

Schneckengetriebe und Schneckengetriebemotoren

Einleitung

Allgemeines

Unsere Schneckengetriebe und Schneckengetriebemotoren sind nach dem Baukastenprinzip, unter besonderer Berücksichtigung gebrauchsgerechter Bauformen und Abmessungen, entwickelt worden.

Das Basisprogramm umfaßt 11 Baugrößen mit einem Achsabstand von 30 bis 175 mm. In jeder Baugröße kann zwischen 11 einstufigen Übersetzungen gewählt werden.

Serie I / MI - Basistypen - bis max. $i = 100:1$

Serie P / MP - mit vorgeschalteter Zahnriemenvorstufe - bis max. $i = 300:1$

Serie CI / CMI - aus kombinierten Basistypen - bis max. $i = 2400:1$ (Auf Anfrage bis $i = 10.000:1$)

Je nach Anwendungsfall stehen bis zu 7 verschiedene Bauformen mit und ohne Abtriebsflansch zur Verfügung. Die Gehäuseteile der Fuß- und Flanschausführung können durch ihre variable Montage jeder beliebigen Einbaulage angepasst werden.

Das Standardprogramm mit Abtriebshohlwellen vermeidet teure Kupplungsverbindungen zu Gunsten einer kompakten und preisbewussten Maschinenkonstruktion. Für besondere Einsatzbedingungen sind passende Steckwellen lieferbar.

Die Auswahl der Werkstoffe entspricht den hohen Anforderungen eines rauen Langzeitbetriebes. Die kräftigen Aluminium- oder

Graugussgehäuse werden als Serienprodukte auf modernsten Mehrwegeautomaten mit einem Höchstmaß an Genauigkeit bearbeitet.

Die Materialpaarung der Radsätze ergibt ein ausgezeichnetes Verschleißverhalten, eine hohe Dauerfestigkeit und gute Laufruhe. Die Schnecken aus einsatzgehärteten Stählen sind feingeschliffen nach DIN 3967; die Radkränze bestehen aus verschleißfester Schleuderbronze. Sorgfältigste Kontrollen der Verzahnung auf modernen Flankenprüfmaschinen und der einbaufertigen Getriebe auf Geräuschprüfständen garantieren fehlerfreie Produkte.

Die Antriebswellen der Getriebe sind mit stirnseitigem Innengewinde nach DIN 332 Bl.2 ausgeführt. Die Passfedern und Nuten der An- und Abtriebssteckwellen haben Abmessungen nach DIN 6885. Die Schneckengetriebemotoren entsprechen der VDE-Vorschrift 0530 und werden in Standardausführungen in der Schutzart IP 55 geliefert (außer Bremsmotoren).

Die Antriebseinheit des Getriebemotors ist besonders raumsparend und erfüllt die Erwartungen einer wirtschaftlichen Montage und Kompaktbauweise.

Die Schneckengetriebe mit Abtriebsflansch passen zu allen handelsüblichen Motoren mit B5- oder B14-Befestigungsflanschen nach DIN 42948.

Die nachfolgende Tabelle zeigt die Motoranschlußmaße nach IEC-Norm:

Motorbaugröße		56	63	71	80	90	100	112	132	160	180	200
Motorwellen-/Motorflansch-Durchmesser	B5	9/120	11/140	14/160	19/200	24/200	28/250	28/250	38/300	42/350	48/350	55/400
	B14	9/80	11/90	14/105	19/120	24/140	28/160	28/160				

Montage

Die Schneckengetriebe sollen grundsätzlich so eingebaut werden, dass die Antriebshohlwelle spannungsfrei bleibt. Eventuell sind elastische oder Ausgleichkupplungen vorzusehen.

Bei möglicher Sperre, Stauung oder Überlastung ist es ratsam, den Antrieb mit ausrückbarer Kupplung, Drehmomentbegrenzer, Motorschutzschalter usw. zu versehen.

Im Sinne einer einwandfreien Schmierung muss die Einbaulage beachtet und bei der Bestellung mit angegeben werden (Ausnahme Typ 130).

Die auf Seite 167 angegebenen radialen und axialen Belastungen dürfen nicht überschritten werden. Sollten höhere Belastungen vorhanden sein, so fordern Sie bitte unsere Beratung an.

Wartung

Alle Schneckengetriebe bzw. Schneckengetriebemotoren bis einschließlich Baugröße 90 werden mit Lebensdauer-Ölfüllung geliefert und sind somit wartungsfrei. Getriebe ab Baugröße 110 müssen vor Inbetriebnahme mit Öl gefüllt werden. Nach Rücksprache können diese Getriebe auch mit Lebensdauer-Fettfüllung ausgeführt werden.

Die Schmierung erfolgt zwangsläufig durch die Drehbewegungen und durch Öldämpfe, die sich im Inneren des Getriebes bilden. Die Ölmenge ist von der Einbaulage abhängig und kann am Ölstandsauge kontrolliert werden. Da nur eine einwandfreie Schmierung einen hohen Wirkungsgrad und eine lange Lebensdauer garantiert, sollten die Empfehlungen bei der Schmierstoffauswahl berücksichtigt werden. Da sich bei neuen Getrieben in den ersten Betriebsstunden die Oberflächenstrukturen der Zahnflanken im mikrogeometrischen Bereich ändern (Glättung), treten während dieses Prozesses gewisse Verunreinigungen der Schmiermittel auf. Es wird deshalb empfohlen, das Schmiermittel nach den ersten 500 Betriebsstunden zu wechseln und das Getriebe vor der Neubefüllung durchzuspülen. Der Ölwechsel empfiehlt sich nach folgenden Zeitabständen:

Öltemperatur	Betriebsart	Betriebsstunden
< 60°C	andauernd	5000 h
	aussetzend	8000 h
> 60°C	andauernd	2500 h
	aussetzend	5000 h

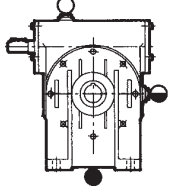
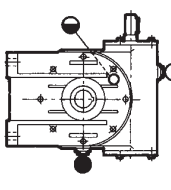
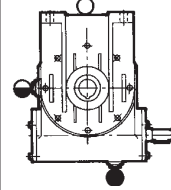
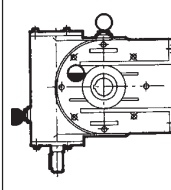
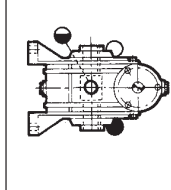
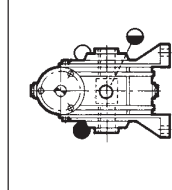
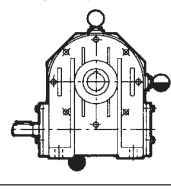
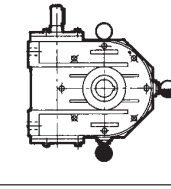
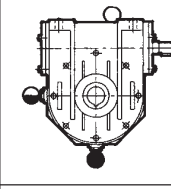
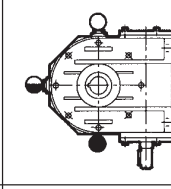
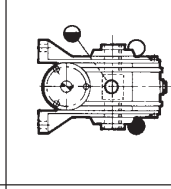
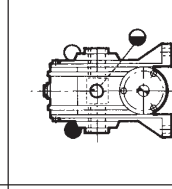
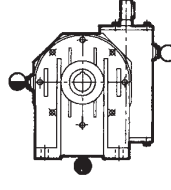
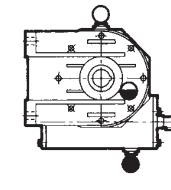
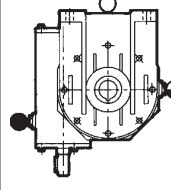
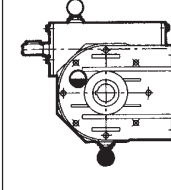
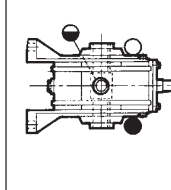
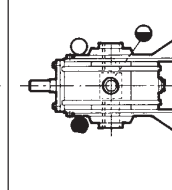
Achtung: Bei Schneckengetrieben mit Vorstufe sind technische Änderungen möglich!

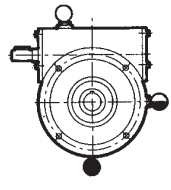
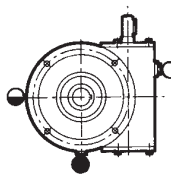
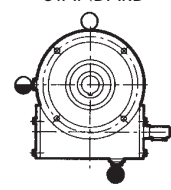
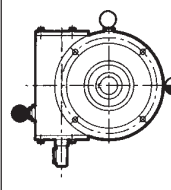
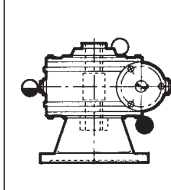
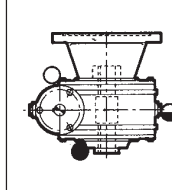
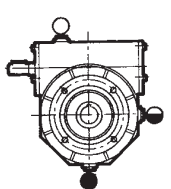
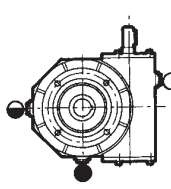
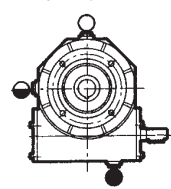
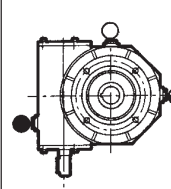
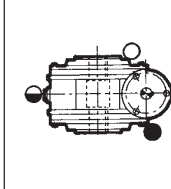
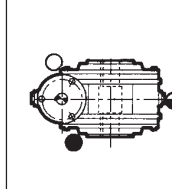
Schneckengetriebe und Schneckengetriebemotoren

Ölmenge für Schneckengetriebe

Getriebegröße	I 30	I 40	I 50	I 60	I 70	I 80	I 90	I 110	I 130	I 150	I 175
Öl / Liter	0,03	0,095	0,163	0,384	0,44	1,05	1,75	2	3	5	7

Einbaulagen

	B3	V5	B8	V6	B6	B7
A	STANDARD 					
B	STANDARD 					
V	STANDARD 					

	B5	B51	B53	B52	V1	V3
F FR FBR			STANDARD 			
FP			STANDARD 			

○ Öleinfüllschraube
vorhanden ab Baugröße 110

◐ Ölstandsauge

● Ölablassschraube

Lagerung

Sind längere Stillstands- oder Lagerungszeiten zu erwarten (besonders im Freien, in salzhaltiger Luft oder in Räumen mit hoher Luftfeuchtigkeit, großen Temperaturschwankungen oder aggressiven Dämpfen), müssen die Getriebe und Getriebemotoren von außen durch geeignete Konservierungsmittel in regelmäßigen Abständen geschützt werden. Weiterhin müssen die Getriebe unter den genannten Bedingungen vollständig mit Schmieröl befüllt,

alle 2-3 Monate in Betrieb genommen bzw. die Wellen um einige Umdrehungen bewegt werden.

Auch bei Motoren und Bremsmotoren ist eine kurze und mehrfache Einschaltphase in den oben genannten Intervallen erforderlich.

Vor Inbetriebnahme muss der Ölstand wieder auf die vorschriftsmäßige Höhe gebracht werden.

Schneckengetriebe und Schneckengetriebemotoren



Formeln und Begriffe aus der Antriebstechnik

Arbeit: $W = F \cdot s = m \cdot g \cdot s$ (Nm) F Kraft in N
 s Weg in m
 m Masse in kg
 $g = 9,81$ in m/s

$$W = \frac{J \cdot n^2}{182,5}$$

$$W = \frac{J \cdot \omega^2}{2}$$

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ = Kreisfrequenz in 1/s

Drehmoment: $M = F \cdot r$ (Nm) J Massenträgheitsmoment in kg m²
 $M = 9550 \frac{P}{n}$ (Nm) r Hebelarm in m
 n Drehzahl in 1/min
 t Zeit in s
 v Geschwindigkeit in m/s

Leistung: $P = \frac{W}{t \cdot 1000}$ (kW)

geradl. Bewegung: $P = \frac{F \cdot v}{1000 \cdot \eta}$ (kW)

rot. Bewegung: $P = \frac{M \cdot n}{9550 \cdot \eta}$ (kW)

Massenträgheitsmoment: $J = m \cdot r^2$ (kgm²)

Beschleunigungs- oder Verzögerungszeit: $t = \frac{J \cdot n}{9,55M}$ (s)

Beschleunigungskraft: $F = m \cdot a$ (N)
 Gewichtskraft: $F_G = m \cdot g$ (N)
 Reibungskraft (Gleitreibung): $F_R = F \cdot \mu$ (N)

Fahrwiderstand (Rollreibung) $F_f = m \cdot g \left[\frac{2}{D} \cdot \left(\mu_L \cdot \frac{d}{2} + f \right) + c \right] \cdot (N)$
 in der Ebene

D = Raddurchmesser (mm)
 d = Ritzeldurchmesser für Getriebewelle (mm)
 f = Hebelarm der rollenden Reibung
 c = Zuschlag für Nebenreibung

Leistungsaufnahme:
 Drehstrommotor $P = \sqrt{3} U \cdot I \cdot \cos \phi / 1000$ (kW)
 Gleichstrommotor $P = U \cdot I \cdot \eta / 1000$ (kW)

Leistungsabgabe:
 Drehstrommotor: $P = \sqrt{3} U \cdot I \cdot \cos \phi \cdot \eta / 1000$ (kW)
 Gleichstrommotor $P = U \cdot I \cdot \eta / 1000$ (kW)

Drehzahl $n = \frac{60 \cdot f}{P_p}$

F Frequenz Hz
 U Spannung V
 I Stromstärke A
 ϕ Leistungsfaktor
 η Wirkungsgrad
 P_p Polpaarzahl des Motors

Umfangsgeschwindigkeit: $V = \frac{\pi \cdot n}{60 \cdot 1000} \cdot D$ (m/s)

Berechnung von Massenträgheitsmomenten rotierender Körper

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

Rollreibung (Hebelarm der Rollreibung)

Stahl auf Stahl	$f \approx 0,55$	mm
Holz auf Stahl (Rollbahn)	$f \approx 1,3$	mm
Kunststoff auf Stahl	$f \approx 2$	mm
Hartgummi auf Stahl	$f \approx 7,5$	mm
Kunststoff auf Beton	$f \approx 5,6$	mm
Hartgummi auf Beton	$f \approx 11 - 25$	mm
mittelhartes Gummi auf Beton	$f \approx 18 - 38$	mm

Lagerreibwerte

Wälzlager:	$\mu_L = 0,005$
Gleitlager:	$\mu_L = 0,07 - 0,1$

Beiwerte für Spurkranz- und Seitenreibung

wälzgelagerte Räder	$c = 0,003$
gleitgelagerte Räder	$c = 0,005$
seitliche Führungsrollen	$c = 0,002$

Schneckengetriebe und Schneckengetriebemotoren

Leistung

In vielen Anwendungsfällen, in denen die zusammengetragenen Daten annähernd genau sind, kann die Leistung problemlos definiert werden.

In anderen Fällen (bei Förderschnecken, Rührern, Mischern, automatischen Maschinen usw.) ist die Annäherung der genauen Leistung etwas schwieriger; deshalb ist es dabei ratsam, auf bereits vorhandene, ähnliche Anwendungen zurückzugreifen, um daraufhin die zu verwendenden Antriebe erproben zu können. Nach Möglichkeit sollte die Leistungsaufnahme gleich oder kleiner der vorgeschriebenen Getriebeleistung sein.

$$\text{kW (aufgenommen)} \leq \frac{\text{kW}_1}{f_b}$$

wobei:

kW_1 = maximale im Katalog angegebene Leistung

f_b = Betriebsfaktor der Anwendungsmaschine

Sind kombinierte Getriebe für Anwendungen bei niedrigen Drehzahlen vorgesehen, so muss die Auswahl immer nach dem Drehmomentsbedarf und nicht nach der Leistung erfolgen. Hierbei kann die Leistung – durch den genormten Elektromotor bedingt – sehr hoch ausfallen. Es ist wichtig zu erwähnen, dass der Einsatz höherer Leistungen als erforderlich einen größeren Energiebedarf verursacht. Dies kann alle nachgeschalteten Antriebs-elemente sowie die Getriebeteile selbst durch unvorhergesehene, zusätzliche Beanspruchungen im negativen Sinn beeinträchtigen.

Drehzahl

n_1 gibt die Eingangsdrehzahl auf der Schnecke an und wird durch den verwendeten Motor oder das am Getriebeeingang befindliche Antriebs-element bestimmt. n_2 stellt die gewünschte bzw. die verfügbare Drehzahl an der Abtriebswelle des Getriebes dar. Diese Drehzahlen sind bei Verwendung von Wechselstrommotoren mit einer Polzahl ein feststehender Parameter.

Bei Verwendung von Wechselstrommotoren mit mehreren Polzahlen, Gleichstrommotoren, mechanischen Verstellgetrieben und an Frequenzumrichter geschlossenen Motoren sind die Drehzahlen variabel.

Die Nenn-Eingangsdrehzahl am Getriebe beträgt ≤ 1400 1/min. Sonderfälle, die eine höhere Eingangsdrehzahl erfordern, sollten mit unserem Antriebs-team analysiert werden.

Wenn keine ausdrücklichen Angaben vorliegen und Asynchronmotoren mit 50 Hz zum Einsatz kommen, verhalten sich die Drehzahlen wie folgt:

4-polig $n_1 = 1400$ 1/min.

6-polig $n_1 = 900$ 1/min.

8-polig $n_1 = 700$ 1/min.

In der Getriebemotorentabelle (MI..., MP..., CMI...-I...) wurden nur 4- und 6-polige Asynchronmotoren mit 50 Hz berücksichtigt.

Wirkungsgrade von Übertragungselementen

Drahtseil	gleit- oder wälzgelagert	$\eta = 0,9$
Keilriemen	normale Riemenspannung	$\eta = 0,9$
Kunststoffbänder	Rollen wälzgelagert (normale Bandspannung)	$\eta = 0,81 - 0,85$
Gummibänder	Rollen wälzgelagert (normale Bandspannung)	$\eta = 0,81 - 0,85$
Ketten	Räder wälzgelagert (abhängig von Kettengröße)	$\eta = 0,9 - 0,96$
Getriebe	Stirnradgetriebe bzw. Schnecken-Kegelstirnradgetriebe nach Katalogangaben	$\eta = 0,92 - 0,96$

Leistungsbedarf einiger Arbeitsmaschinen

Hubbewegung $P_2 = \frac{F \cdot v}{1000 \cdot \eta}$ (kW)

Drehbewegung $P_2 = \frac{M \cdot n}{9550 \cdot \eta}$ (kW)

Lüfterantrieb $P_2 = \frac{V \cdot p}{1000 \cdot \eta}$ (kW)

Pumpenantrieb $P_2 = \frac{V \cdot p}{1000 \cdot \eta}$ (kW)

P = Leistung in kW

F = Kraft in N

v = Geschwindigkeit in m/s

η = Wirkungsgrad

M = Drehmoment in Nm

n = Drehzahl in min^{-1}

p = Gesamter zu überwindender Gegendruck in N/m^2

V = Volumendurchfluss m^3/s

Drehmoment

Das an der Getriebeausgangswelle verfügbare Drehmoment kann wie folgt berechnet werden:

$$M_2 = \frac{\text{kW}_1 \cdot 9550}{n_2} \cdot \eta_{\text{dyn.}} \text{ (Nm)}$$

$\eta_{\text{dyn.}}$ = dynamischer Wirkungsgrad, der gesondert definiert wird.

Es ist von Bedeutung, dass das ausgerechnete Drehmoment immer gleich oder größer ist als das erforderliche Drehmoment der zu betreibenden Maschine.

Nur so kann das Getriebe den Anforderungen über Belastung, Reibung und Festigkeit entsprechen.

Unter der Voraussetzung, dass es sich um das Heben oder um translatorische Bewegungen einer Masse handelt, kann das erforderliche Drehmoment einer Maschine leicht errechnet werden.

Schwieriger wird es in komplizierten Fällen, bei denen zähflüssige Massen beschleunigt werden müssen, bei Zentrifugen, beim Mischen von feinem Pulver oder bei Förderschnecken.

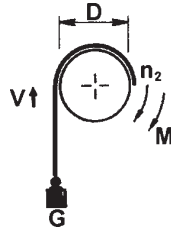
Hierbei bieten wir zwecks spezifischer Berechnung unsere Mitarbeit an.

Schneckengetriebe und Schneckengetriebemotoren

Heben

Das Drehmoment errechnet sich wie folgt:

$$M = G \cdot \frac{D}{2} \quad (\text{Nm})$$



wobei:

G: zu hebendes Gewicht in N (1N=0,0981kp)

D: Durchmesser in m von Trommel oder Zahnscheibe bzw. Kettenrad, auf welcher der Hebevorgang erfolgt

Diese Berechnung gilt nur unter der Voraussetzung, dass die Trommel oder das Zahn- bzw. Kettenrad direkt an der Getriebeausgangswelle befestigt wird oder die Getriebeausgangsdrehzahl und das zu hebende Antriebs-element die gleiche Drehzahl haben. Werden Untersetzungsstufen wie Kettenräder, Zahnräder oder Stirnräder zwischengeschaltet, so müssen diese in die Berechnung einbezogen werden.

Geradlinige Bewegung in der horizontalen bzw. auf schiefer Ebene

Hierbei ist der Reibungsfaktor der Führungsschienen, auf denen die Last bewegt werden soll, von großer Bedeutung. Dieser ist abhängig von den Berührungsflächen der zu bewegenden Teile untereinander (Gleitreibung, Wälzreibung).

Ist der Reibungsfaktor bekannt oder wurde annähernd bemessen, so kann das effektive Drehmoment wie folgt errechnet werden:

Untersetzung

Die Katalogangaben geben die genauen Untersetzungen zwischen Schnecke und Schneckenrad an.

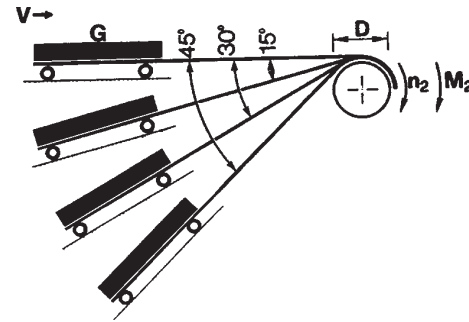
Das Untersetzungsverhältnis ergibt sich aus der Anzahl der Zähne am Schneckenrad und aus der Anzahl der Windungen an der Schnecke.

In der technischen Tabelle sind nur die Windungen an der Schnecke und die Untersetzungsverhältnisse angegeben.

Wird jedoch die Zähnezahl des Schneckenrades nicht angegeben, so kann die Untersetzung wie folgt berechnet werden:

i (Unters. des Getriebes) **x** **Z1** (Anzahl der Windungen) = **Z2** (Anzahl der Zähne).

Bei Getrieben mit Vorstufe ist die Untersetzung das Produkt aus Vorstufenuntersetzung und Untersetzung des Schneckengetriebes. Ebenso verhält es sich mit der Untersetzung bei zusammengesetzten Getrieben. Diese ergibt sich aus dem Produkt der Untersetzung von beiden Schneckengetrieben.



$$M_2 = G \cdot \frac{D}{2} \cdot (\sin \alpha + \cos \alpha \cdot \mu)$$

$$0^\circ > M_2 = G \cdot \frac{D}{2} \cdot \mu$$

$$15^\circ > M_2 = G \cdot \frac{D}{2} \cdot (0,26 + 0,97 \cdot \mu)$$

$$30^\circ > M_2 = G \cdot \frac{D}{2} \cdot (0,50 + 0,87 \cdot \mu)$$

$$45^\circ > M_2 = G \cdot \frac{D}{2} \cdot 0,71 \cdot (1 + \mu)$$

G = in N

μ = Reibungsbeiwert

D = in m

M_2 = in Nm

Bei der genauen Festlegung der Angabe G in den vorhergegangenen Formeln (Hublast oder translatorische Last) müssen Anlauf-Beschleunigung, Bremsreibung und eventuelle Spitzenbelastungen in Betracht gezogen werden. Diese können die Angaben verfälschen bzw. höher darstellen als tatsächlich vorhanden.

Wirkungsgrad

Der mechanische Wirkungsgrad wird definiert als das Verhältnis der Nutzleistung an der Ausgangswelle des Getriebes zur aufgewendeten Leistung am Getriebeeingang.

Der Grund dieser Leistungsminderung ist auf verschiedene Ursachen zurückzuführen (Gleit- und Wälzreibung an Schnecke und Schneckenrad, Wälzreibung an der Lagerung, Gleitreibung an den Lippen des Simmerringes etc.). Auch die Schmierung beeinflusst den Wirkungsgrad, so dass die korrekte Auswahl des Schmiermittels von äußerster Wichtigkeit ist.

Bei der Auswahl von Schneckengetrieben ist der Wirkungsgrad von hoher Bedeutung. Dieser ist insbesondere bei Hubvorgängen zu berücksichtigen, da - durch die geringe Einsatzdauer bedingt - niemals optimale Arbeitsbedingungen erreicht werden können.

Für bestimmte Einsatzfälle, in denen ein aussetzender Betrieb vorgesehen ist (z. B. Heben, Vorschubantrieb) ist eine Erhöhung der Motorleistung in angemessenem Rahmen notwendig, um den schlechten Wirkungsgrad des Getriebes in der Anlaufphase auszugleichen.

Den optimalen Wirkungsgrad erreicht man nach dem Einlaufen nach mehreren Betriebsstunden und unter optimalen Betriebsbedingungen.

Reibzahlen verschiedener Werkstoffpaarungen

Werkstoffpaarungen	Haftreibung μ		Gleitreibung μ	
	trocken	geschmiert	trocken	geschmiert
Stahl auf Stahl	0,13 bis 0,7	0,13 bis 0,36	0,09 bis 0,6	0,05 bis 0,26
Stahl auf Kunststoff	0,2 bis 0,46		0,19 bis 0,36	
Kunststoffriemen auf Stahl	0,26 bis 0,46		0,26	
Holz auf Stahl	0,46 bis 0,76		0,31 bis 0,61	
Holz auf Holz	0,41 bis 0,76		0,31 bis 0,51	

Schneckengetriebe und Schneckengetriebemotoren

Maximale dynamische und statische Belastungen bei Schneckengetrieben

Die Schneckengetriebe können im allgemeinen höhere statische Belastungen vertragen als die im normalen Betriebszustand zugelassenen.

Es gibt Anwendungen, bei denen die Getriebe im Stillstand Belastungen ausgesetzt sind, die im normalen Betriebszustand weder denkbar noch tolerierbar wären.

Die nachfolgende Tabelle gibt die maximale statische Belastung in Abhängigkeit zur Untersezung an.

Der tabellarische Wert F_{cs} stellt das Verhältnis zwischen der maximalen statischen zugelassenen Belastung und dem maximalen Abtriebsmoment (M_2) bei

$n_1 = 1400 \text{ 1/min}$ dar.
(laut Katalog)

Von höheren statischen Belastungen als in der Tabelle angegeben wird abgeraten, da diese die Widerstandsfähigkeit des Getriebes in Frage stellen könnten.

Die Schneckengetriebe lassen auch höhere dynamische Belastungen als im normalen Betriebszustand zu.

Dynamische Belastungen sind diejenigen Belastungen, die größer sind als die normalen Betriebsbelastungen.

Sie treten auf bei Verzögerungen oder Beschleunigungen im Laufe der Lebensdauer eines Getriebes.

Der tabellarische Wert F_{cd} stellt das Verhältnis zwischen der maximalen dynamischen zugelassenen Belastung und dem maximalen Abtriebsmoment (M_2) des Getriebes bei

$n_1 = 1400 \text{ 1/min}$ dar.
(laut Katalog)

Drehstrommotoren sind im Anlaufzustand in der Lage, das Doppelte oder Mehrfache des Nenn Drehmoments abzugeben.

Auch kurzfristige Anlaufmomente belasten unmittelbar das Getriebe und werden auf der Abtriebswelle je nach Untersezung vervielfacht.

Die dynamische Belastung aus der Tabelle ist eine kurzfristige Überbelastung, die das Getriebe maximal 5 Sekunden belasten sollte.

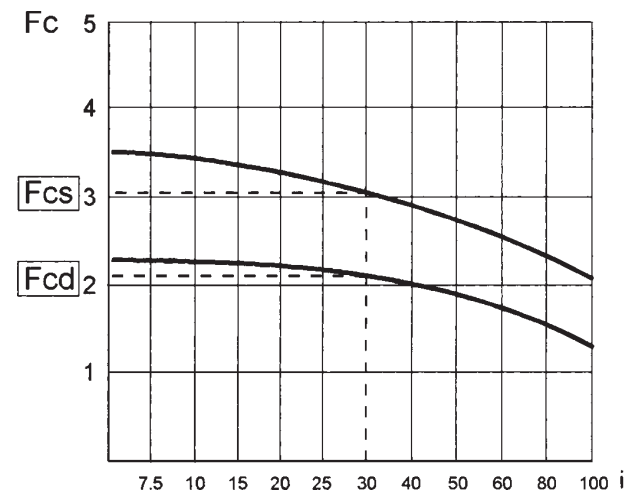
Es ist festzuhalten, dass die statischen und dynamischen Belastungen bei zunehmender Getriebeuntersezung abnehmen.

Bei Unterseetzungen $> 40/1$ und $F_{cd} < 2$ muss man sich vergewissern, dass die reelle Belastung nicht größer ist als der aus der Tabelle ersichtliche Wert.

Dies setzt voraus, dass die angeflanschten Drehstrommotoren mit ihrer Leistung unter den im Katalog angegebenen Leistungen liegen. So wird vermieden, dass der Motor mit seinem zwei- oder mehrfachen Anlaufmoment gegenüber dem Nennmoment das Getriebe dynamisch mehr belastet als zulässig.

Beispiel für den Umgang mit der Tabelle:

- Schneckengetriebe mit der Untersezung 30:1
- statisches Moment dreifach größer als das maximal zugelassene Drehmoment bei 1400 1/min
- dynamisches Moment gleich das 2,1-Fache des maximal zugelassenen Moments bei 1400 1/min



$F_{cs} =$ statisches Drehmoment

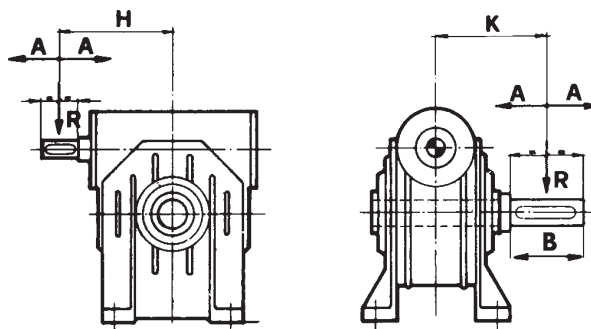
$F_{cd} =$ dynamisches Drehmoment
(kurzfristige Überlastung < 5 Sekunden)

Schneckengetriebe und Schneckengetriebemotoren

Zulässige radiale und axiale Belastungen

Typ	H	K	B
I 30	61	48,5	30
I 40	74,5	71	40
I 50	88	71	50
I 60	120	95	60
I 70	114,5	100,5	60
I 80	135	105	60
I 90	151	131	80
I 110	178	148,5	110
I 130	207	166	110
I 150	248	187	110
I 175	265	195	140

Maße in mm



Typ	I 30	I 40	I 50	I 60	I 70	I 80	I 90	I 110	I 130	I 150	I 175
min-l	A R	A R	A R	A R	A R	A R	A R	A R	A R	A R	A R
Eingangswelle											
1400	20 100	40 150	60 250	80 300	100 350	120 450	140 600	200 700	280 1000	350 1300	450 1500
Abtriebswelle											
186	120 600	170 850	230 1180	330 1650	420 2100	500 2500	580 2900	640 3200	980 4900	1100 5500	1200 6000
140	130 650	180 930	250 1290	360 1810	460 2300	540 2740	630 3180	700 3510	1070 5380	1200 6040	1310 6590
93	150 750	210 1070	290 1480	410 2070	520 2640	620 3140	730 3650	800 4030	1230 6170	1380 6920	1510 7550
70	160 830	230 1170	320 1630	450 2280	580 2900	690 3460	800 4010	880 4430	1350 6780	1520 7610	1660 8310
56	170 890	250 1260	350 1760	490 2460	620 3130	740 3730	860 4320	950 4770	1460 7310	1640 8200	1790 8950
46	190 950	270 1350	370 1870	520 2620	660 3980	790 2980	920 4620	1010 5090	1560 7800	1570 8760	1910 9550
35	200 1040	290 1480	410 2050	570 2820	730 3660	870 4360	1010 5060	1110 5580	1710 8550	1910 9590	2090 10470
28	220 1120	310 1590	440 2210	620 3100	780 3940	930 4690	1090 5450	1200 6010	1840 9210	2060 10330	2250 11270
23	240 1200	340 1700	470 2360	660 3310	840 4210	1000 5010	1160 5820	1280 6420	1960 9830	2200 11030	2400 12040
17	260 1330	370 1880	520 2610	730 3660	930 4660	1110 5550	1280 6430	1420 7100	2170 10870	2440 12210	2660 13320
14	280 1420	400 2010	550 2790	780 3900	990 4970	1180 5920	1370 6860	1510 7570	2320 11600	2600 13020	2840 14210

Die in der Tabelle aufgeführten Belastungswerte an der Antriebs- bzw. Abtriebswelle sind auf die Mitte des Wellenzapfens bezogen und in N angegeben. Für andere Antriebs- bzw. Abtriebsdrehzahlen, die nicht der Tabelle zu entnehmen sind, können die radialen Belastungen auch durch Interpolation berechnet werden.

bezogen sind, können wie folgt errechnet werden:

- bei $0,34 \cdot B$, vom Wellenbund wird die radiale Belastung aus der Tabelle mit 1,25 multipliziert.
- bei $0,75 \cdot B$, vom Wellenbund wird die radiale Belastung aus der Tabelle durch 1,25 dividiert.

Berechnung der radialen Belastung

Werden an den Getriebeabtriebswellen Stirnräder, Zahnscheiben, Riemscheiben usw. montiert, können die radialen Belastungen wie folgt berechnet werden:

$$R = \frac{2000 \cdot M_2 \cdot K_r}{D}$$

Dabei gilt:

- R : radiale Belastung (N)
- M_2 : Drehmoment an der Welle (Nm)
- D : Durchmesser von Stirnrad, Zahnscheibe, Riemscheibe (mm)
- $K_r = 1$ (Kettenrad)
- 1,25 (Stirnrad)
- 1,5 (Riemscheibe)
- 2,5 (Keilriemscheibe)
- 3,5 (Reibradantrieb)

Die radialen Belastungen, die nicht auf die Mitte des Wellenzapfens

Die errechnete Belastung R darf die in der Tabelle angegebene zulässige radiale Belastung nicht überschreiten. Ansonsten sollte der Durchmesser des Kettenrades – soweit möglich – vergrößert oder eine zusätzliche externe Lagerung angebracht werden.

Auf Anfrage können auf der Abtriebswelle Kegelrollenlager montiert werden. Sie ermöglichen eine um 25% höhere radiale Belastung als in der Tabelle angegeben.

Schneckengetriebe und Schneckengetriebemotoren

Betriebsfaktor

In der Tabelle sind die maximalen Drehmomente im Ausgang des Getriebes als fester Wert angegeben, unabhängig von der Betriebsart des Getriebes selbst.

Dabei können die Betriebsverhältnisse zwischen der einen oder anderen Anwendung von leichten bis starken Belastungen unter verschiedenen Betriebsbedingungen stark differieren. Es ist verständlich, dass ein Getriebe mit seinem maximalen Drehmoment nicht gleichzeitig für eine leichte Belastung und eine schwere Belastung verwendet werden kann. Die Lebensdauer eines Getriebes ist stark abhängig von der Art der Belastung und variiert sehr. Deshalb ist der Einsatz des Betriebsfaktors erforderlich. Mit ihm können die verschiedenen Belastungsarten und deren Eigenschaften berücksichtigt werden. Somit werden eine hohe Zuverlässigkeit des Antriebs und eine genaue Auswahl von Getriebe und Motor mit ihren Parametern gewährleistet, die letztlich eine Annäherung der Betriebsbedingungen ermöglichen.

Die in der Tabelle der Schneckengetriebe angegebenen Daten beziehen sich auf den Betriebsfaktor $F_B = 1$.

Selbsthemmung und Nicht-Selbsthemmung

Es gibt Anwendungen, bei denen Getriebe absolut keine Selbsthemmung haben dürfen sowie solche, bei denen die Selbsthemmung sogar laut Vorschrift gefordert wird.

Deshalb ist es wichtig, das Verhalten des Schneckengetriebes in dem Moment zu betrachten, in dem die Schnecke statt als treibendes Organ selbst getrieben wird. Die Selbsthemmung oder Nicht-Selbsthemmung eines Getriebes wird stark durch dessen Wirkungsgrad beeinflusst und hängt von folgenden Parametern ab:

- Steigungswinkel (β)
- Bearbeitungsgenauigkeit
- Oberflächengüte
- drehzahlabhängige Reibung.

Die Getriebe selbsthemmung im allgemeinen wird definiert als die Fähigkeit des Getriebes, die belastete Abtriebswelle durch die Belastung nicht motorig werden zu lassen.

Große Steigungswinkel bewirken einen höheren Wirkungsgrad und eine entsprechend geringere Selbsthemmung, während bei kleiner werdendem Steigungswinkel der Wirkungsgrad schlechter wird und die Selbsthemmung steigt.

Um in Bezug auf die Selbsthemmung zu der besten Lösung einer bestimmten Anwendung zu gelangen, ist es erforderlich, den Unterschied zwischen der statischen und der dynamischen Selbsthemmung zu analysieren.

Statische Selbsthemmung

Dieser Zustand ist im Stillstand der Getriebeabtriebswelle oder des Getriebes selbst gegeben, wobei die belastete Welle weder durch die Belastung noch durch das hohe Drehmoment im Abtrieb motorig wird. Ein Getriebe hat eine geringe statische Selbsthemmung, wenn die belastete Welle im Stillstand aufgrund hoher Drehmomente oder Vibrationen bzw. Schwingungen infolge der Belastung motorig wird. Die theoretische Bedingung, unter der die statische Selbsthemmung auftritt, lautet wie folgt:

$$\eta_s < 0,4 \div 0,5$$

Demzufolge besteht keine statische Selbsthemmung bei

$$\eta_s > 0,55$$

Also gilt:

Je höher der statische Wirkungsgrad, desto weniger selbsthemmend ist das Getriebe.

Die Verbindung zwischen der statischen Selbsthemmung und dem statischen Wirkungsgrad lässt sich wie folgt darstellen:

$$\eta_s < 0,4 \div 0,5 \text{ statische Selbsthemmung}$$

$$\eta_s = 0,5 \div 0,55 \text{ keine bzw. ungewisse Selbsthemmung}$$

$$\eta_s = 0,55 \text{ keine statische Selbsthemmung}$$

Die Selbsthemmung wird um so geringer, je größer der statische Wirkungsgrad wird.

Dynamische Selbsthemmung

Die dynamische Selbsthemmung ist ein schwierig zu erzeugender Zustand, der auftritt, wenn auf das plötzliche Stoppen der Schnecke unmittelbar danach die Drehbewegung der Abtriebswelle einsetzt. In der dynamischen Selbsthemmung kann das Gewicht am Abtrieb ohne den Einfluß einer Bremse gehalten und gestoppt werden. Dies ist der Fall, wenn:

$$\eta_{dyn.} < 0,5$$

wobei:

$\eta_{dyn.}$: Dynamischer Wirkungsgrad des Getriebes bzw. der Wirkungsgrad, der sich bei den besten Betriebsbedingungen entwickelt.

Keine Dynamische Selbsthemmung ist vorhanden, wenn:

$$\eta_{dyn.} > 0,5.$$

Die Faktoren, die den Dynamischen Wirkungsgrad am meisten beeinflussen, sind die Drehzahl (je höher sie ist, um so größer wird der Wirkungsgrad) und die mehr oder weniger starken Vibrationen in Abhängigkeit von der Belastung.

Die nachfolgend aufgeführte Übersicht beschreibt die Selbsthemmung in Abhängigkeit zum Steigungswinkel; dies muss mit ausreichender Genauigkeit betrachtet werden, da weitere Faktoren einbezogen werden, die den Zustand stark verändern:

über 20°

- keine Selbsthemmung

von 10° bis 20°

- keine statische Selbsthemmung;
- Schnellrücklauf

von 8° bis 10°

- keine dynamische Selbsthemmung;
- statische Selbsthemmung ungewiß bei Vibrationen; Schnellrücklauf

von 5° bis 8°

- statische Selbsthemmung; schlechte Reversierbarkeit, aber guter Rücklauf bei Vibrationen

von 3° bis 5°

- statische Selbsthemmung vorhanden;
- dynamische Reversierbarkeit sehr schlecht, evtl. möglich im Fall von höheren ruckartigen Vibrationen

unter 3°

- perfekte statische Selbsthemmung; fast perfekte dynamische Selbsthemmung

Achtung:

Im Falle, dass von Kundenseite her eine totale Selbsthemmung des Getriebes verlangt wird, empfehlen wir den Einsatz von Bremsmotoren, da die Bremse letzte Unsicherheiten in Bezug auf die totale Selbsthemmung beseitigt.

Es ist in der Tat sehr gefährlich, sich auf die theoretisch totale Selbsthemmung des Getriebes zu verlassen, wenn es um die Sicherheit des Anwendungssystems geht.

Schneckengetriebe und Schneckengetriebemotoren



Verzahnungsdaten der Schneckengetriebe I 30 bis I 175

	i	7,5	10	15	20	25	30	40	50	60	80	100
I 30	Gangzahl	4	4	2	2	2	1	1	1	1	1	1
	Steigungswinkel β	22°50'	19°07'	12°26'	8°07'	13°28'	5°49'	7°30'	5°53'	2°53'	4°46'	2°53'
	Modul	1,4	1,1	1,5	1,1	1	1,5	1,25	1	0,75	0,65	0,5
	Schneckenrad-Zähne	30	40	30	40	50	30	40	50	60	80	100
I 40	Gangzahl	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
	Steigungswinkel β	24°03'	18°30'	12°34'	12°49'	10°19'	6°22'	6°29'	5°12'	4°20'	3°15'	2°36'
	Modul	1,87	1,95	2	1,6	1,29	2,04	1,63	1,31	1,09	0,82	0,65
	Schneckenrad-Zähne	30	30	30	40	50	30	40	50	60	80	100
I 50	Gangzahl	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
	Steigungswinkel β	24°03'	18°30'	12°34'	12°26'	10°19'	6°22'	6°29'	5°12'	4°20'	3°15'	2°36'
	Modul	2,34	2,43	2,5	1,99	1,61	2,55	2,03	1,63	1,36	1,02	0,82
	Schneckenrad-Zähne	30	30	30	40	50	30	40	50	60	80	100
I 60	Gangzahl	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
	Steigungswinkel β	24°03'	18°30'	12°34'	12°49'	10°19'	6°22'	6°29'	5°12'	4°20'	3°15'	2°36'
	Modul	2,81	2,92	3	2,39	1,93	3,06	2,44	1,96	1,63	1,23	0,98
	Schneckenrad-Zähne	30	30	30	40	50	30	40	50	60	80	100
I 70	Gangzahl	4	3	2	2	2	2	1	1	1	1	1
	Steigungswinkel β	24°03'	18°30'	12°34'	10°58'	10°19'	8°38'	5°30'	5°12'	4°20'	3°15'	2°36'
	Modul	3,28	3,41	3,5	2,73	2,26	1,89	2,76	2,28	1,9	1,43	1,14
	Schneckenrad-Zähne	30	30	30	40	50	60	40	50	60	80	100
I 80	Gangzahl	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
	Steigungswinkel β	24°03'	18°30'	12°34'	12°12'	10°19'	6°22'	6°08'	5°12'	4°20'	3°15'	2°36'
	Modul	3,75	3,89	4	3,37	2,58	4,08	3,22	2,61	2,18	1,63	1,32
	Schneckenrad-Zähne	30	30	30	40	50	30	40	50	60	80	100
I 90	Gangzahl	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
	Steigungswinkel β	24°03'	18°30'	12°34'	12°49'	10°19'	6°22'	6°29'	5°12'	4°20'	3°15'	2°36'
	Modul	4,22	4,38	4,5	3,59	2,9	4,59	3,66	2,94	2,45	1,84	1,47
	Schneckenrad-Zähne	30	30	30	40	50	30	40	50	60	80	100
I 110	Gangzahl	4	3	2	2	2	2	1	1	1	1	1
	Steigungswinkel β	19°01'	18°30'	12°27'	7°52'	9°27'	8°38'	6°40'	5°12'	5°21'	3°14'	3°03'
	Modul	5	5,35	5,5	4	3,5	2,97	4,5	3,59	3,1	2,25	1,85
	Schneckenrad-Zähne	30	30	30	40	50	60	40	50	60	80	100
I 130	Gangzahl	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
	Steigungswinkel β	20°59'	17°05'	12°27'	10°08'	7°55'	5°50'	4°50'	5°12'	4°02'	2°23'	1°55'
	Modul	6	6,25	6,5	5	4	6,50	5	4,24	3,5	2,5	2
	Schneckenrad-Zähne	30	30	30	40	50	30	40	50	60	80	100
I 150	Gangzahl	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
	Steigungswinkel β	22°50'	17°38'	12°27'	12°53'	7°03'	5°50'	5°54'	5°52'	3°51'	2°53'	2°53'
	Modul	7	7,25	7,5	6	4,5	7,5	6	5	4	3	2,5
	Schneckenrad-Zähne	30	30	30	40	50	30	40	50	60	80	100
I 175	Gangzahl	4	3	2	2	2	1	1	1	1	1	1
	Steigungswinkel β	23°55'	18°13'	12°26'	9°12'	7°03'	6°36'	4°54'	5°23'	4°14'	3°21'	2°47'
	Modul	8,2	8,5	8,75	6,6	5,25	9	6,75	5,75	4,75	3,6	2,9
	Schneckenrad-Zähne	30	30	30	40	50	30	40	50	60	80	100

Schneckengetriebe und Schneckengetriebemotoren

Belastungsfaktoren c

Belastungsart	Art der Arbeitsmaschine	Schaltun- gen/h	Mittlere tägliche Betriebsdauer in h			
			bis 2	von 2 bis 8	von 9 bis 16	von 17 bis 24
Leichter Anlauf, stoßfreier Betrieb, kleine zu beschleunigende Massen	Ventilatoren, Zahnradschnecken Montagebänder Leichte Transportbänder Förderschnecken, Flüssigkeitsrührwerke Abfüll- und Verpackungsmaschinen Generatoren, Lüfter Reinigungsmaschinen	bis 10	0,75	1	1,25	1,5
Anlauf mit mäßigen Stößen, ungleichmäßiger Betrieb, mittlere zu beschleunigende Massen	Textilmaschinen, Webstühle, Haspeln Transportbänder aller Art Förderschnecken Schiebetore, Aufzüge Kranantriebe Werkzeugmaschinen, Holzbearbeitungsmaschinen Druckmaschinen Knetmaschinen Rollfässer, Rührwerke für halbflüssige u. feigige Massen Rollgangantriebe Verpackungsmaschinen	bis 10	1	1,25	1,5	1,75
		> 10 bis 50	1,25	1,5	1,75	2
		> 50 bis 100	1,5	1,75	2	2,2
		> 100 bis 200	1,75	2	2,2	2,5
Ungleichmäßiger Betrieb, heftige Stöße, größere zu beschleunigende Massen	Abkantmaschinen, Stanzen Betonmischer, Zerkleinerungsmaschinen Ziegelpressen, Schmiedepressen Gebläse, Kompressoren, Kolbenpumpen Sägegatter Schwere Winden Walzwerke schwere Werkzeugmaschinen Kollergänge, Hammermühlen Extruder, Kalander Förderanlagen für schweres Gut Elevatoren, Becherwerke, Trog- und Schraubenförderer	bis 10	1,25	1,5	1,75	2
		> 10 bis 50	1,5	1,75	2	2,2
		> 50 bis 100	1,75	2	2,2	2,5
		> 100 bis 200	2	2,2	2,5	3

Bei Einsatz von Bremsmotoren sind die Werte der Tabelle mit 1,12 zu multiplizieren.

Einflussfaktor des Getriebemotors c_g

Da die zulässigen Leistungswerte in den Getriebetabellen für eine Eingangsdrehzahl von 1400 min^{-1} angegeben sind, ist für die Berechnungsleistung der nachstehende Einflussfaktor c_g zu berücksichtigen:

Motordrehzahlen min^{-1}	1400	1750	2200	2800*
c_g	1	1,1	1,2	1,6

* nicht für Dauerbetrieb zu empfehlen; bitte rückfragen.

Schneckengetriebe und Schneckengetriebemotoren



Auswahlhinweise

Die Bemessung der Getriebegröße geht vom Leistungs- oder Drehmomentbedarf an der Arbeitsmaschine aus. Die Arbeitscharakteristik, die tägliche Betriebsdauer und die Schalthäufigkeit werden durch Belastungsfaktoren berücksichtigt. Das Produkt aus Nennleistung bzw. -drehmoment und den Belastungsfaktoren ergibt die rechnerische Belastung (Bemessungsgröße). Dieser Wert muß gleich oder kleiner sein als der Tabellenwert des Kataloges.

Es gilt:

$$P_B = c \cdot c_a \cdot P_N \text{ und } M_B = c \cdot c_a \cdot M_N$$

P_B und M_B = Bemessungsgrößen

$$P_B \leq P_{Tab.} \quad M_B \leq M_{Tab.}$$

Die Katalogangaben sind zulässige Dauerbelastungswerte. Die angegebenen Abtriebsmomente beinhalten auch den Getriebewirkungsgrad, sind also voll verfügbar. Nach der Größenbestimmung des Getriebes sind auch noch die auftretenden Radial- und Axialbelastungen zu überprüfen und mit den zulässigen Werten auf Seite 167 zu vergleichen. Dies gilt insbesondere für Getriebe mit vor- oder nachgeschalteten Riementrieben.

Für besondere Einsatzbedingungen wie anormale Temperatureinflüsse, höhere Wellenbelastung oder Drehzahlen etc. bitten wir um Rückfrage. Je genauer alle möglichen Einflüsse erfasst und berücksichtigt werden, um so sicherer wird ein störungsfreier Betrieb mit hoher Lebensdauer erreicht. Bei korrekter Bemessung arbeitet das ausgewählte Getriebe im Dauerfestigkeitsbereich.

Auswahlbeispiele

- a) **Gesucht:** Schneckengetriebe für den Antrieb eines Betonmischers.
 Erforderliche Antriebsleistung 2 kW, Abtriebsdrehzahl 60 min^{-1} , tägliche Betriebsdauer 9 Stunden, Schalthäufigkeit: bis 4/h.
 Aus der Tabelle Seite 170 ist ein Belastungsfaktor $c = 1,75$ zu entnehmen, $c_a = 1$.
 Berechnungsleistung $P = P_N \cdot c \cdot c_a = 2 \cdot 1,75 \cdot 1 = 3,5 \text{ (kW)}$
Gewählt: Schneckengetriebe Größe I 130...25/1.

- b) **Gesucht:** Schneckengetriebemotor zum Antrieb eines Pakettransportbandes.
- | | |
|---|-----------------------|
| Paketgewicht | $m_1 = 80 \text{ kg}$ |
| Gurtgewicht | $m_2 = 50 \text{ kg}$ |
| Steigung des Bandes | $\alpha = 30^\circ$ |
| Reibwert (Stahl auf Kunststoff) | $\mu = 0,2$ |
| Antriebsstrommel-Durchmesser | $D = 120 \text{ mm}$ |
| Bandgeschwindigkeit | $v = 0,6 \text{ m/s}$ |
| Betriebsbedingungen: Anlauf mit mäßigen Stößen bis 20 Schaltungen/h | |
| Betriebsdauer bis 16 h/Tag | |

Belastungsfaktoren:

$c = 1,75$ $c_a = 1$ nach Tabelle Seite 170

Das zu berücksichtigende Antriebsmoment ist demnach:

$$M_B = c \cdot c_a \cdot M_2$$

$$M_B = 1,75 \cdot 1 \cdot 51,5 \text{ Nm} = 90,12 \text{ Nm}$$

Bei einer gewählten Untersetzung von $i = 15 : 1$ ($n_2 = 93,3 \text{ min}^{-1}$) und einem Getriebewirkungsgrad $\eta_{\text{Getr}} = 0,82$ errechnet sich die benötigte Antriebsleistung nach

$$P_1 = \frac{M_B \cdot n_2}{9550 \cdot \eta_{\text{Getr}}} = \frac{90,12 \text{ Nm} \cdot 93,3 \text{ min}^{-1}}{9550 \cdot 0,82} = 1,07 \text{ kW}$$

Gewählt wird eine Schneckengetriebemotor MI60 FP 15/1 mit einem Drehstrommotor 1,1 kW/4-polig. Das abgegebene Drehmoment beträgt hierbei $M_2 = 92,2 \text{ Nm}$, der Betriebsfaktor ist dann $f_B = 1,34$.

Erforderliches Drehmoment:

$$M_2 = G \cdot \frac{D}{2} \cdot (\sin \alpha + \cos \alpha \cdot \mu)$$

$$M_2 = (m_1 + m_2) \cdot g \cdot \frac{D}{2} \cdot (\sin \alpha + \cos \alpha \cdot \mu)$$

$$M_2 = (80 \text{ kg} + 50 \text{ kg}) \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{0,12 \text{ m}}{2} \cdot (\sin 30^\circ + \cos 30^\circ \cdot 0,2)$$

$$M_2 = 51,5 \text{ Nm}$$

Erforderliche Abtriebsdrehzahl:

$$n_2 = \frac{v \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot D} = \frac{0,6 \text{ m/s} \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot 120 \text{ mm}} = 95,5 \text{ min}^{-1}$$

Erforderliche Untersetzung:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1400 \text{ min}^{-1}}{95,5 \text{ min}^{-1}} = 14,65$$

