliches Drehmoment und Übersetzung noch nicht errechnet sind, mit einem vorläufig angenommenen Wirkungsgrad von 70 % zu rechnen. Dies macht eine nachträgliche Nachrechnung notwendig.

Der Wirkungsgrad der Kette ist nach Tabelle mit 0,9 einzurechnen.

statische Leistung

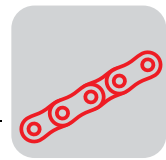
$$P_S = \frac{F \cdot v}{\eta} = \frac{9030 \text{ N} \cdot 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.7 \cdot 0.9 \cdot 1000} = 7.17 \text{ kW}$$

Da der Kettenförderer im Dauerbetrieb "durchläuft", wird ein Motor gewählt, dessen Bemessungsleistung größer ist als die maximale statische Leistung. Im Kurzzeitbetrieb kann hier oftmals ein kleinerer Motor eingesetzt werden. Dies bedarf jedoch einer genauen thermischen Nachrechnung bei SEW.

Motorauswahl

Damit ergibt sich der Motor:

DV 132M 4 BM
 $P_N = 7,5 \text{ kW}$
 $n_M = 1430 \text{ min}^{-1}$
 $J_M = 0,03237 \text{ kgm}^2$
 $M_B = 100 \text{ Nm}$



externes Massenträgheitsmoment	$J_X = 91.2 \cdot m \cdot \left(\frac{v}{n_M} \right)^2 = 91.2 \cdot (2000 + 300) \text{ kg} \cdot \left(\frac{0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1430 \text{ min}^{-1}} \right)^2 = 0.026 \text{ kgm}^2$
Lastmoment	$M_L = \frac{F \cdot v \cdot 9550}{n_M} = \frac{9030 \text{ N} \cdot 0.5 \cdot 9.55}{1430 \text{ min}^{-1}} = 30.2 \text{ Nm}$
Hochlaufmoment	$M_H = \frac{\left(J_M + \frac{J_X}{\eta} \right) \cdot n_M}{9.55 \cdot t_A} + \frac{M_L}{\eta}$

Mit einer angenommenen Beschleunigung von $0,25 \text{ m/s}^2$ wird die Anlaufzeit $t_A = 2 \text{ s}$.

$$M_H = \frac{\left(0.03237 + \frac{0.026}{0.63} \right) \text{ kgm}^2 \cdot 1430 \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot 2 \text{ s}} + \frac{30.2 \text{ Nm}}{0.9 \cdot 0.7} = 53.4 \text{ Nm}$$

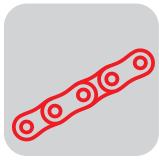
Das Hochlaufmoment ist hier bezogen auf den "worst case", d. h. wenn 4 Kisten auf der Kette liegen und eine davon sich am Anschlag befindet.

Bemessungsmoment

Wie bereits erwähnt, muss das Hochlaufmoment kleiner sein als 130 % des vom Umrichter zur Verfügung gestellten Bemessungsmoments, umgerechnet aus der Bemessungsleistung.

	$M_N = \frac{P_N \cdot 9550}{n_M} = \frac{7.5 \text{ kW} \cdot 9550}{1430 \text{ min}^{-1}} = 50.1 \text{ Nm}$
M_H / M_N	$\frac{M_H}{M_N} = \frac{53.4 \text{ Nm}}{50.1 \text{ Nm}} = 107 \% < 130 \%$

Auswahl Frequenzumrichter z. B. MOVIDRIVE® MDF 0075.



10.2 Getriebeauslegung

Abtriebsdrehzahl

$$n_a = 19.1 \cdot 10^3 \cdot \frac{v}{D} \cdot i_V = 19.1 \cdot 10^3 \cdot \frac{0.5 \frac{m}{s}}{250 \text{ mm}} \cdot 1 = 38.2 \text{ min}^{-1}$$

Getriebeübersetzung

$$i = \frac{n_M}{n_a} = \frac{1430 \text{ min}^{-1}}{38.2 \text{ min}^{-1}} = 37.4$$

Betriebsfaktor

Bei 16 Stunden Betrieb/Tag und 10 Schaltungen/Stunde wird folgender Betriebsfaktor ermittelt (Kapitel "Getriebe", notwendiger Betriebsfaktor f_B):

$$f_M = \frac{J_X}{J_M} = \frac{0.026 \text{ kgm}^2}{0.032 \text{ kgm}^2} = 0.8$$

Mit einem Massenbeschleunigungsfaktor $f_M = 0,8$ ergibt sich Stoßgrad II und der Betriebsfaktor f_B ist 1,2.

Getriebeauswahl

Hier kann ein Getriebe S97 mit $n_a = 39 \text{ min}^{-1}$, $M_{amax} = 3300 \text{ Nm}$ bei einem $f_B = 2,0$ gewählt werden.

Überprüfung des Wirkungsgrads

Im Getriebemotoren-Katalog ist für dieses Getriebe ein Wirkungsgrad von 86 % angegeben. Da anfangs ein Wirkungsgrad von 70 % angenommen wurde, kann nun überprüft werden, ob ein kleinerer Antrieb ausreichend wäre.

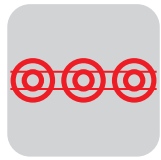
statische Leistung

$$P_S = \frac{9030 \text{ N} \cdot 0.5 \frac{m}{s}}{0.86 \cdot 0.9 \cdot 1000} = 5.83 \text{ kW}$$

Der nächst kleinere Motor ist mit 5,5 kW Bemessungsleistung zu klein.

Gewählter Antrieb

Damit steht als Antrieb fest: **S97 DV132M 4 BMG**.



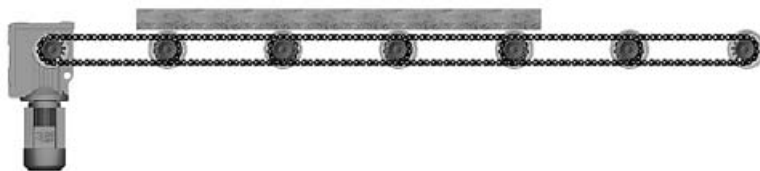
11 Rechenbeispiel Rollenbahn mit Frequenzumrichter

Vorgaben

Stahlplatten sollen mittels Rollenbahnantrieben befördert werden. Eine Stahlplatte hat die Maße $3000 \cdot 1000 \cdot 100$ mm. Pro Bahn sind 8 Stahlrollen mit einem Durchmesser von 89 mm und einer Länge von 1500 mm angeordnet. Je 3 Bahnen werden von einem Frequenzumrichter gespeist. Die Kettenräder haben 13 Zähne und ein Modul von 5. Der Lagerzapfendurchmesser der Rollen beträgt $d = 20$ mm. Es kann sich immer nur eine Platte auf einer Bahn befinden.

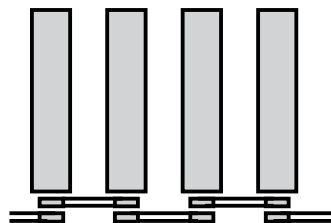
Maximale Geschwindigkeit 0,5 m/s, maximal zulässige Beschleunigung $0,5 \text{ m/s}^2$.

Geschwindigkeit	$v = 0,5 \text{ m/s}$
gewünschte Beschleunigung	$a = 0,5 \text{ m/s}^2$
Rollen-Außendurchmesser	$D_2 = 89 \text{ mm}$
Rollen-Innendurchmesser	$D_1 = 40 \text{ mm}$
Kettenrad-Durchmesser	$D_K = 65 \text{ mm}$
Masse der Stahlplatte	$m = 2370 \text{ kg}$



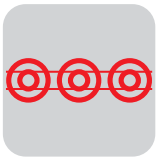
00797AXX

Bild 38: Rollenbahn mit Mehrmotorenantrieb



00798BXX

Bild 39: Kettenanordnung



11.1 Motorberechnung

Fahrwiderstand

Die Masse der Platte ist $m = 2370 \text{ kg}$ bei einer Dichte von $7,9 \text{ kg/dm}^3$ (Stahl) und einem Volumen von 300 dm^3 . Der Fahrwiderstand wird berechnet wie beim Fährantrieb. Die Werte für c und f können dem Tabellenanhang entnommen werden.

$$F_F = m \cdot g \cdot \left(\frac{2}{D_2} \cdot \left(\mu_L \cdot \frac{1}{2} \cdot d + f \right) + c \right)$$

$$F_F = 2370 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \left(\frac{2}{89 \text{ mm}} \cdot \left(0.005 \cdot \frac{1}{2} \cdot 20 \text{ mm} + 0.5 \text{ mm} \right) + 0 \right) = 287 \text{ N}$$

statische Leistung

Wichtig ist nun der Wirkungsgrad.

Laut Tabelle ist der Wirkungsgrad von Ketten $\eta_1 = 0,9$ je vollständige Umschlingung. Betrachtet man die Kettenanordnung, liegen in unserem Fall 7 vollständige Kettenumschlingungen vor.

Der Gesamtwirkungsgrad der Kette η_2 berechnet sich mit $x = \text{Anzahl der Umschlingungen} = 7$ somit zu:

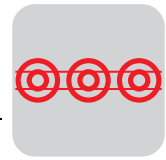
Kettenwirkungsgrad

$$\eta_2 = \eta_1^x = 0.9 \cdot 7 = 0.48$$

Damit ist die erforderliche statische Motorleistung bei einem Getriebewirkungsgrad von $\eta_G = 0,95$:

statische Leistung

$$P_S = \frac{F_F \cdot v}{\eta_G \cdot \eta_2} = \frac{287 \text{ N} \cdot 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.95 \cdot 0.48 \cdot 1000} = 0.31 \text{ kW}$$


externes Massenträgheitsmoment und Motormomente

Das externe Massenträgheitsmoment teilt sich in diesem Fall in das Massenträgheitsmoment der Platte und das Massenträgheitsmoment der Rollen. Das Massenträgheitsmoment der Ketten kann bei diesen Verhältnissen vernachlässigt werden.

Massenträgheitsmoment Platte

$$J_X = 91.2 \cdot m \cdot \left(\frac{v}{n_M} \right)^2 = 91.2 \cdot 2370 \text{ kg} \cdot \left(\frac{0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1400 \text{ min}^{-1}} \right)^2 = 0.0276 \text{ kgm}^2$$

Volumen Rolle

$$V = \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_2^2 \cdot l \right) - \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot l \right)$$

$$V = \left(\frac{\pi}{4} \cdot 89^2 \text{ mm}^2 \cdot 1500 \text{ mm} \right) - \left(\frac{\pi}{4} \cdot 40^2 \text{ mm}^2 \cdot 1500 \text{ mm} \right) = 7446752 \text{ mm}^3 = 7.45 \text{ dm}^3$$

Masse Rolle

$$m = V \cdot \rho = 7.45 \text{ dm}^3 \cdot 7.9 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} = 58.9 \text{ kg}$$

Massenträgheitsmoment Rolle

$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (r_2^2 + r_1^2)$$

$$J = \frac{1}{2} \cdot 58.9 \text{ kg} \cdot (0.0445^2 + 0.020^2) \text{ m}^2 = 0.07 \text{ kgm}^2$$

Um einen gemeinsamen Bezugspunkt von Motormassenträgheitsmoment und externem Massenträgheitsmoment zu haben, muss das externe Massenträgheitsmoment um die Getriebeübersetzung "reduziert" werden.

externes Massenträgheitsmoment

$$J_X = J \cdot \left(\frac{n_a}{n_M} \right)^2$$

Die Abtriebsdrehzahl berechnet sich aus der Plattengeschwindigkeit und dem Rollendurchmesser.

Abtriebsdrehzahl

$$n_a = \frac{v \cdot 1000 \cdot 60}{\pi \cdot D_2} = \frac{0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1000 \cdot 60}{\pi \cdot 89 \text{ mm}} = 107.3 \text{ min}^{-1}$$



Damit ist das auf die Motorwelle reduzierte Massenträgheitsmoment einer Rolle:

reduziertes Massen-
trägheitsmoment

$$J_X = 0.07 \text{ kgm}^2 \cdot \left(\frac{107.3 \text{ min}^{-1}}{1400 \text{ min}^{-1}} \right)^2 = 0.00041 \text{ kgm}^2$$

Das gesamte externe Massenträgheitsmoment ist dann:

externes Massen-
trägheitsmoment

$$J_{XT} = J_{XP} + J_{XR} = 0.0276 \text{ kgm}^2 + 7 \cdot 0.00041 \text{ kgm}^2 = 0.03047 \text{ kgm}^2$$

Dynamisch benötigtes Hochlaufmoment zum Beschleunigen der Last (ohne Motor) an der Getriebeeintragsseite, zum Abschätzen der Motorleistung.

dynamisches
Moment

$$M_{DL} = \frac{J_X \cdot n_M}{\eta} = \frac{0.03047 \text{ kgm}^2 \cdot 1400 \text{ min}^{-1}}{0.95 \cdot 0.48} = 9.8 \text{ Nm}$$

dynamische Leistung

$$P_{DL} = \frac{M_{DL} \cdot n_M}{9550} = \frac{9.8 \text{ Nm} \cdot 1400 \text{ min}^{-1}}{9550} = 1.44 \text{ kW}$$

Die aufzuwendende Gesamtleistung (ohne Beschleunigungsleistung der Motormasse, die noch nicht feststeht) liegt bei:

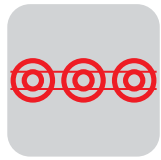
Gesamtleistung

$$P_T = P_S + P_{DL} = 0.31 \text{ kW} + 1.44 \text{ kW} = 1.75 \text{ kW}$$

Motorauswahl

Es wird ein 2,2 kW Motor gewählt.

DV 100M4 /BMG
 $P_N = 2,2 \text{ kW}$
 $n_N = 1410 \text{ min}^{-1}$
 $J_M = 59,1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$



Hochlaufmoment	$M_H = \frac{\left(0.0059 + \frac{0.03047}{0.95 \cdot 0.48}\right) \text{kgm}^2 \cdot 1410 \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot 1 \text{ s}} + 2.09 \text{ Nm} = 12.8 \text{ Nm}$
Bemessungsmoment	$M_N = \frac{P_N \cdot 9550}{n_M} = \frac{2.2 \text{ kW} \cdot 9550}{1410 \text{ min}^{-1}} = 15.0 \text{ Nm}$
M_H / M_N	$\frac{M_H}{M_N} = \frac{12.8 \text{ Nm}}{15.0 \text{ Nm}} = 85 \% < 130 \%$

Mehrmotoren-antrieb

Bei Mehrmotorenantrieben ist Folgendes zu beachten:

- Zur Kompensation der Kabelkapazitäten wird bei Gruppenantrieben ein Ausgangsfilter empfohlen.
- Der Frequenzumrichter wird nach der Summe der Motorströme gewählt.

Antriebsauswahl

Laut Katalog ist der Bemessungsstrom des gewählten Motors 4,9 A. Es wird also ein Frequenzumrichter mit einem Ausgangsbemessungsstrom von $3 \cdot 4,9 \text{ A} = 14,7 \text{ A}$ oder mehr benötigt.

Gewählt wird MOVIDRIVE® MDF 60A 0075-5A3-4-00 (16 A).

Die Getriebeauswahl erfolgt gemäß dem vorangegangenen Beispiel und führt zu folgenden Antrieb:

KA47DV100M4 /BMG

$i = 13,65$

$P_N = 2,2 \text{ kW}$

$1410/103 \text{ min}^{-1}$

$M_a = 205 \text{ Nm}$

$f_B = 1,75$

$M_B = 40 \text{ Nm}$



12 Rechenbeispiel Drehtischantrieb mit Frequenzumrichter

Vorgaben

Zur Bearbeitung sollen 4 Werkstücke alle 30 Sekunden um 90° Grad gedreht werden. Der Bewegungsvorgang soll in 5 Sekunden abgeschlossen sein und die maximale Beschleunigung darf $0,5 \text{ m/s}^2$ nicht überschreiten. Die zulässige Positionstoleranz liegt bei $\pm 2 \text{ mm}$, bezogen auf den Außendurchmesser des Tisches.

Tischdurchmesser:	2000 mm
Masse des Tisches:	400 kg
Masse des Werkstücks:	70 kg (Abstand Schwerpunkt zu Drehachse: $l_S = 850 \text{ mm}$)
Vorgelegeübersetzung über Zahnkranz:	$i_V = 4,4$
Durchmesser der Stahl/Stahl-Lagerung:	900 mm
Rollreibungsfaktor μ_L :	0,01
Positionieren über Eilgang / Schleichgang:	R 1:10

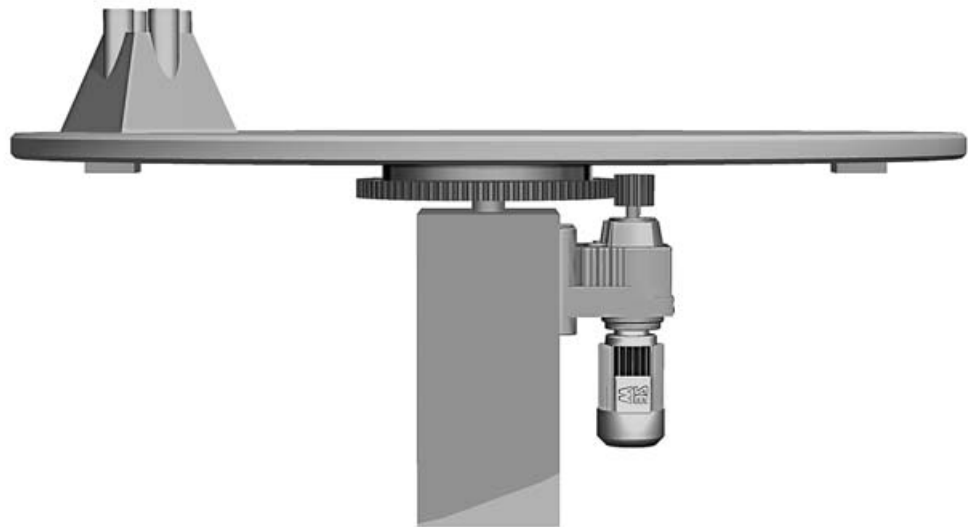


Bild 40: Drehtischantrieb

00800AXX



12.1 Motorberechnung

Massenträgheitsmoment

$$J_T = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 = \frac{1}{2} \cdot 400 \text{ kg} \cdot 1^2 \text{ m}^2 = 200 \text{ kgm}^2$$

$$J_W = 4 \cdot J_S + m \cdot l_S^2$$

J_S = Steineranteil des Werkzeuges

l_S = Abstand Werkstückschwerpunkt – Drehpunkt

Vereinfachte Rechnung

Da die Werkstücke symmetrisch um den Drehpunkt verteilt sind, kann vereinfacht mit folgender Formel gerechnet werden:

$$J_W = 4 \cdot m \cdot r^2 = 4 \cdot 70 \text{ kg} \cdot 0.85^2 \text{ m}^2 = 202.3 \text{ kgm}^2$$

Das Massenträgheitsmoment des Zahnkranzes soll in diesem Fall vernachlässigt werden. Damit ist das externe Gesamt-Massenträgheitsmoment:

$$J_X = J_T + J_W = 200 \text{ kgm}^2 + 202.3 \text{ kgm}^2 = 402.3 \text{ kgm}^2$$

Drehzahl und Anlaufzeit

Vorgabe der Beschleunigung $a = 0,5 \text{ m/s}^2$

$$v = \frac{a \cdot t - \sqrt{(a \cdot t)^2 - 4 \cdot a \cdot s}}{2}$$

$$s = \frac{U_T}{4} = \frac{6.283 \text{ m}}{4} = 1.57 \text{ m}$$

$$v = \frac{0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 4.5 \text{ s} - \sqrt{\left(0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 4.5 \text{ s}\right)^2 - 4 \cdot 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1.57 \text{ m}}}{2} = 0.43 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$n = \frac{v \cdot 60}{U_T} = \frac{0.43 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 60}{6.283 \text{ m}} = 4.1 \text{ min}^{-1}$$

$$t_A = \frac{v}{a} = \frac{0.43 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0.86 \text{ s}$$

**Leistung**

Da das externe Massenträgheitsmoment des Drehtisches im Normalfall wesentlich höher ist als das Motormassenträgheitsmoment, kann die Anlaufleistung hier schon hinreichend genau mit der Anlaufleistung für das externe Massenträgheitsmoment berechnet werden.

Gesamtleistung	$P_T = P_{DL} + P_S$
dynamische Leistung	$P_{DL} = \frac{J_X \cdot n_T^2}{91200 \cdot t_A \cdot \eta} = \frac{402.3 \text{ kgm}^2 \cdot 4.1^2 \text{ min}^{-2}}{91200 \cdot 0.86 \text{ s} \cdot 0.9} = 0.096 \text{ kW}$
statische Leistung	$P_S = \frac{\Sigma m \cdot g \cdot \mu_L \cdot d \cdot n_T}{2 \cdot 1000 \cdot 9550 \cdot \eta} = \frac{680 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0.01 \cdot 900 \text{ mm} \cdot 4.1 \text{ min}^{-1}}{2 \cdot 1000 \cdot 9550 \cdot 0.9} = 0.014 \text{ kW}$
Gesamtleistung	$P_T = 0.096 \text{ kW} + 0.014 \text{ kW} = 0.11 \text{ kW}$

Ausgewählter Motor

DR63S4 /B03
 $P_N = 0,12 \text{ kW}$
 $n_M = 1380 \text{ min}^{-1}$
 $J_M = 0,00048 \text{ kgm}^2$
 $M_B = 2,4 \text{ Nm}$

externes Massenträgheitsmoment	$J_X = J_X \cdot \left(\frac{n}{n_M} \right)^2 = 402.3 \text{ kgm}^2 \cdot \left(\frac{4.1 \text{ min}^{-1}}{1380 \text{ min}^{-1}} \right)^2 = 0.00355 \text{ kgm}^2$
statisches Drehmoment	$M_S = \frac{P_S \cdot 9550 \cdot \eta}{n_M} = 0.09 \text{ Nm}$
Hochlaufmoment	$M_H = \frac{\left(J_M + \frac{J_X}{\eta} \right) \cdot n_M}{9.55 \cdot t_A} + M_S$
	$M_H = \frac{\left(0.00048 + \frac{0.00355}{0.9} \right) \text{ kgm}^2 \cdot 1380 \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot 0.86 \text{ s}} + \frac{0.09 \text{ Nm}}{0.1} = 0.84 \text{ Nm}$
Bemessungsdrehmoment	$M_N = \frac{0.12 \text{ kW} \cdot 9550}{1380 \text{ min}^{-1}} = 0.83 \text{ Nm}$

Damit ist sicherer Hochlauf gewährleistet.



Überprüfen der Haltegenauigkeit

Der Motor soll aus einer Drehzahl entsprechend 5 Hz ($R = 1:10$) mechanisch gebremst werden. Gebremst wird aus der minimalen Geschwindigkeit $v = 0,043 \text{ m/s} \Rightarrow n_M = 138 \text{ min}^{-1}$.

Bremszeit

$$t_B = \frac{(J_M + J_X \cdot \eta) \cdot n_M}{9.55 \cdot (M_B + M_S \cdot \eta)}$$

$$t_B = \frac{(0.00048 + 0.00355 \cdot 0.9) \text{ kgm}^2 \cdot 138 \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot (2.4 + 0.09 \cdot 0.9) \text{ Nm}} = 0.021 \text{ s}$$

Bremsverzögerung

$$a_B = \frac{v}{t_B} = \frac{0.043 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.021 \text{ s}} = 2.0 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Anhalteweg

$$s_B = v \cdot 1000 \cdot \left(t_2 + \frac{1}{2} \cdot t_B \right) = 0.043 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1000 \cdot \left(0.003 \text{ s} + \frac{1}{2} \cdot 0.021 \text{ s} \right) = 0.6 \text{ mm}$$

Haltegenauigkeit

$$X_B \approx \pm 0.12 \cdot s_B = \pm 0.12 \cdot 0.6 \text{ mm} = \pm 0.072 \text{ mm}$$

Dieser Wert beinhaltet die Bremseneinfallzeit, jedoch keine externen Einflüsse auf Zeitverzögerung (z. B. SPS-Rechenzeiten).



12.2 Getriebeauslegung

Übersetzung

$$i = \frac{n_M}{n_a \cdot i_V} = \frac{1380 \text{ min}^{-1}}{4.1 \text{ min}^{-1} \cdot 4.4} = 76.5$$

Abtriebsmoment

Betrieb mit 16 h/Tag und $Z = 120$ c/h (wobei durch Anlauf, Umschalten auf langsame Geschwindigkeit und Bremsen 360 Lastwechsel pro Stunde entstehen).

Drehmoment-
verhältnis

$$\frac{J_X}{J_M} = \frac{0.00355 \text{ kgm}^2}{0.00048 \text{ kgm}^2} = 7.4$$

Damit erhalten wir Stoßgrad III und einen erforderlichen Betriebsfaktor von $f_B = 1,6$.

Abtriebsmoment

$$M_a = \frac{P_N \cdot 9550}{n_a} \cdot f_B = \frac{0.12 \text{ kW} \cdot 9550}{4.1 \text{ min}^{-1} \cdot 4.4} \cdot 1.6 = 102 \text{ Nm}$$

gewählter
Antrieb

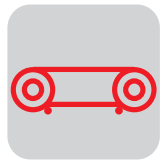
R27DR63S4 /B03

 $i = 74,11$ $f_B = 2,1$ $M_a = 62 \text{ Nm}$

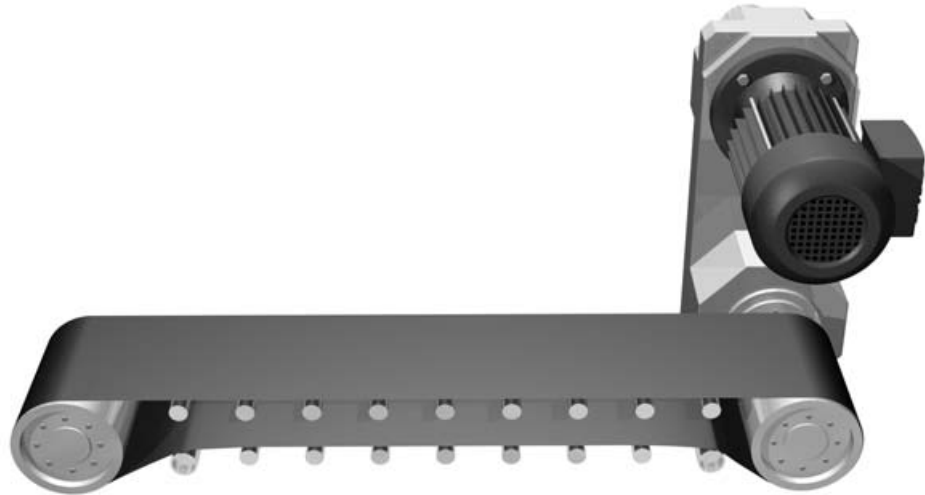
Getriebeispiel

Das abtriebseitige Getriebeispiel beträgt bei diesem Getriebe $0,21^\circ$. Umgerechnet auf den Drehtischumfang entspricht dies einem Weg von 0,85 mm.

Das bedeutet, dass der bei weitem größte Anteil des Anlagenspiels aus der Vorgelegeübersetzung kommt.



13 Rechenbeispiel Gurtförderer



05234AXX

Bild 41: Gurtförderer

Berechnung nach DIN 22101 "Rollengurtförderer"

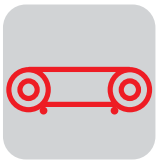
Widerstandskräfte Um die Bewegungswiderstände und die daraus resultierenden Leistungen zu ermitteln, werden die auftretenden Kräfte beim Gurtförderer eingeteilt in:

- Hauptwiderstände F_H
- Nebenwiderstände F_N
- Steigungswiderstände F_{St}
- Sonderwiderstände F_S

Der Hauptwiderstand F_H von Ober- und Untertrum wird zusammen für Ober- und Untertrum bestimmt. Annahme: Linearer Zusammenhang zwischen Widerstand und bewegter Last.

$$F_H = L \cdot f \cdot g \cdot \left(\frac{m_R}{L} + (2 \cdot m_G' + m_L') \cdot \cos \alpha \right)$$

- L = Länge des Förderbandes in m
 f = fiktiver Reibungsbeiwert (siehe Tabellenanhang); Annahme: $f = 0,02$
 g = $9,81 \text{ m/s}^2$
 m_R = Gesamtmasse der Rollen in kg
 m_L' = maximal geförderte Last in kg/m
 m_G' = Gurtmasse in kg/m
 α = mittlere Steigung der Förderstrecke

**Nebenwiderstände**

- Trägheits- und Reibungswiderstände zwischen Fördergut und Gurt an einer Aufgabestelle
- Reibungswiderstände zwischen Fördergut und seitlichen Schurren
- Reibungswiderstände durch Gurtreiniger
- Gurtbiegewiderstände

Die Summe der Nebenwiderstände F_N wird durch den Beiwert C berücksichtigt:

$$C = 1 + \frac{F_N}{F_H}$$

Ist der Anteil der Nebenwiderstände am Gesamtwiderstand gering, kann der Beiwert C folgender Tabelle entnommen werden:

Tabelle 7: Nebenwiderstandsbeiwerte C abhängig von der Förderlänge L

L [m]	< 20	20	40	60	80	100	150	200	300
C	3	2,5	2,28	2,1	1,92	1,78	1,58	1,45	1,31
L [m]	400	500	600	700	800	900	1000	2000	> 2000
C	1,25	1,2	1,17	1,14	1,12	1,1	1,09	1,06	1,05

Der Steigungswiderstand der Förderlast ergibt sich aus folgender Formel:

$$F_{St} = L \cdot g \cdot m_L' \cdot \sin \alpha$$

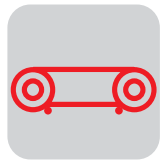
- L = Länge des Förderbandes [m]
 g = $9,81 \text{ m/s}^2$
 m_L' = maximal geförderte Last [kg/m]
 α = mittlere Steigung der Förderstrecke

Sonderwiderstände

Sonderwiderstände sind alle bisher nicht aufgeführten zusätzlichen Widerstände

Vorgaben

Ein Gurtförderer transportiert 650 t Sand (trocken) pro Stunde. Die maximale Gurtgeschwindigkeit beträgt 0,6 m/s. Die Geschwindigkeit soll mechanisch um den Faktor 3 auf bis zu 0,2 m/s verstellbar sein. Die Förderstrecke ist 30 m lang. Der 500 mm breite Gurt hat eine Masse von 20 kg/m. Die Masse der Rollen beträgt ca. 500 kg. Der Durchmesser der Gurttrommel beträgt $D = 315 \text{ mm}$.



13.1 Motorberechnung

Hauptwiderstände

Der Hauptwiderstand F_H von Ober- und Untertrum wird zusammen für Ober- und Untertrum bestimmt.

Annahme

Linearer Zusammenhang zwischen Widerstand und bewegter Last.

Hochlaufmoment

$$F_H = L \cdot f \cdot g \cdot \left(\frac{m_R}{L} + (2 \cdot m_G + m_L) \cdot \cos \alpha \right)$$

$$F_H = 30 \text{ m} \cdot 0.02 \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \left(\frac{500 \text{ kg}}{30 \text{ m}} + \left(2 \cdot 20 \frac{\text{kg}}{\text{m}} + 300 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) \cdot \cos 0^\circ \right) = 2100 \text{ N}$$

Nebenwiderstand

$$C = 1 + \frac{F_N}{F_H}$$

$$F_N = (C - 1) \cdot F_H = (2.4 - 1) \cdot 2100 \text{ N} = 2940 \text{ N}$$

Steigungs- und Sonderwiderstände

sind nicht vorhanden.

Statische Leistung

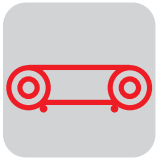
$$P_S = \frac{(F_H + F_N + F_{St} + F_S) \cdot v}{\eta}$$

Ohne Getriebe- und Verstellgetriebewirkungsgrad ergibt sich:

$$P_S = \frac{(2100 \text{ N} + 2940 \text{ N} + 0 + 0) \cdot 0.6 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.9} = 3360 \text{ W}$$

gewählter Motor

DV 112M 4 BMG
 $P_N = 4,0 \text{ kW}$
 $n_N = 1420 \text{ min}^{-1}$
 $M_H/M_N = 2,1$
 $J_M = 110,2 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$

**externes Massenträgheitsmoment**

Massenträgheitsmoment der geradlinig bewegten Komponenten (Fördergut und Gurt)

Fördergut / Gurt

$$J_{X1} = 91.2 \cdot m \cdot \left(\frac{v}{n_M} \right)^2$$

$$J_{X1} = 91.2 \cdot 30 \text{ m} \cdot \left(2 \cdot 20 \frac{\text{kg}}{\text{m}} + 300 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) \cdot \left(\frac{0.6 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1400 \text{ min}^{-1}} \right)^2 = 0.171 \text{ kgm}^2$$

Rollen (Hohlzylinder: $m_R = 500 \text{ kg}$, $r_A = 108 \text{ mm}$, $r_I = 50 \text{ mm}$)

Rollen

$$J_{X2} = \frac{1}{2} \cdot m_R \cdot (r_A^2 + r_I^2)$$

$$J_{X2} = \frac{1}{2} \cdot 500 \text{ kg} \cdot (0.108^2 + 0.050^2) \text{ m}^2 = 3.54 \text{ kgm}^2$$

Um einen gemeinsamen Bezugspunkt von Motor- und externem Massenträgheitsmoment zu haben, muss nun das externe Massenträgheitsmoment um die Getriebeübersetzung "reduziert" werden.

reduziertes
Massenträgheits-
moment

$$J_{X2} = J_{X2} \cdot \left(\frac{n_R}{n_M} \right)^2$$

$$n_R = \frac{v \cdot 1000 \cdot 60}{\pi \cdot d_A} = \frac{0.6 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1000 \cdot 60}{\pi \cdot 108 \text{ mm}} = 106 \text{ min}^{-1}$$

$$J_{X2} = 3.54 \text{ kgm}^2 \cdot \left(\frac{106 \text{ min}^{-1}}{1420 \text{ min}^{-1}} \right)^2 = 0.02 \text{ kgm}^2$$

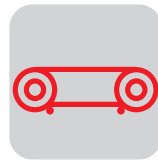
Gesamtes
Massenträgheits-
moment

$$J_X = J_{X1} + J_{X2} = 0.171 \text{ kgm}^2 + 0.02 \text{ kgm}^2 = 0.191 \text{ kgm}^2$$

Bemessungsdreh-
moment /
Hochlaufmoment

$$M_N = \frac{P_N \cdot 9550}{n_N} = \frac{4.0 \text{ kW} \cdot 9550}{1420 \text{ min}^{-1}} = 26.9 \text{ Nm}$$

$$M_H = 2.1 \cdot M_N = 2.1 \cdot 26.9 \text{ Nm} = 56.5 \text{ Nm}$$



Anlaufzeit

$$t_A = \frac{\left(J_M + J_Z + \frac{J_X}{\eta} \right) \cdot n_M}{9.55 \cdot \left(M_H - \frac{M_S}{\eta} \right)}$$

$$t_A = \frac{\left(0.01102 + \frac{0.191}{0.76} \right) \text{kgm}^2 \cdot 1420 \text{min}^{-1}}{9.55 \cdot \left(56.5 \text{Nm} - \frac{22.6 \text{Nm}}{0.9} \right)} = 1.25 \text{s}$$

Anlauf-
beschleunigung

$$a_A = \frac{v}{t_A} = \frac{0.6 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1.25 \text{s}} = 0.48 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

13.2 Getriebe- und Verstellgetriebeauslegung

Abtriebsdrehzahl

$$n_a = \frac{v \cdot 60000}{\pi \cdot D} \cdot i_V = \frac{0.6 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 60000}{\pi \cdot 315 \text{mm}} = 36.4 \text{min}^{-1}$$

Getriebewahl

Auszug aus dem Katalog "Verstellgetriebemotoren", VARIBLOC® mit Stirnradgetriebe:

P_m/P_{a2} [kW]	$n_{a1} - n_{a2}$ [1/min]	i	M_{a1} [Nm]	M_{a2} [Nm]	Typ	m [kg]
4,0/3,3	6,2 - 37	81,92	1450	870	R 87/VU/VZ31 DV 112M4	155

Von der maximalen Drehzahl n_{a2} ausgehend wird ein**R87 VU31 DV112M4 mit i = 81,92**

gewählt.

13

Bemessungs-
leistung P_{a2} gibt die abtriebsseitige Bemessungsleistung an. Diese muss größer sein als die errechnete Lastleistung.Drehmoment /
Drehzahl

Zusätzlich müssen die maximalen zulässigen Drehmomente in Abhängigkeit von den Drehzahlen überprüft werden.

Damit steht der Antrieb fest.



14 Rechenbeispiel Kurbelschwingenantrieb

Mit Kurbelantrieben (speziell Koppelkurven) können komplizierteste Bewegungsabläufe mit höchster Dynamik und Wiederholgenauigkeit auf mechanische Art vollzogen werden.

Gelenkgetriebe

Da solche "Gelenkgetriebe" einen großen Rechenaufwand mit sich bringen, der fast ausschließlich mit entsprechenden Rechenprogrammen bewältigt werden kann, wird in diesem Kapitel speziell auf die Berechnung eines Schubkurbelantriebs eingegangen.

Rotatorisch / translatorisch

Der Schubkurbelantrieb dient zur Umwandlung einer rotatorischen in eine translatorische Bewegung. Der gravierende Unterschied zu den schon beschriebenen Antrieben ist, dass der Schubkurbelantrieb an jedem Punkt seine dynamischen Werte ändert. Theoretisch vergleichbar ist dies mit einem Vorgelege, das kontinuierlich seine Übersetzung ändert.

Näherungsformeln

Die Näherungsformeln, mit denen hier gerechnet wird, lauten für konstante Winkelgeschwindigkeit wie folgt:

$$s = r \cdot (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{2} \cdot r \cdot \sin^2 \varphi$$

$$v = \omega \cdot r \cdot \sin \varphi \cdot (1 + \lambda \cdot \cos \varphi)$$

$$a = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$$

ω = Winkelgeschwindigkeit = $\pi \cdot n_a / 30$ [min^{-1}]
 n_a = Abtriebsdrehzahl [min^{-1}]
 λ = Schubstangenverhältnis = Kurbelradius/Schubstangenlänge
 φ = Kurbelwinkel [Grad]
 r = Kurbelradius [m]
 s = momentaner Verfahrweg der Last [m]
 v = momentane Geschwindigkeit der Last [m/s]
 a = momentane Beschleunigung der Last [m/s^2]

statische Leistung /
dynamische Leistung

$$P_S = \frac{F_F \cdot v}{1000 \cdot \eta_L \cdot \eta_G}$$

$$P_D = \frac{m \cdot a \cdot v}{1000 \cdot \eta_L \cdot \eta_G}$$

P_S = momentane statische Leistung [kW]
 P_D = momentane dynamische Leistung [kW]

Berechnung des Zyklus

Um einen genauen Leistungsverlauf zu berechnen, müsste nun der Zyklus Winkelgrad für Winkelgrad nachgerechnet werden. Dafür ist natürlich ein Computerprogramm prädestiniert und auf diese Art rechnet auch das SEW-Projektierungsprogramm.



Umlaufgeschwindigkeit \neq konst.

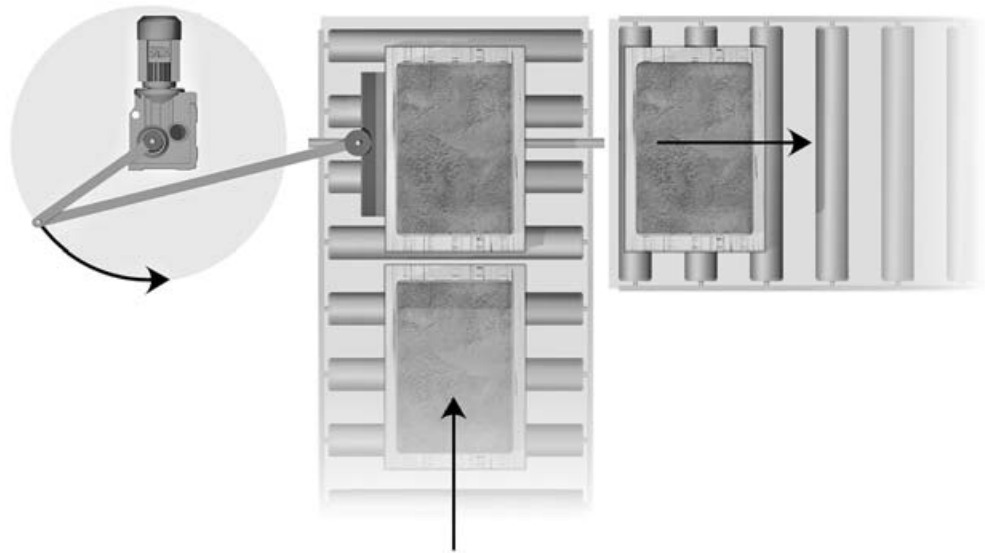
Eine zusätzliche Schwierigkeit tritt auf, wenn die Umlaufgeschwindigkeit nicht konstant ist. Dies ist z. B. der Fall, wenn der Antrieb anläuft. Sind die Anlaufpositionen jeweils die Totpunkte der Kurbelschwinge, können diese im Normalfall bei der Leistungsberechnung vernachlässigt werden. Sind die Anlaufpositionen jedoch unterschiedlich, müssen die Anläufe wegen der Überlagerung der Kurbeldynamik mit der Motordynamik separat überprüft werden.

Im folgenden Beispiel soll jedoch lediglich eine Leistungsabschätzung auf einfache Weise aufgezeigt werden. Bei komplizierteren Anwendungen möchten wir auf spezielle Rechenprogramme verweisen.

Vorgaben

Ein Palettenumsetzer schiebt 500 kg schwere Paletten von einem Rollenförderer zum andern. Dies soll mit einer Taktfrequenz von 30 Paletten/min. geschehen.

Mit Pause, Start und Stopp ergibt sich eine Abtriebsgeschwindigkeit von 42 min^{-1} .



00810AXX

Bild 42: Kurbelschwingenantrieb

Hebelarm der Rollreibung Holz auf Stahl:	$f = 1,2$
Kurbelradius:	$r = 0,5 \text{ m}$
Schubstangenlänge:	$l = 2 \text{ m}$



14.1 Motorberechnung

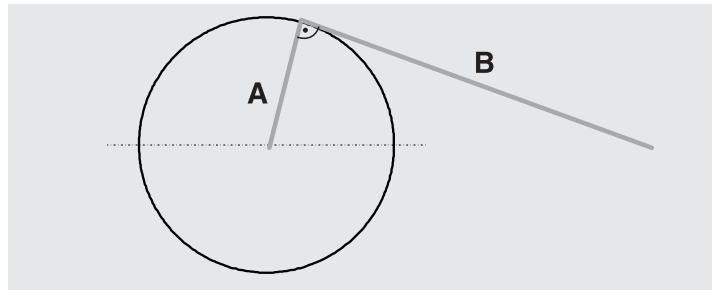
Um nun nicht viele einzelne Punkte berechnen zu müssen, werden zwei Eckwerte gesucht.

- Der Winkel der **maximalen statischen Leistung**
(max. Geschwindigkeit, da $P \approx m \cdot g \cdot \mu \cdot v$)
- Der Winkel der **maximalen dynamischen Leistung** ($P \approx m \cdot a \cdot v$)

Auf den jeweils bestimmenden Anteil wird der Antrieb festgelegt. Dies wird normalerweise bei Hubantrieben der statische Anteil sein und bei Horizontalantrieben der dynamische Anteil.

Maximale statische Leistung

Die maximale statische Leistung tritt im Normalfall dort auf, wo die Geschwindigkeit ihr Maximum hat. Dies ist dort der Fall, wo Kurbelstange und Schubstange einen rechten Winkel bilden.



00811BXX

Bild 43: Punkt der maximalen Geschwindigkeit

Wichtig ist nun an diesem Punkt die Geschwindigkeit.

Geschwindigkeit näherungsweise:

Geschwindigkeit

$$\begin{aligned}
 v &= \omega \cdot r \cdot \sin \varphi \cdot (1 + \lambda \cdot \cos \varphi) \\
 \omega &= 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 0.7 \text{ s}^{-1} = 4.4 \text{ s}^{-1} \\
 \varphi &= \arctan\left(\frac{l}{r}\right) = 76^\circ \\
 v &= 2.26 \frac{\text{m}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

Fahrwiderstand

$$\begin{aligned}
 F_F &= m \cdot g \cdot \left(\frac{2}{D} \cdot \left(\mu_L \cdot \frac{1}{2} \cdot d + f \right) + c \right) \\
 F_F &= 500 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \left(\frac{2}{250 \text{ mm}} \cdot \left(0.005 \cdot \frac{1}{2} \cdot 60 \text{ mm} + 1.2 \text{ mm} \right) + 0.003 \right) = 70 \text{ N}
 \end{aligned}$$



statische Leistung

$$P = \frac{F \cdot v}{\eta}$$

$$P_S = \frac{70 \text{ N} \cdot 2.26 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.85 \cdot 1000} = 0.19 \text{ kW}$$

Maximale dynamische Leistung

Die maximale dynamische Leistung tritt dort auf, wo das Produkt aus Beschleunigung und Geschwindigkeit das Maximum erreicht. Durch Ableitung nach dem Winkel und Nullsetzen der Funktion erhält man diesen Wert bei:

Winkel

$$4 \cdot \lambda^2 \cdot \cos(4\varphi) + 9 \cdot \lambda \cdot \cos(3\varphi) + 4 \cdot \cos(2\varphi) - \lambda \cdot \cos\varphi = 0$$

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{0.5 \text{ m}}{2 \text{ m}} = 0.25 \quad \Rightarrow \quad \varphi = 37^\circ$$

Damit wird P_{\max} (der Einfachheit halber ohne Trägheitsmoment der Rollen) bei $\varphi = 37^\circ$:

dynamische Leistung

$$P_D = \frac{m \cdot a \cdot v}{1000 \cdot \eta_L \cdot \eta_G}$$

$$v = \omega \cdot r \cdot \sin\varphi \cdot (1 + \lambda \cdot \cos\varphi) = 1.6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$a = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos(2\varphi)) = 8.44 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$P_D = \frac{500 \text{ kg} \cdot 8.44 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1.6 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1000 \cdot 0.9 \cdot 0.95} = 7.9 \text{ kW}$$

Es wird hier deutlich, dass der statische Anteil in diesem Beispiel keine wesentliche Rolle spielt.

Motorauswahl

Als Motor wird ein DV132M4BM mit 7,5 kW gewählt, da, wie schon angesprochen, diese Berechnungsmethode nur als Abschätzung gelten kann. Zum Optimieren verweisen wir nochmals auf das Projektierungsprogramm ProDrive.

Getriebeauslegung

Die Getriebeauslegung erfolgt entsprechend den vorangegangenen Beispielen.

Dabei gilt:

- erforderliche Übersetzung ca. 33
- erforderliche Abtriebsdrehzahl ca. 43 min^{-1}



15 Rechenbeispiel Spindelantrieb

Spindelwirkungsgrade: siehe Tabellenanhang

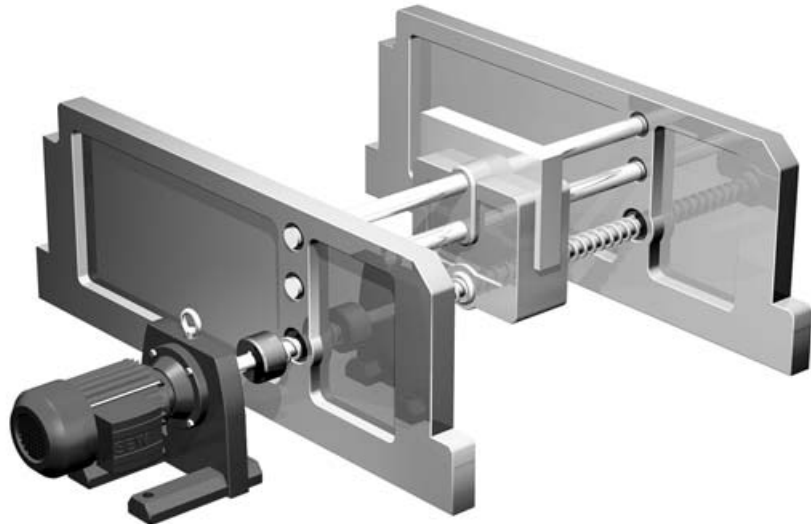


Bild 44: Spindelantrieb

05276AXX

Vorgaben

Zum Ablängen von Kunststoffstangenmaterial soll der Sägevorschub mit einem Spindelantrieb realisiert werden. Die Geschwindigkeit und die Spindelsteigung wurde so gewählt, dass ein polumschaltbarer Motor (8/2-polig) ohne Getriebe verwendet werden kann.

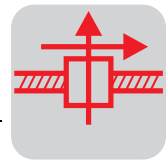
Der Sägevorgang soll dabei in der kleinen Drehzahl, der Rückhub im Eilgang erfolgen. Weiterhin ist der Motor mit einer Bremse auszurüsten.

Masse Stangenmaterial:	$m_1 = 40 \text{ kg}$
Masse Vorschubeinheit:	$m_2 = 150 \text{ kg}$
Sägekraft:	$F_1 = 450 \text{ N}$
Reibkraft durch Führung:	$F_2 = 70 \text{ N}$
Vorschubgeschwindigkeit:	$v_1 = 10 \text{ m/min}$
Rückfahrgeschwindigkeit:	$v_2 = 40 \text{ m/min}$
Weg:	$s = 500 \text{ mm}$

Spindeldaten

420 Sägevorgänge je Stunde sollen erreicht werden.

Spindelsteigung:	$P = 15 \text{ mm}$
Länge der Spindel:	$l = 1000 \text{ mm}$
Durchmesser der Spindel:	$d = 40 \text{ mm}$
Dichte von Stahl:	$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$
Wirkungsgrad:	$\eta = 35 \%$



15.1 Berechnung

Spindeldrehzahl

$$n_1 = \frac{v_1}{P} = \frac{10 \frac{m}{min}}{15 mm} = \frac{0.167 \frac{m}{s} \cdot 60 \cdot 10^3}{15 mm} = 668 min^{-1}$$

$$n_2 = \frac{v_2}{P} = \frac{40 \frac{m}{min}}{15 mm} = \frac{0.67 \frac{m}{s} \cdot 60 \cdot 10^3}{15 mm} = 2680 min^{-1}$$

Ein 8/2-poliger Motor ohne Getriebe kann verwendet werden.

statische Leistung

Statische Leistung beim Sägen in der kleinen Drehzahl (nur Sägekraft):

Sägen

$$P_{S1A} = \frac{F_1 \cdot v_1}{\eta} = \frac{450 N \cdot 0.167 \frac{m}{s}}{0.35} = 214 W$$

Statische Leistung beim Sägen in der kleinen Drehzahl (nur Reibkraft):

Reibkraft 8-polig

$$P_{S1B} = \frac{F_2 \cdot v_1}{\eta} = \frac{70 N \cdot 0.167 \frac{m}{s}}{0.35} = 33 W$$

Statische Leistung beim Rückhub in der großen Drehzahl (nur Reibkraft):

Reibkraft 2-polig

$$P_{S2} = \frac{F_2 \cdot v_2}{\eta} = \frac{70 N \cdot 0.67 \frac{m}{s}}{0.35} = 134 W$$

Da die dynamische Leistung von der Motorgröße abhängt, wird zum jetzigen Zeitpunkt ein Motor gewählt, der mit seiner Bemessungsleistung über der statischen Leistung liegt. Die dynamische Leistung wird über die zulässige Schalthäufigkeit nachgerechnet.

gewählter Motor

SDT90L 8/2 BMG

$P_N = 0,3 / 1,3 kW$

$n_N = 630 / 2680 min^{-1}$

$M_H/M_N = 1,6 / 2,4$

$J_M = 39,4 \cdot 10^{-4} kgm^2$

$Z_0 = 20000/3300 mit BGE$

ED = S3 40/60 %



15.2 Nachrechnung

Einschaltdauer

Der Motor ist serienmäßig für S3-Betrieb gewickelt.

Zeit Sägehub

$$t_1 = \frac{s}{v_1} = \frac{0.5 \text{ m}}{0.167 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 3 \text{ s}$$

Zeit Rückhub

$$t_2 = \frac{s}{v_2} = \frac{0.5 \text{ m}}{0.67 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0.74 \text{ s}$$

Zyklusdauer

420 Sägeschnitte pro Stunde ergibt eine Gesamtzeit von $t_T = 8,5 \text{ s}$ pro Zyklus.

Einschaltdauer
gesamt

$$ED = \frac{t_1 + t_2}{t_T} = 44 \% \quad \Rightarrow \quad OK$$

Zulässige Schalt- häufigkeit Z_P

Zur Bestimmung der Schalthäufigkeit müssen noch berechnet werden:

- Lastmoment M_L
- Hochlaufmoment M_H
- Rechenfaktor k_P
- externes Massenträgheitsmoment J_X

$$Z_P = Z_0 \cdot \frac{1 - \frac{M_L}{M_H \cdot \eta}}{\frac{J_M + \frac{J_X}{\eta}}{J_M}} \cdot k_P$$

Lastmoment M_L

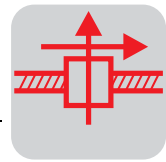
Berechnung des Lastmoments ohne Berücksichtigung des Wirkungsgrads:

- durch Sägekraft F_1

Da das Lastmoment durch Sägekraft erst nach dem Anlaufvorgang aufgebracht wird, taucht es bei der Berechnung der Schalthäufigkeit nicht auf.

- durch Reibkraft F_2

$$M_{L2} = \frac{F_2 \cdot P}{2\pi \cdot 1000} = \frac{70 \text{ N} \cdot 15 \text{ mm}}{2\pi \cdot 1000} = 0.2 \text{ Nm}$$



Hochlaufmoment M_H

kleine Drehzahl

$$M_{H1} = \frac{0.3 \text{ kW} \cdot 9550}{630 \text{ min}^{-1}} \cdot 1.6 = 7.2 \text{ Nm}$$

hohe Drehzahl

$$M_{H2} = \frac{1.3 \text{ kW} \cdot 9550}{2680 \text{ min}^{-1}} \cdot 2.4 = 11.1 \text{ Nm}$$

Rechenfaktor k_P

kleine Drehzahl

$$\frac{P_{S1B}}{P_N} = \frac{0.033 \text{ kW}}{0.3 \text{ kW}} = 0.11 \quad ED = 44 \% \quad \Rightarrow \quad k_{P1} = 0.9$$

hohe Drehzahl

$$\frac{P_{S2}}{P_N} = \frac{0.134 \text{ kW}}{1.3 \text{ kW}} = 0.1 \quad ED = 44 \% \quad \Rightarrow \quad k_{P2} = 0.9$$

Externes Massenträgheitsmoment

von Vorschubeinheit /
Last

$$J_{X1} = 91.2 \cdot m \cdot \left(\frac{v}{n}\right)^2 = 91.2 \cdot (m_1 + m_2) \cdot \left(\frac{v_1}{n_1}\right)^2 = 12.1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

Externes Massenträgheitsmoment J_{X2} der Spindel. Die Spindel wird vereinfacht als Vollzylinder gerechnet, der sich um die Längsachse dreht.

von Spindel

$$J_{X2} = \frac{1}{2} m_S \cdot r^2$$

Spindelradius

$$r = \frac{d}{2} = 20 \text{ mm} = 0.02 \text{ m}$$

Spindelmasse

$$m_S = \pi \cdot r^2 \cdot l \cdot \rho = \pi \cdot 0.02^2 \text{ m}^2 \cdot 1 \text{ m} \cdot 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 9.86 \text{ kg}$$

Externes Massen-
trägheitsmoment
Spindel

$$J_{X2} = \frac{1}{2} \cdot 9.86 \text{ kg} \cdot 0.02^2 \text{ m}^2 = 20 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$



Zulässige Schalt- häufigkeit

Zulässige Schalthäufigkeit bei kleiner Drehzahl.

kleine Drehzahl

$$Z_{P1} = Z_{01} \cdot \frac{1 - \frac{M_{L2}}{M_{H1} \cdot \eta}}{\frac{J_M + \frac{J_{X1} + J_{X2}}{\eta}}{J_M}} \cdot k_{P1} = 20000 \frac{c}{h} \cdot \frac{1 - \frac{0.2 \text{ Nm}}{7.2 \text{ Nm} \cdot 0.35}}{\frac{\left(39.4 + \frac{12.1 + 20}{0.35}\right) \cdot 10^{-4}}{39.4 \cdot 10^{-4}}} \cdot 0.9 = 4979 \frac{c}{h}$$

Zulässige Schalthäufigkeit bei hoher Drehzahl.

hohe Drehzahl

$$Z_{P2} = Z_{02} \cdot \frac{1 - \frac{M_{L2}}{M_{H2} \cdot \eta}}{\frac{J_M + \frac{J_{X1} + J_{X2}}{\eta}}{J_M}} \cdot k_{P2} = 3300 \frac{c}{h} \cdot \frac{1 - \frac{0.2 \text{ Nm}}{11.1 \text{ Nm} \cdot 0.35}}{\frac{\left(39.4 + \frac{12.1 + 20}{0.35}\right) \cdot 10^{-4}}{39.4 \cdot 10^{-4}}} \cdot 0.9 = 846 \frac{c}{h}$$

Zulässige Schalthäufigkeit des Gesamtzyklus.

Gesamtzyklus

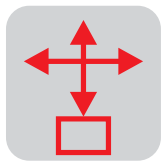
$$Z_P = \frac{Z_{P1} \cdot Z_{P2}}{Z_{P1} + Z_{P2}} = \frac{4979 \cdot 846}{4979 + 846} = 723 \frac{c}{h} \Rightarrow OK$$

Antriebs- festlegung

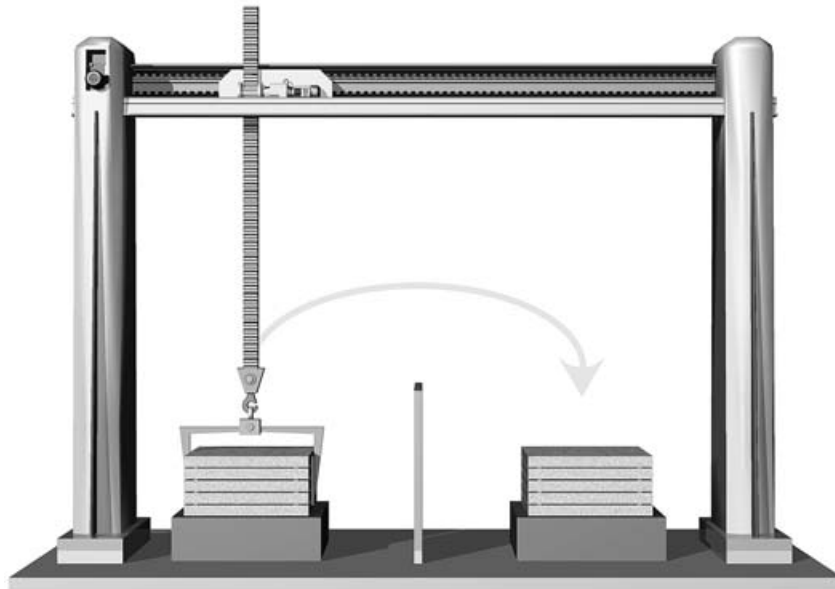
Somit liegt der Antrieb fest:

SDT90L8/2 /BMG

Anlaufverhalten, Umschaltverhalten und Bremsverhalten werden analog dem "Rechenbeispiel Fahrtrieb" behandelt.



16 Rechenbeispiel Portal mit Servoantrieben



00818AXX

Bild 45: Portal mit Servoantrieben

Vorgaben

Ein zweiachsiges Portal soll mit Servotechnik ausgerüstet werden.

X- Achse

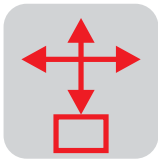
Fahrachse, Kraftübertragung über Zahnriemen

- $m_L = 100 \text{ kg}$ (Summe der bewegten Massen)
- $D = 175 \text{ mm}$ (Durchmesser der Riemenscheibe)
- $\mu = 0,1$ (Reibkoeffizient der Achse laut Hersteller)
- $s = 3 \text{ m}$ (Verfahrstrecke)
- $a_{\max} = 10 \text{ m/s}^2$ (maximale Beschleunigung)
- $t_z = 4 \text{ s}$ (Taktzeit)
- $t = 2 \text{ s}$ (Verfahrzeit)
- $\eta_L = 0,9$ (Lastwirkungsgrad)

Y- Achse

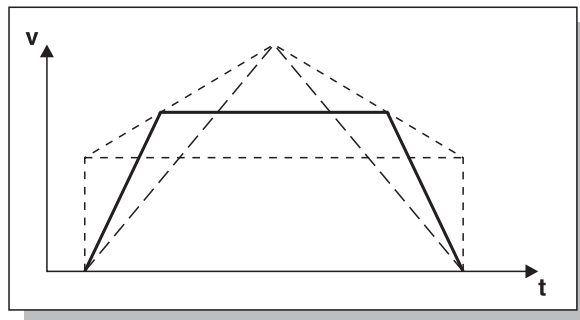
Hubachse, Kraftübertragung über Zahnstange

- $m_L = 40 \text{ kg}$ (Masse der Last)
- $D = 50 \text{ mm}$ (Durchmesser des Ritzels)
- $s = 1 \text{ m}$ (Verfahrstrecke)
- $a_{\max} = 10 \text{ m/s}^2$ (maximale Beschleunigung)
- $t_z = 2 \text{ s}$ (Taktzeit)
- $t = 0,75 \text{ s}$ (Hubzeit)
- $\eta_L = 0,9$ (Lastwirkungsgrad)



16.1 Optimierung der Fahrprogramme

Fahrprogramm der Fahrachse



Geschwindigkeit

$$v = \frac{a_{\max} \cdot t - \sqrt{(a_{\max} \cdot t)^2 - 4 \cdot a_{\max} \cdot s}}{2}$$

$$v = \frac{10 \frac{m}{s^2} \cdot 2 s - \sqrt{\left(10 \frac{m}{s^2} \cdot 2 s\right)^2 - 4 \cdot 10 \frac{m}{s^2} \cdot 3 m}}{2} = 1.64 \frac{m}{s}$$

Hochlaufzeit

$$t_A = \frac{v}{a_{\max}} = \frac{1.64 \frac{m}{s}}{10 \frac{m}{s^2}} = 0.16 s$$

Hochlaufweg

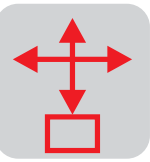
$$s_A = \frac{1}{2} \cdot a_{\max} \cdot t_A^2 = \frac{1}{2} \cdot 10 \frac{m}{s^2} \cdot 0.16^2 s^2 = 0.128 m$$

Fahrweg

$$s_F = s - 2 \cdot s_A = 2.744 m$$

Fahrzeit

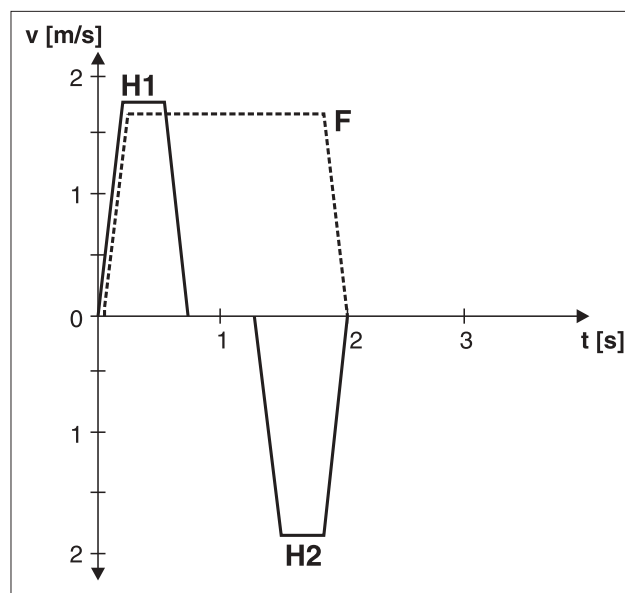
$$t_F = \frac{s_F}{v} = \frac{2.744 m}{1.64 \frac{m}{s}} = 1.67 s$$



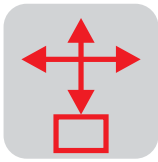
Fahrdiagramm der Hubachse

Geschwindigkeit	$v = \frac{a_{max} \cdot t - \sqrt{(a_{max} \cdot t)^2 - 4 \cdot a_{max} \cdot s}}{2}$ $v = \frac{10 \frac{m}{s^2} \cdot 0.75 s - \sqrt{\left(10 \frac{m}{s^2} \cdot 0.75 s\right)^2 - 4 \cdot 10 \frac{m}{s^2} \cdot 1 m}}{2} = 1.73 \frac{m}{s}$
Hochlaufzeit	$t_A = \frac{v}{a_{max}} = \frac{1.73 \frac{m}{s}}{10 \frac{m}{s^2}} = 0.17 s$
Hochlaufweg	$s_A = \frac{1}{2} \cdot a_{max} \cdot t_A^2 = \frac{1}{2} \cdot 10 \frac{m}{s^2} \cdot 0.17^2 s^2 = 0.145 m$
Fahrzeit	$s_F = s - 2 \cdot s_A = 0.71 m$
Fahrweg	$t_F = \frac{s_F}{v} = \frac{0.71 m}{1.73 \frac{m}{s}} = 0.41 s$

Fahrdiagramme Fahrachse und Hubachse



H1 = Hubachse auf
H2 = Hubachse ab
F = Fahrachse



16.2 Leistungsberechnung

Fahrachse

Fahrwiderstand

$$F_{F1} = m_L \cdot g \cdot \mu_L = 100 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0.1 = 98.1 \text{ N}$$

statisches
Drehmoment

$$M_{S1} = F_{F1} \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{\eta_L} = 98.1 \text{ N} \cdot \frac{0.175 \text{ m}}{2} \cdot \frac{1}{0.9} = 9.5 \text{ Nm}$$

Beschleunigung

Beschleunigungskraft

$$F_{A1} = m_L \cdot a_{\max} = 100 \text{ kg} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1000 \text{ N}$$

Beschleunigungs-
moment

$$M_{A1} = F_{A1} \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{\eta_L} = 1000 \text{ N} \cdot \frac{0.175 \text{ m}}{2} \cdot \frac{1}{0.9} = 97.2 \text{ Nm}$$

Gesamtmoment

$$M_{AT} = M_{A1} + M_{S1} = 97.2 \text{ Nm} + 9.5 \text{ Nm} = 106.7 \text{ Nm}$$

Verzögerung

Verzögerungs-
moment

$$M_{B1} = -F_{A1} \cdot \frac{D}{2} \cdot \eta_L = -1000 \text{ N} \cdot \frac{0.175 \text{ m}}{2} \cdot 0.9 = -78.8 \text{ Nm}$$

Gesamtmoment

$$M_{BT} = M_{B1} + M_{S1} = -78.8 \text{ Nm} + 9.5 \text{ Nm} = -69.3 \text{ Nm}$$

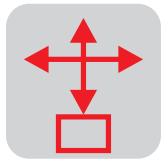
Hubachse auf- wärts

statische Hubkraft

$$F_{H2} = m_L \cdot g = 40 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 392 \text{ N}$$

statisches
Hubmoment

$$M_{S2} = F_{H2} \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{\eta_L} = 392 \text{ N} \cdot \frac{0.05 \text{ m}}{2} \cdot \frac{1}{0.9} = 10.9 \text{ Nm}$$



Beschleunigung

Beschleunigungskraft	$F_{A2} = m_L \cdot a_{max} = 40 \text{ kg} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 400 \text{ N}$
Beschleunigungs- moment	$M_{A2} = F_{A2} \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{\eta_L} = 400 \text{ N} \cdot \frac{0.05 \text{ m}}{2} \cdot \frac{1}{0.9} = 11.1 \text{ Nm}$
Gesamtmoment	$M_{AT2} = M_{A2} + M_{S2} = 11.1 \text{ Nm} + 10.9 \text{ Nm} = 22 \text{ Nm}$

Verzögerung

Verzögerungs- moment	$M_{B2} = -F_{A2} \cdot \frac{D}{2} \cdot \eta_L = -400 \text{ N} \cdot \frac{0.05 \text{ m}}{2} \cdot 0.9 = -9 \text{ Nm}$
Gesamtmoment	$M_{BT2} = M_{B2} + M_{S2} = -9 \text{ Nm} + 10.9 \text{ Nm} = 1.9 \text{ Nm}$

Hubachse abwärts

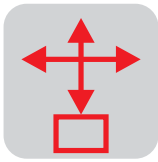
statische Senkkraft	$F_{H3} = m_L \cdot a_{max} = 40 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 392 \text{ N}$
statisches Senkmoment	$M_{S3} = F_{H3} \cdot \frac{D}{2} \cdot \eta_L = -392 \text{ N} \cdot \frac{0.05 \text{ m}}{2} \cdot 0.9 = -8.8 \text{ Nm}$

Beschleunigung

Beschleunigungskraft	$F_{A3} = m_L \cdot a = 40 \text{ kg} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 400 \text{ N}$
Beschleunigungs- moment	$M_{A3} = F_{A3} \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{\eta_L} = 400 \text{ N} \cdot \frac{0.05 \text{ m}}{2} \cdot \frac{1}{0.9} = 11.1 \text{ Nm}$
Gesamtmoment	$M_{AT3} = M_{A3} + M_{S3} = 11.1 \text{ Nm} - 8.8 \text{ Nm} = 2.3 \text{ Nm}$

Verzögerung

Verzögerungs- moment	$M_{B3} = -F_{A3} \cdot \frac{D}{2} \cdot \eta_L = -400 \text{ N} \cdot \frac{0.05 \text{ m}}{2} \cdot 0.9 = -9 \text{ Nm}$
Gesamtmoment	$M_{BT3} = M_{B3} + M_{S3} = -9 \text{ Nm} - 8.8 \text{ Nm} = -17.8 \text{ Nm}$



Damit ergibt sich folgender Abtriebsdrehmomentenverlauf der beiden Achsen:

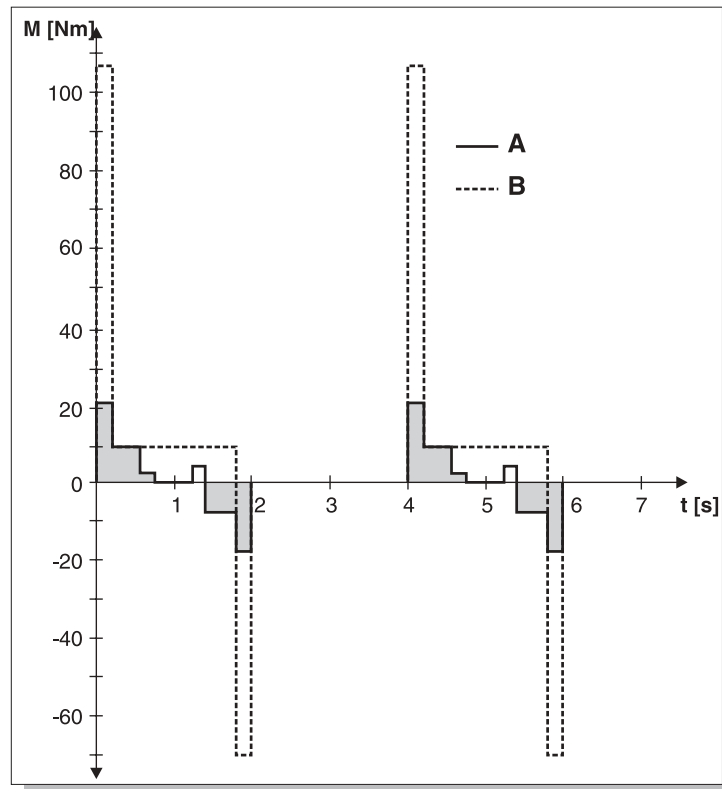


Bild 46: Drehmomentverlauf mit A = Hubachse und B = Fahrachse

00820BXX

16.3 Getriebeauslegung

Das maximal mögliche Abtriebsdrehmoment bestimmt bei spielarmen Planetengetrieben die Getriebegröße (Vergl. f_B -Faktoren bei SEW-Standardgetrieben).

Damit liegen die Baugrößen der Planetengetriebe an dieser Stelle schon fest:

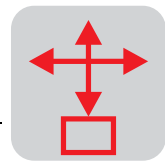
Fahrachse: $M_{\max} = 106,7 \text{ Nm}$ ergibt PSF 41x mit zulässigem Drehmoment $M_P = 150 \text{ Nm}$

Hubachse: $M_{\max} = 22 \text{ Nm}$ ergibt PSF21x mit zulässigem Drehmoment $M_P = 40 \text{ Nm}$



Die Katalogangaben der Maximaldrehmomente bei spielarmen Planetengetrieben sind **maximal zulässige Spitzenwerte**, während bei SEW-Standardgetrieben zulässige Dauerdrehmomente angegeben sind. Deshalb sind diese Getriebetypen von der Berechnung her **nicht vergleichbar**.

Kann ein SEW-Standardgetriebe eingesetzt werden, muss die Getriebeauswahl wie bei frequenzgeregelten Antrieben erfolgen (f_B -Faktoren).



Motordrehzahl

Um die Getriebeübersetzungen festlegen zu können, muss zunächst die Motordrehzahl gewählt werden.

Soll ein Antrieb sehr hohe Regelbarkeit und Positioniergenauigkeit bei möglichst kleiner Baugröße erfüllen, muss die Motordrehzahl hoch gewählt werden. Der Vorteil liegt in der Getriebeübersetzung. Je höher die Motordrehzahl, desto größer die Getriebeübersetzung und damit auch das Abtriebsdrehmoment. Zudem ist die Positionsauflösung durch die höhere Übersetzung besser.

Der Nachteil der schnellen Motordrehzahl ist die kürzere Lagerlebensdauer und möglicherweise höhere erforderliche Motor-Anlaufmomente, da der Motor in derselben Zeit auf eine höhere Eigendrehzahl beschleunigt werden muss.

Lieferbare Drehzahlen

SEW liefert Servomotoren in Ausführungen von 2000, 3000 und 4500 min⁻¹.

Nach Abschätzung der o. g. Vor- und Nachteile wählen wir Motoren mit 3000 min⁻¹.

Regelreserve

Um Regelreserven zu haben, wird die Übersetzung so gewählt, dass die maximale Drehzahl möglichst bei 90 % der Motor-Bemessungsdrehzahl (hier 2700 min⁻¹) erreicht wird.

Fahrachse

Drehzahl

$$n_a = \frac{v \cdot 60}{D \cdot \pi} = \frac{1.64 \frac{m}{s} \cdot 60}{0.175 m \cdot \pi} = 179 \text{ min}^{-1}$$

Übersetzung

$$i = \frac{n_M}{n_a} = \frac{2700 \text{ min}^{-1}}{179 \text{ min}^{-1}} = 15.1$$

gewähltes Getriebe

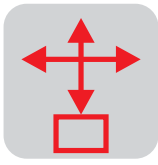
PSF 412

i = 16

M_{amax} = 160 Nm

α < 10 Winkelminuten (in Normalausführung)

η = 0,94



Hubachse

Drehzahl

$$n_a = \frac{v \cdot 60}{D \cdot \pi} = \frac{1.73 \frac{m}{s} \cdot 60}{0.05 m \cdot \pi} = 660.8 \text{ min}^{-1}$$

Übersetzung

$$i = \frac{n_M}{n_a} = \frac{2700 \text{ min}^{-1}}{660.8 \text{ min}^{-1}} = 4.1$$

gewähltes
Getriebe

PSF 311

 $i = 4$ $M_{amax} = 110 \text{ Nm}$ $\alpha < 6$ Winkelminuten (in Normalausführung) $\eta = 0.97$ **Positionier-
genauigkeit**

Mit diesen Werten ist an dieser Stelle schon die statische Positioniergenauigkeit erreichbar. Die Standard-Geberauflösung ist 1024x4.

Fahrachse

$$\Delta s = \pm \frac{D \cdot \pi \cdot \frac{\alpha}{2}}{360^\circ} \pm \frac{D \cdot \pi}{4096 \cdot i}$$

$$\Delta s = \pm \frac{175 \text{ mm} \cdot \pi \cdot \frac{10'}{2} \cdot \frac{1^\circ}{60'}}{360^\circ} \pm \frac{175 \text{ mm} \cdot \pi}{4096 \cdot 16} = \pm 0.14 \text{ mm}$$

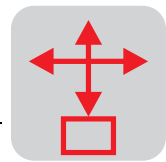
Zusätzliches Anlagenspiel muss entsprechend addiert werden.

Bei der Hubachse kann davon ausgegangen werden, dass die Zähne immer definiert an derselben Flanke anliegen. Daher muss der getriebeispielabhängige Anteil nicht berücksichtigt werden.

Hubachse

$$\Delta s = \pm \frac{D \cdot \pi}{4096 \cdot i} = \pm \frac{50 \text{ mm} \cdot \pi}{4096 \cdot 4} = \pm 0.01 \text{ mm}$$

Zusätzliches Anlagenspiel muss entsprechend addiert werden.



16.4 Motorenauswahl

Der einzusetzende Motor muss 3 Punkte erfüllen:

1. Das Spitzenmoment darf nicht größer als dreifaches Stillstandsmoment M_0 sein.
2. Das errechnete effektive Drehmoment darf bei Betrieb ohne Fremdlüfter M_0 nicht überschreiten.
3. Das Verhältnis von externem zu Motor-Massenträgheitsmoment (aktiver Teil ohne Bremse) sollte den Faktor 10 nicht überschreiten.

Die exakten Werte können zwar erst ermittelt werden, wenn der Motor schon feststeht, für eine überschlägige Auswahl sind die Daten jedoch schon ausreichend.

Fahrachse

1. Errechnetes Last-Spitzenmoment (ohne Beschleunigung des Motormassenträgheitsmomentes).

$$M_A = 106,7 \text{ Nm}$$

Bezogen auf den Motor ergibt dies ein vorläufiges maximales Hochlaufmoment von:

Hochlaufmoment

$$M_H = \frac{M_A}{i} = \frac{106,7 \text{ Nm}}{15} = 6,67 \text{ Nm}$$

Nach Kriterium Nr. 1 darf das Stillstandsmoment m_0 $6,67 \text{ Nm}/3 = 2,22 \text{ Nm}$ nicht unterschreiten.

2. Das effektive Drehmoment errechnet sich nach der Formel:

effektives
Drehmoment

$$M_F = \sqrt{\frac{1}{t_z} \cdot (M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + \dots + M_n^2 \cdot t_n)}$$

Nach dem Drehmomentdiagramm (siehe Bild 46) und nach Einrechnung der Getriebeübersetzung von 16 und der Pausenzeit von 2 Sekunden ist:

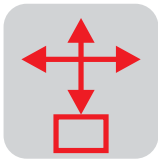
$$M_F = \sqrt{\frac{1}{4 \text{ s}} \cdot (6,67^2 \cdot 0,16 + 0,6^2 \cdot 1,67 + 4,3^2 \cdot 0,16) \text{ Nm}^2 \text{ s}} = 1,6 \text{ Nm}$$

Nach Kriterium Nr. 2 darf das Stillstandsmoment M_0 $1,6 \text{ Nm}$ nicht unterschreiten.

3. Das externe Massenträgheitsmoment ist:

externes Massen-
trägheitsmoment

$$J_X = 91,2 \cdot m_L \cdot \left(\frac{v}{n_M} \right)^2 = 91,2 \cdot 100 \text{ kg} \cdot \left(\frac{1,64 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2864 \text{ min}^{-1}} \right)^2 = 0,003 \text{ kgm}^2$$

**Motorauswahl**

Da nach Kriterium 3 J_X/J_M nicht größer als 10 werden soll, muss ein Motor mit einem Motormassenträgheitsmoment $J_M > 0,0003 \text{ kgm}^2$ gewählt werden. Also darf der Motor nicht kleiner als ein DY 71S ($J_M = 0,000342 \text{ kgm}^2$) werden.

gewählter Motor

DY71SB
 $n_N = 3000 \text{ min}^{-1}$
 $M_0 = 2,5 \text{ Nm}$
 $J_M = 0,000546 \text{ kgm}^2$
 $I_0 = 1,85 \text{ A}$

Hubachse

1. Errechnetes Last-Spitzenmoment (ohne Beschleunigung des Motormassenträgheitsmomentes).

$$M_A = 22 \text{ Nm}$$

Bezogen auf den Motor ergibt dies ein vorläufiges maximales Hochlaufmoment von:

Hochlaufmoment

$$M_H = \frac{M_A}{i} = \frac{22 \text{ Nm}}{4} = 5.5 \text{ Nm}$$

Nach Kriterium Nr. 1 darf das Stillstandsmoment M_0 $5,5 \text{ Nm}/3 = 1,83 \text{ Nm}$ nicht unterschreiten.

2. Das effektive Drehmoment ist für Auf- und Abwärtsfahrt:

effektives
Drehmoment

$$M_F = \sqrt{\frac{1}{4 \text{ s}} (5.5^2 \cdot 0.17 + 2.7^2 \cdot 0.41 + 0.5^2 \cdot 0.17 + 0.6^2 \cdot 0.17 + 2.2^2 \cdot 0.41 + 4.5^2 \cdot 0.17)} \text{ Nm}^2 \text{ s}$$

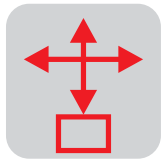
$$= 1.85 \text{ Nm}$$

Nach Kriterium Nr. 2 darf das Stillstandsmoment M_0 $1,85 \text{ Nm}$ nicht unterschreiten.

3. Das externe Massenträgheitsmoment ist:

externes Massen-
trägheitsmoment

$$J_X = 91.2 \cdot m_L \cdot \left(\frac{v}{n_M} \right)^2 = 91.2 \cdot 40 \text{ kg} \cdot \left(\frac{1.73 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2643 \text{ min}^{-1}} \right)^2 = 0.0016 \text{ kgm}^2$$



Motorauswahl

Da nach Kriterium 3 J_X/J_M nicht größer als 10 werden soll, muss ein Motor mit einem Motormassenträgheitsmoment $J_M > 0,00016 \text{ kgm}^2$ gewählt werden. Also muss der Motor größer als ein DY 56L ($J_M = 0,00012 \text{ kgm}^2$) werden.

gewählter Motor

DY71SB
 $n_N = 3000 \text{ min}^{-1}$
 $M_0 = 2,5 \text{ Nm}$
 $J_M = 0,000546 \text{ kgm}^2$ (mit Bremse)
 $I_0 = 1,85 \text{ A}$

Überprüfung des ausgewählten Motors

Da dies zu einem früheren Zeitpunkt nicht möglich war, muss nun die Anlaufbelastung mit dem Motor-Massenträgheitsmoment überprüft werden.

Fahrtrieb

Hochlaufmoment

$$M_H = \frac{\left(J_M + \frac{1}{\eta_L} \cdot J_X \right) \cdot n_M}{9.55 \cdot t_A} + M_S$$

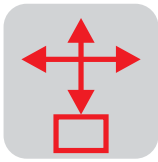
$$M_H = \frac{\left(0.000546 + \frac{1}{0.9} \cdot 0.003 \right) \text{ kgm}^2 \cdot 2864 \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot 0.16 \text{ s}} + 0.6 \text{ Nm} = 7.9 \text{ Nm}$$

Der Motor DY71SB ist dynamisch bis auf 3-faches Stillstandmoment ($M_0 = 2,5 \text{ Nm}$) überlastbar. Damit ist der Motor zu klein.

Motorauswahl

Neuer Motor gewählt: DY 71MB

$n_N = 3000 \text{ min}^{-1}$
 $M_0 = 3,7 \text{ Nm}$
 $J_M = 0,000689 \text{ kgm}^2$ (mit Bremse)
 $I_0 = 2,7 \text{ A}$

**Hubantrieb**

Hochlaufmoment

$$M_H = \frac{\left(J_M + \frac{1}{\eta_L} \cdot J_X \right) \cdot n_M}{9.55 \cdot t_A} + M_S$$

$$M_H = \frac{\left(0.000546 + \frac{1}{0.9} \cdot 0.0016 \right) \text{ kgm}^2 \cdot 2643 \text{ min}^{-1}}{9.55 \cdot 0.17 \text{ s}} + 2.7 \text{ Nm} = 6.5 \text{ Nm}$$

Der Motor DY71SB ist dynamisch bis auf 3-faches Stillstandmoment ($M_0 = 2,5 \text{ Nm}$) überlastbar. Damit ist der Motor richtig dimensioniert.

Motorauswahl

Bestätigter Motor: DY 71SB

$$n_N = 3000 \text{ min}^{-1}$$

$$M_0 = 2,5 \text{ Nm}$$

$$J_M = 0,000546 \text{ kgm}^2 \text{ (mit Bremse)}$$

$$I_0 = 1,85 \text{ A}$$

Effektives Drehmoment

Anschließend wird mit den geänderten Motor-Massenträgheitsmomenten das effektive Drehmoment neu ermittelt.

Da der Rechengang hierfür bereits ausführlich demonstriert wurde, werden nur die Ergebnisse angegeben.

Fahrtrieb

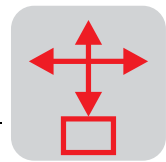
Gesamt-Beschleunigungsmoment:	M_{A1}	=	8,1 Nm
Gesamt-Verzögerungsmoment:	M_{B1}	=	- 5,8 Nm
Statisches Lastmoment:	M_{S1}	=	0,6 Nm
Effektives Motormoment:	M_{M1}	=	2,0 Nm

Hubantrieb (aufwärts)

Gesamt-Beschleunigungsmoment:	M_{A2}	=	6,5 Nm
Gesamt-Verzögerungsmoment:	M_{B2}	=	- 0,5 Nm
Statisches Lastmoment:	M_{S2}	=	2,7 Nm

Hubantrieb (abwärts)

Gesamt-Beschleunigungsmoment:	M_{A3}	=	1,6 Nm
Gesamt-Verzögerungsmoment:	M_{B3}	=	- 5,4 Nm
Statisches Lastmoment:	M_{S3}	=	- 2,2 Nm
Effektives Motormoment:	M_{M3}	=	2,1 Nm



16.5 Auswahl der Antriebselektronik

Es stehen zwei Möglichkeiten zur Verfügung:

- **Modulare Technik**, d. h. ein Netzmodul speist 2 Achsmodule, die die Antriebe versorgen.
- **2 Kompaktgeräte** (beinhalten Netz- und Achsmodul) versorgen die beiden Antriebe. Ausführliche Informationen finden sie im Katalog MOVIDYN®.

Was die bessere und preisgünstigere Lösung ist, muss im Einzelfall entschieden werden. Hier wird ausschließlich aufgrund des besseren Anschauungseffekts die erste Möglichkeit gewählt. Die Projektierung eines Kompaktgeräts wird analog der Frequenzrichter-Projektierung durchgeführt.

Auswahl der Achsmodule

Eckpunkte für die Auswahl der Achsmodule sind:

- Der aufzubringende Spitzenstrom. Dieser liegt bei MOVIDYN® Achsmodulen MAS bei 1,5-fachem Ausgangsbemessungsstrom.
- Der Motorstrom-Mittelwert. Dieser darf den Ausgangsbemessungsstrom des jeweiligen Achsmoduls nicht überschreiten.

Die Ströme lassen sich direkt aus den schon errechneten Drehmomenten bestimmen.

Fachachse

Der gewählte Motor DFY 71MB ist mit einem Bemessungsstrom von 2,7 A bei $M_0 = 3,7 \text{ Nm}$ angegeben.

Das maximale Anlaufmoment ist mit 8,1 Nm errechnet und entspricht damit einem aufgenommenen Stromwert von:

Maximalstrom

$$I_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot I_0}{M_0} = \frac{8,1 \text{ Nm} \cdot 2,7 \text{ A}}{3,7 \text{ Nm}} = 5,9 \text{ A}$$

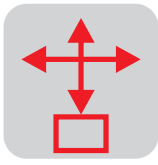
Im Gegensatz zur Motordimensionierung, wo der Effektivwert maßgebend ist, werden die Achsmodule nach dem Mittelwert des Drehmoments und damit des Stroms dimensioniert.

Strom-Mittelwert

$$\begin{aligned} \overline{M} &= \frac{M_1 \cdot t_1 + M_2 \cdot t_2 + \dots + M_n \cdot t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n} \\ \overline{M}_M &= \frac{8,1 \text{ Nm} \cdot 0,16 \text{ s} + 0,6 \text{ Nm} \cdot 1,67 \text{ s} + 5,8 \text{ Nm} \cdot 0,16 \text{ s}}{4 \text{ s}} = 0,8 \text{ Nm} \\ \overline{I}_M &= \frac{\overline{M}_M \cdot I_0}{M_0} = \frac{0,8 \text{ Nm} \cdot 2,7 \text{ A}}{3,7 \text{ Nm}} = 0,6 \text{ A} \end{aligned}$$

gewähltes Achsmodul:

MOVIDYN® MAS 51A 005-503-00 mit $I_0 = 5 \text{ A}$ und $I_{\max} = 7,5 \text{ A}$.

**Hubachse**

Der gewählte Motor DFY 71SB ist mit einem Bemessungsstrom von 1,85 A bei $M_0 = 2,5 \text{ Nm}$ angegeben.

Das maximale Anlaufmoment ist mit 6,5 Nm errechnet und entspricht damit einem aufgenommenen Stromwert von:

Maximalstrom

$$I_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot I_0}{M_0} = \frac{6,5 \text{ Nm} \cdot 1,85 \text{ A}}{2,5 \text{ Nm}} = 4,8 \text{ A}$$

Strom-Mittelwert

$$\overline{M_M} = \frac{(6,5 \cdot 0,17 + 2,7 \cdot 0,41 + 0,5 \cdot 0,17 + 1,6 \cdot 0,17 + 2,2 \cdot 0,41 + 5,4 \cdot 0,17) \text{ Nm} \cdot \text{s}}{4 \text{ s}} = 1,1 \text{ Nm}$$

$$\overline{I_M} = \frac{\overline{M_M} \cdot I_0}{M_0} = \frac{1,1 \text{ Nm} \cdot 1,85 \text{ A}}{2,5 \text{ Nm}} = 0,8 \text{ A}$$

gewähltes Achsmodul:

MOVIDYN® MAS 51A 005-503-00 mit $I_0 = 5 \text{ A}$ und $I_{\max} = 7,5 \text{ A}$.

Auswahl des Netzmoduls

Eckpunkte für die Auswahl der Netzmodule sind:

- Der erreichbare Spitzenstrom. Dieser liegt bei MOVIDYN® Netzmodulen (z. B. MPB) bei $2,0 \cdot$ Ausgangsbemessungsstrom für 5 Sekunden.
- Der Strom- Mittelwert. Dieser darf den Ausgangsbemessungsstrom des jeweiligen Netzmoduls nicht überschreiten.

Die Ströme addieren sich aus den Ausgangsströmen der Achsmodule:

Summenstrom

$$I_{\max(NM)} = I_{\max_M(F)} + I_{\max_M(H)} = 5,9 \text{ A} + 4,8 \text{ A} = 10,7 \text{ A}$$

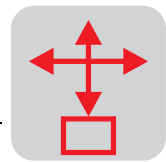
$$\overline{I_{NM}} = \overline{I_{M(F)}} + \overline{I_{M(H)}} = 0,6 \text{ A} + 0,8 \text{ A} = 1,4 \text{ A}$$

$I_{\max_M(F)}$ = maximaler Motorstrom Fahrachse
 $I_{\max_M(H)}$ = maximaler Motorstrom Hubachse
 $I_{M(F)}$ = Motorstrom Fahrachse
 $I_{M(H)}$ = Motorstrom Hubachse
 $I_{\max(NM)}$ = maximaler Strom Netzmodul
 I_{NM} = Strom Netzmodul

gewähltes Netzmodul:

MOVIDYN® MPB 51A 011-503-00 mit $I_N = 20 \text{ A}$.

Zudem ist eine Netzdrossel ND 045-013 vorzusehen.



Auswahl des Bremswiderstands

Der Bremswiderstand tritt erst dann in Aktion, wenn das Motordrehmoment negativ (generatorisch) wird. Betrachtet man den Verlauf der Abtriebsdrehmomente, so sieht man, dass die Einschaltdauer (ED) bei ca. 20 % liegt. Das maximale generatorische Drehmoment tritt auf, wenn die Hubachse im Senkbetrieb verzögert und gleichzeitig die Fahrachse bremst.

Die Bremsmomente müssen zunächst in Leistungen umgerechnet werden.

Spitzenbremsleistung

Fahrtrieb

$$\hat{P}_{B1} = \frac{M_{B1} \cdot n_M}{9550} = \frac{5.8 \text{ Nm} \cdot 2864 \text{ min}^{-1}}{9550} = 1.74 \text{ kW}$$

Bei konstanter Verzögerung entspricht die mittlere Bremsleistung der Hälfte der Spitzenbremsleistung.

Damit ist $P_{B1} = 0,87 \text{ kW}$.

Hubantrieb

$$\hat{P}_{B3} = \frac{M_{B3} \cdot n_M}{9550} = \frac{5.4 \text{ Nm} \cdot 2643 \text{ min}^{-1}}{9550} = 1.50 \text{ kW}$$

Damit ist $P_{B3} = 0,75 \text{ kW}$.

Gesamtbremsleistung

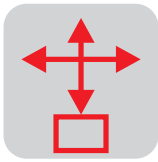
$$P_{BT} = P_{B1} + P_{B3} = 1.62 \text{ kW}$$

Auszug aus der Auswahltablelle Bremswiderstände für Netzmodul Typ MOVIDYN® MPB 51A 011-503-00.

Netzmodul Typ	MPB 51A 011-503-00 ($P_{BRCMAX} = 14 \text{ kW}$)				
Bremswiderstand Typ	BW047-004	BW147	BW247	BW347	BW547
Belastbarkeit bei					
100% ED	0,4 kW	1,2 kW	2,0 kW	4,0 kW	6,0 kW
50% ED	0,7 kW	2,2 kW	3,8 kW	7,6 kW	10,8 kW
25% ED	1,2 kW	3,8 kW	6,4 kW	12,8 kW	18,0 kW ¹⁾
12% ED	2,4 kW	7,2 kW	12,0 kW	24,0 kW ¹⁾	30,0 kW ¹⁾
6% ED	3,8 kW	11,4 kW	19,0 kW ¹⁾	38,0 kW ¹⁾	45,0 kW ¹⁾
Widerstandswert	47 $\Omega \pm 10 \%$				
Auslösestrom von F16	1,5 A _{AC}	3,8 A _{AC}	5,3 A _{AC}	8,2 A _{AC}	10 A _{AC}
Bauart	Drahtwiderstand				Stahlgitterwiderstand
Elektrische Anschlüsse	Keramikklemmen für 2,5 mm ² (AWG 14)				Gewindebolzen M8
Masse	1,9 kg	4,3 kg	6,1 kg	13,2 kg	12 kg

1) Generatorische Leistungsbegrenzung

In der Zeile 25 % ED findet man mit 3,8 kW-Effektivleistung den hier passenden Bremswiderstand: **BW 147**



Auswahl des Kühlkörpers

Bei der Zusammenstellung der Kühlkörper DKE muss darauf geachtet werden, dass die Module nicht über den Stoß zweier Kühlkörper montiert werden dürfen. Daher müssen zunächst die "Teileinheiten" (TE) der einzelnen Module ermittelt werden.

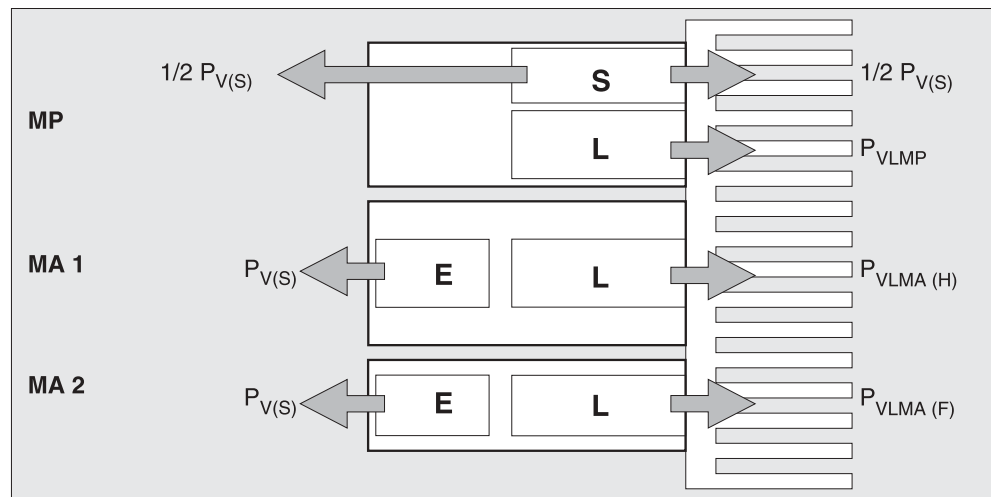
Fachachse	MAS 51A-005-503-00	2 TE
Hubachse	MAS 51A-005-503-00	2 TE
Netzmodul	MPB 51A-011-503-00	3 TE
Gesamt		7 TE

Damit wird der DKE 07 mit 7 Teileinheiten gewählt.

Thermischer Widerstand

Der thermische Widerstand ist laut Tabelle 0,4 K/W. Dies ist die Temperaturerhöhung zur Umgebungstemperatur in Kelvin pro installierter Verlustleistung in Watt. Hierbei sind 80 °C zulässig.

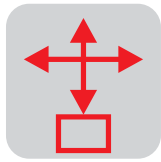
Thermische Überprüfung



00224CXX

Bild 47: Zusammensetzung der Verlustleistung

MP	= Netzmodul	S	= Schaltnetzteil
MA 1	= Achsmodul Fahrachse	L	= Leistungsteil
MA 2	= Achsmodul Hubachse	E	= Signalelektronik
$P_{V(S)}$	= Verlustleistung Schaltnetzteil		
P_{VLMP}	= Verlustleistung Netzmodul		
$P_{VLMA(H)}$	= Verlustleistung Achsmodul Hubantrieb		
$P_{VLMA(F)}$	= Verlustleistung Achsmodul Fahrtrieb		



Verlustleistungen

Schaltnetzteil

$$P_{V(S)} = 12 \text{ W} + 13 \text{ W} \cdot a = 12 \text{ W} + 13 \text{ W} \cdot 2 = 38 \text{ W}$$

a = Anzahl der Achsen

Fahrachse

$$P_{VLMA(F)} = 14 \frac{\text{W}}{\text{A}} \cdot I_{\text{eff}} = 14 \frac{\text{W}}{\text{A}} \cdot 1.5 \text{ A} = 21 \text{ W}$$

Leistungsteil im Achsmodul

Hubachse

$$P_{VLMA(H)} = 14 \frac{\text{W}}{\text{A}} \cdot 1.1 \text{ A} = 15.4 \text{ W}$$

Leistungsteil im Achsmodul

Netzmodul

$$P_{VLMP} = 2 \frac{\text{W}}{\text{A}} \cdot I_{F(T)} = 2 \frac{\text{W}}{\text{A}} \cdot (1.5 + 1.1) \text{ A} = 5.2 \text{ W}$$

Kühlkörper

$$P_{KK} = \frac{1}{2} P_{V(S)} + P_{VLMP} + \Sigma P_{VLMA} = 60.6 \text{ W}$$

$$\Delta \vartheta = P_{KK} \cdot R_{KK} = 60.6 \text{ W} \cdot 0.4 \frac{\text{K}}{\text{W}} = 24.2 \text{ K}$$

Damit ist eine thermische Sicherheit bis zu einer theoretischen Umgebungstemperatur von $80 \text{ °C} - 24,2 \text{ K} = 55,8 \text{ °C}$ gewährleistet.

17 Tabellenanhang und Zeichenlegende

17.1 Tabellenanhang

Wirkungsgrade von Übertragungselementen

Übertragungselement	Bedingungen	Wirkungsgrad
Drahtseil	je vollständige Umschlingung der Seilrolle (gleit- oder wälzgelagert)	0,91 – 0,95
Keilriemen	je vollständige Umschlingung der Keilriemenscheibe (normale Riemenspannung)	0,88 – 0,93
Kunststoffbänder	je vollständige Umschlingung/Rollen wälzgelagert (normale Bandspannung)	0,81 – 0,85
Gummibänder	je vollständige Umschlingung/Rollen wälzgelagert (normale Bandspannung)	0,81 – 0,85
Zahnriemen	je vollständige Umschlingung/Rollen wälzgelagert (normale Bandspannung)	0,90 – 0,96
Ketten	je vollständige Umschlingung/Räder wälzgelagert (abhängig von Kettengröße)	0,90 – 0,96
Getriebe	Ölschmierung, 3-stufig (Stirnräder), abhängig von Getriebequalität; bei Schnecken- und Kegelstirradgetrieben: nach Angabe der Hersteller	0,94 – 0,97

Lagerreibwerte

Lager	Reibwert
Wälzlager	$\mu_L = 0,005$
Gleitlager	$\mu_L = 0,08^{-1}$

Beiwerte für Spurkranz- und Seitenreibung

Spurkranz- und Seitenreibung	Beiwert
wälzgelagerte Räder	$c = 0,003$
gleitgelagerte Räder	$c = 0,005$
seitliche Führungsrollen	$c = 0,002$

Reibwerte verschiedener Werkstoffpaarungen

Paarung	Reibungsart	Reibwert
Stahl auf Stahl	Haftreibung (trocken)	$\mu_0 = 0,12 - 0,60$
	Gleitreibung (trocken)	$\mu = 0,08 - 0,50$
	Haftreibung (gefettet)	$\mu_0 = 0,12 - 0,35$
	Gleitreibung (gefettet)	$\mu = 0,04 - 0,25$
Holz auf Stahl	Haftreibung (trocken)	$\mu_0 = 0,45 - 0,75$
	Gleitreibung (trocken)	$\mu = 0,30 - 0,60$
Holz auf Holz	Haftreibung (trocken)	$\mu_0 = 0,40 - 0,75$
	Gleitreibung (trocken)	$\mu = 0,30 - 0,50$
Kunststoffriemen auf Stahl	Haftreibung (trocken)	$\mu_0 = 0,25 - 0,45$
	Gleitreibung (trocken)	$\mu = 0,25$
Stahl auf Kunststoff	Gleitreibung (trocken)	$\mu_0 = 0,20 - 0,45$
	Gleitreibung (gefettet)	$\mu = 0,18 - 0,35$

Rollreibung (Hebelarm der Rollreibung)

Paarung		Hebelarm	
Stahl auf Stahl		$f \approx 0,5 \text{ mm}$	
Holz auf Stahl (Rollenbahn)		$f \approx 1,2 \text{ mm}$	
Kunststoff auf Stahl		$f \approx 2 \text{ mm}$	
Hartgummi auf Stahl		$f \approx 7 \text{ mm}$	
Kunststoff auf Beton		$f \approx 5 \text{ mm}$	
Hartgummi auf Beton		$f \approx 10 - 20 \text{ mm}$	
mittelhartes Gummi auf Beton		$f \approx 15 - 35 \text{ mm}$	
Vulkollan® auf Stahl	Ø 100 mm	$f \approx 0,75 \text{ mm}$	Achtung! Hebelarm der Rollreibung ist stark herstellerabhängig, geometrieabhängig und temperaturabhängig.
	Ø 125 mm	$f \approx 0,9 \text{ mm}$	
	Ø 200 mm	$f \approx 1,5 \text{ mm}$	
	Ø 415 mm	$f \approx 3,1 \text{ mm}$	

Spindelwirkungsgrade

Spindel	Wirkungsgrad
Trapezgewinde abhängig von Steigung und Schmierung	$\eta = 0,3 \dots 0,5$
Kugelumlaufspindel	$\eta = 0,8 \dots 0,9$

Literaturhinweise

<i>DIN/VDE 0113</i>	Bestimmungen für die elektrische Ausrüstung von Bearbeitungs- und Verarbeitungsmaschinen mit Bemessungsspannung bis 1000 V.
<i>EN 60034</i>	Bestimmungen für umlaufende elektrische Maschinen.
<i>Dubbel</i>	Handbuch für den Maschinenbau, Band I und II.
<i>SEW</i>	Handbuch der Antriebstechnik.
<i>SEW</i>	Werksangaben.

17.2 Zeichenlegende

Zeichenlegende zur **Formelsammlung** und zu den **Rechenbeispielen**.

a	Beschleunigung	m/s ²
a _A	Anlaufbeschleunigung	m/s ²
a _B	Bremsverzögerung	m/s ²
a _U	Umschaltverzögerung von schnelle auf langsame Drehzahl	m/s ²
α	Winkelbeschleunigung	1/s ²
α	Steigungswinkel	°
c	Zuschlag für Nebenreibung und Seitenreibungsbeiwert	–
d	Lagerzapfendurchmesser des Rades	mm
d ₀	Ritzel- oder Kettenraddurchmesser für Getriebeabtriebswelle	mm
D	Laufraddurchmesser, Trommel- oder Kettenraddurchmesser	mm
η	Wirkungsgrad	–
η'	rückwärtiger Wirkungsgrad	–
η _G	Wirkungsgrad des Getriebes	–
η _T	Gesamtwirkungsgrad	–
η _L	Wirkungsgrad der Last oder Arbeitsmaschine	–
f	Hebelarm der Rollreibung	mm
f	Frequenz	Hz
f _B	Betriebsfaktor	–
f _Z	Zuschlagsfaktor für Querkraftberechnung	–
F	Kraft	N
F _F	Fahrwiderstand	N
F _G	Gewichtskraft	N
F _N	Normalkraft senkrecht zur Unterlage	N
F _Q	Querkraft	N
F _R	Reibkraft	N
F _S	Widerstandskraft (hat Einfluss auf statische Leistung)	N
g	Erdbeschleunigung: 9,81 (Konstante)	m/s ²
i	Getriebeübersetzungsverhältnis	–
i _V	Vorgelegeübersetzungsverhältnis	–
J	Massenträgheitsmoment	kgm ²
J _L	Massenträgheitsmoment der Last	kgm ²
J _M	Motormassenträgheitsmoment	kgm ²
J _X	Massenträgheitsmoment der Last, auf die Motorachse reduziert	kgm ²
J _Z	Zusatzmassenträgheitsmoment (schwerer Lüfter)	kgm ²
K _J /K _M /K _P	Rechenfaktoren zur Bestimmung der Schalzhäufigkeit Z	–
L _B	Bremsenstandzeit (bis zum Nachstellen)	h
m	Masse	kg
m ₀	Eigenmasse = Masse ohne zusätzliche Nutzlast	kg
m _L	Masse der Last	kg

M	Drehmoment	Nm
M _a	Abtriebsdrehmoment	Nm
M _B	Bremsmoment	Nm
M _H	Hochlaufmoment	Nm
M _K	Kippmoment	Nm
M _L	statisches Motormoment der Last (ohne η)	Nm
M _N	Bemessungsdrehmoment	Nm
M _S	statisches Moment (mit η)	Nm
M _U	Umschaltmoment von schneller auf langsame Drehzahl bei pol- umschaltbaren Motoren	Nm
μ	Reibwert Gleitreibung	–
μ_0	Reibwert Haftreibung	–
μ_L	Lagerreibwert	–
n	Drehzahl	min ⁻¹
n _a	Getriebeabtriebsdrehzahl	min ⁻¹
n _M	Motordrehzahl	min ⁻¹
n _N	Bemessungsdrehzahl	min ⁻¹
n _S	synchrone Drehzahl	min ⁻¹
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s
P	Leistung	W
P _B	Bremsleistung	kW
P _{DM}	dynamische Motorleistung der Eigenmasse	kW
P _{DL}	dynamische Motorleistung zur Beschleunigung der Last	kW
P _T	Gesamt-Motorleistung	kW
P _N	Bemessungsleistung	kW
P _S	benötigte statische Motorleistung	kW
φ	Winkelweg	° oder rad
r	Radius	mm
R	Regelbereich (Drehzahlstellbereich)	–
ρ	Dichte	kg/dm ³
s	Weg	mm
s _A	Anlaufweg	mm
s _B	Anhalteweg	mm
s _F	Fahrweg	m
s _T	Gesamtweg	m
s _P	Positionierweg	m
s _U	Umschaltweg von schneller auf langsame Drehzahl	mm
t	Fahrzeit oder Hubzeit	s
t ₁	Ansprechzeit der Bremse	s
t ₂	Einfallzeit der Bremse	s
t _A	Anlaufzeit	s
t _B	Bremszeit	s
t _F	Fahrzeit	s

t_T	Gesamtzeit (Fahrdiagramm)	s
t_U	Umschaltzeit von schneller auf langsame Drehzahl	s
t_Z	Taktzeit	s
v	Geschwindigkeit	m/s
V	Volumen	dm ³
v_P	Positioniergeschwindigkeit	m/s
W_B	Bremsarbeit	J
W_N	Bremsarbeit bis zum Nachstellen	J
X_B	Anhaltegenauigkeit (Bremsweg-Toleranz)	mm
Z_0	zulässige Leerschalthäufigkeit	c/h
Z_P	errechnete zulässige Schalthäufigkeit	c/h



18 Index

0 ... 9

- 1-Phasenanlauf 18
- 2-phasige Umschaltung 21

A

- Abschalttemperatur 16
- Abtriebsdrehmoment 47, 49
- Abtriebsdrehzahl 47
- Abtriebsleistung 15, 49
- Achsmodul 36
- Anlasstransformator 20
- Anlaufstrom 13
- Ansprechzeit 23
- Antriebsumrichter 27, 37
- Anzugsmoment 13
- Arbeitsbremse 23
- Arbeitspunkt, Drehstromkurzschlussläufermotor 10
- asynchrone Servomotoren 34
- ATEX 100a 17
- Aufstellungshöhe 11, 12
- Auslastung, thermisch 35
- Aussetzbetrieb 14
- Axialkräfte 54

B

- Baugröße 11
- Belastungsdauer 15
- Bemessungsdaten 11
- Bemessungsdrehzahl 11, 12
- Bemessungsleistung 11, 12, 14, 15, 19
- Bemessungsleistung, Erhöhung 15
- Bemessungspunkt 13
- Bemessungsspannung 11, 13
- Bemessungsspannungsbereich 13
- Bemessungsstrom 11
- Betriebsart 11, 14
- Betriebsart S1 14, 19
- Betriebsart S2 14
- Betriebsart S3 14, 19
- Betriebsart S4 14, 19
- Betriebsart S5 - S10 14
- Betriebsdauer 15
- Betriebsfaktor 49, 50
- Betriebsfaktor, Schneckengetriebe 51
- Betriebsfaktoren, Verstellgetriebe 44
- Betriebskennlinie 28
- Bimetall 18
- Bimetallschalter 18
- Blockierung 18
- Breitkeilriemenverstellgetriebe 39
- Bremseneinfallzeit 23, 24
- Bremsenheizung 24
- Bremsenreaktionszeiten 23

- Bremsmoment 24
- Bremsmotor 23
- Bremsschütz 25
- Bremsweg 24
- Bremszeit 24

C

- CFC 27, 37
- cos pi 11, 13, 15
- Current Mode Flux Control 27, 37

D

- Dauerbetrieb 14, 19
- Dimensionierung 30, 52
- Dimensionierung, Motor 19, 30
- Dimensionierungskriterien, Verstellgetriebe 40
- Dimensionierungsrichtlinien 30
- Doppelgetriebe 47
- Drehmoment, konstant 28
- Drehmoment, maximal 35
- Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie 9
- Drehmomentreduzierung, polumschaltbare Motoren 21
- Drehstromkurzschlussläufermotor 9
- Drehzahlbereich 31
- Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie 35
- Drehzahlstellbereich 40
- Dreieckschaltung 20
- Drossel 20

E

- Effektivdrehmoment 35
- Eigenbelüftung 30
- Eigenkühlung 31
- Ein-Phasenanlauf 18
- Einschaltdauer 14
- Einschaltdauer ED 19
- Einschaltdauer, relative 15
- erhöhter Korrosionsschutz 17
- eta 13, 15
- Explosionsschutz 17

F

- Feldschwächbereich 31
- Feldschwächung 28
- Fremdkörperschutz 17
- Fremdkühlung 30, 31
- Fremdlüfter 30
- Frequenz 13
- Frequenzabweichung 18
- Frequenzumrichter 27
- Frequenzumrichter, integriert 27
- Frequenzumrichter, Optionen 32

**G**

Gegenmoment 19
 Gegenstrombremsung 25
 Gesamtbetriebsfaktor, Schneckengetriebe 51
 Getriebe, spielarm 52
 Getriebe, spielreduziert 52
 Getriebeabtriebsdrehzahl 47
 Getriebeispiel 53
 Getriebewirkungsgrad 47
 Gleichstrombremsung 25
 Grenzbelastung 24
 Grenze, thermisch 35
 Grenzübertemperatur 16
 Gruppenantrieb 32

H

Haltebremse 23
 Haltegenauigkeit 24
 Hochlaufverhalten, Drehstromkurzschlussläufermotor 9
 Hochlaufzeit 19
 hohe Schalzhäufigkeit 19

I

integrierter Frequenzumrichter 27
 International Protection 17
 IP 17
 IxR-Kompensation 30

K

Kaltleiter 18
 Kippmoment 13, 28, 29, 31
 konstante Leistung, Verstellgetriebe 42, 43
 konstantes Drehmoment 28, 29
 konstantes Drehmoment, Verstellgetriebe 41, 43
 Korrosionsschutz 17
 Kraftangriff 55
 Kraftangriffspunkt 54
 Kühllufttemperatur 16
 Kühlung 30
 Kurzschlusschutz 18
 Kurzzeitbetrieb 14

L

Lagernabe, verlängert 47
 Lagerschaden 18
 Lagertragfähigkeit 54
 Lastkennlinie 10
 Lastmoment 19
 Leerschalthäufigkeit 19
 Leistung, statisch 19
 Leistungsbedarf 19
 Leistungsfaktor 11, 13, 15
 Leistungsminderung 12
 Leistungssteigerungsfaktor 15
 Lüfter, schwerer 20

Lüftung, mechanisch, Bremse 24

M

MAS, Achsmodul 36
 Massenbeschleunigungsfaktor 50
 Massenträgheitsmoment 13
 maximales Drehmoment 35
 MDS 37
 MDV 37
 mechanische Lüftung, Bremse 24
 mechanische Verstellgetriebe 39
 Motorabstützung 53
 Motorabtriebsleistung 47
 Motorausführung 31
 Motordimensionierung 19, 30
 Motorkennlinie 10
 Motorkühlung 18, 30
 Motorschutzschalter 18
 Motortypenschild 11
 Motorzuleitung, Parallelbetrieb 32
 MOVIDRIVE® 27, 37
 MOVIDYN® 27, 36
 MOVIMOT® 27
 MOVITRAC® 27
 MPB, Netzmodul 36
 MPR, Netzmodul 36

N

Netzmodul 36
 Normalbetrieb 18
 Not-Aus-Bremse 24
 Nothalt 23

P

Parallelbetrieb 32
 Planetengetriebemotor 52
 Planschverluste 30, 48
 Polumschaltbare Motoren 9
 polumschaltbare Motoren, Frequenzumrichter 32
 Polzahl 11
 Projektierungsablauf, Servoantrieb 38
 Projektierungshinweise, Verstellgetriebe 45

Q

Querkräfte 54
 Querkraftermittlung 54

R

Regelgenauigkeit 30
 Reibradverstellgetriebe 39
 Reibungsverluste 48
 relative Einschaltdauer 15
 Reversierbetrieb 25
 Reversierung 18
 RM 47
 Rührwerk 47
 Rundlaufgüte 30

**S**

S1 14, 19
 S1-Betrieb 19
 S2 14
 S3 14, 19
 S3-Betrieb 19
 S4 14, 19
 S4-Betrieb 19
 S5 - S10 14
 Sammelschiene 32
 Sanftanlauf 20
 Sanftumschalter 10, 22
 Sanftumschaltung 20
 Schalthäufigkeit 19, 20
 Schalthäufigkeit, zulässig 19
 Schlupf 12, 13
 Schlupfkompensation 30
 Schmelzsicherung 18
 Schutzart 11, 17
 Schutzeinrichtung 18
 Schutzeinrichtung, Qualifikation 18
 Schweranlauf 18
 Schwerer Lüfter 20
 Servoantriebe 52
 Servogetriebemotoren 53
 Servomotoren 34
 Servoumrichter 27, 36
 Spannung 13
 Spannungsabweichung 18
 spielarme Getriebe 52
 spielarme Planetengetriebe 52
 Spieldauer 15
 spielreduziert Getriebe 52
 spielreduzierte Servogetriebemotoren 53
 Standardgetriebe 46, 52
 statische Leistung 19
 Stern-Dreieck-Schaltung 20
 Sternschaltung 20
 Stoßgrad 50
 Stoßstrombelastung 25
 stromabhängiger Wicklungsschutz 18
 synchrone Drehzahl 9, 11, 12
 synchrone Servomotoren 34
 Systembus, MOVIDRIVE® 37

T

temperaturabhängiger Wicklungsschutz 18
 Temperaturfühler 18, 30, 31
 TF 30, 31
 TH 30, 31
 thermische Auslastung 35
 Thermostat 18, 30, 31
 Tieftemperatur 24
 Toleranz A 13
 Toleranzen 13
 Typensprung 30

U

Überlast 18
 Überlastungsschutz, Verstellgetriebe 44
 Überstrom 18
 Übertemperatur 16
 Übertragungsmittel 54
 Umgebungsbedingungen 17
 Umgebungstemperatur 11, 12, 16, 24
 Umrichter, modular 36
 Umschaltmoment 10, 21
 Unterdimensionierung 13
 Unterspannung 13

V

Verdrehwinkel 53
 verlängerte Lagernabe 47
 Verstellgetriebe, Auslegung 40
 Verstellgetriebe, mechanisch 39
 Verzahnungswirkungsgrad 48
 VFC 27, 37
 Voltage Mode Flux Control 27, 37

W

Wärmeklasse 11, 15, 16, 30, 31
 Wasserschutz 17
 Wellenfestigkeit 54
 Wellenleistung 15
 Wicklungsschutz 18
 Wicklungstemperatur 16, 18
 Wirkungsgrad 13, 15, 48

Z

zulässige Schalthäufigkeit 19
 Zusatzbetriebsfaktor, Schneckengetriebe 51
 Zusatzmassenträgheitsmoment 19
 Zuschlagsfaktor 54
 zweiphasige Umschaltung 21
 Zweispulen-Bremssystem 23

