

Auswahl & Auslegung

Stellzylinder Baureihe GSM und GSX mit invertiertem Rollengewindetrieb



Einfacher als gedacht.

**Optimaler Ersatz für
Hydraulik- und Pneumatik-Zylinder!!!**

1. Bestimmung des Geschwindigkeit-Zeit-Zyklus

Ist die Entscheidung für einen elektrischen Linearstellzylinder gefallen, ist der nächste Schritt die Bestimmung des Verfahrenzyklus. Der wesentliche Unterschied zwischen dem elektrischen System und den meisten hydraulischen oder pneumatischen Systemen: es handelt sich hier um eine komplett geregelte Bewegung. Dies ist entscheidend für die Bestimmung der Zykluszeiten im Prozess.

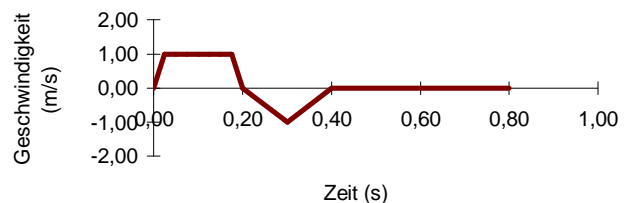
Die eigentliche Zeitersparnis liegt in der möglichen Überlagerung von Bewegungen und nicht in der absoluten Geschwindigkeit !

Zum Beispiel beim Einpressen eines Bauteiles kann der Vorschub bereits einsetzen wenn das Einpresswerkzeug gerade aus dem Störkantenbereich gezogen wurde.

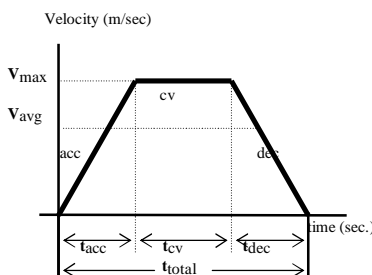
Auch können die erforderlichen **Verfahrwege** meistens reduziert werden, da während des Prozesses nur noch die erforderliche Mindesthubbewegung ausgeführt werden muss, bei der keine Kollision auftreten kann. Dieser Arbeitshub ist auch der für die Auslegung des Stellzylinders entscheidende. Mit diesen Überlegungen lässt sich nun das erforderliche Bewegungsprofil und die Zykluszeit bestimmen. Es handelt sich hier um eine reine Linearbewegung, was die Berechnung der Kinematik sehr vereinfacht.

Die Grundgrößen des Bewegungszyklus sind:

- Maximaler erforderlicher Hub **s max**
- Erforderlicher Nutz oder Arbeitshub **s**
- Zulässige Beschleunigung **a max**
- Zykluszeit (t1) Gesamtzeit **t ges**



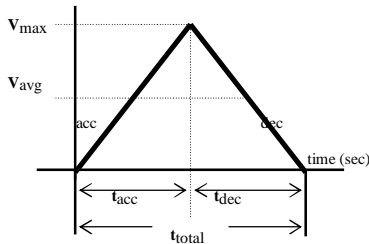
Es gibt zwei typische Verfahrprofile: Trapez oder Dreieck. Bei dem dreieckförmigen Verfahrprofil ist die Beschleunigung am geringsten. Voraussetzung ist, dass die Durchschnittsgeschwindigkeit kleiner ist als die halbe Spitzengeschwindigkeit. Das trapezförmige Verfahrprofil hat im Vergleich eine um 25% geringere Spitzengeschwindigkeit, aber eine um 12,5 % höhere Beschleunigung. Grundsätzlich ist das Trapezprofil zu bevorzugen, da es regelungstechnisch stabiler ist und die geringere Spitzengeschwindigkeit die Lebensdauer erhöht.



Kinematische Gleichungen Trapezprofil

Vereinfacht mit der Annahme, dass: $t_{acc} = t_{cv} = t_{dec}$ ergibt sich: $v_{max} = 1,5 \cdot v_{eff}$

Velocity (m/sec)



Kinematik Dreiecksprofil

Vereinfacht mit der Annahme, dass: $t_{acc} = t_{dec} = t_{ges}/2$
ergibt sich: $V_{max} = 2x v_{avg}$

In der nachfolgenden Tabelle sind die maximalen linearen Beschleunigungswerte für die verschiedenen Exlar Stellzylinderbaureihen und Baugrößen zusammengefasst.

Stellzylinder	Größe 20	Größe 30	Größe 40	Größe 50	Größe 60
Baureihe GSM	2,0 g	1,8 g	1,2 g	-	-
Baureihe GSX	2,0 g	2,0 g	1,4 g	1,4g	1,4

Diese Werte dürfen nicht überschritten werden!
Zykluszeiten und Profilform sollten dann entsprechend angepasst werden.

Stehen Bewegungszyklus und Einschaltzeiten fest, lassen sich hieraus die erforderlichen Kräfte, Beschleunigungen und Geschwindigkeiten bestimmen. Mit einem Auslegungsprogramm lassen sich die einzelnen Parameter bestens optimieren. Hier unterstützen wir alle Anwender gerne bei der Berechnung.

Für Trapezoidales und Dreieckiges Geschwindigkeitsprofil

Firma: Projekt:

Achse:

DATEN

Gewicht Läufer [kg]:
Arbeitslast [kg]:
Reibwert [μ]:
Min-Reibkraft [N]:
Beschleunigungszeit [s]:
Neigungswinkel [°]:

WEG

Weg pro Einzelhub [mm]:

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
600,00	0,00	-600,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

ZEIT

Beschleunigungszeit [s]: 0,1220 0,0000 0,1220 0,0000 0,0000 0,0000 0,0000 0,0000 0,0000 0,0000
 Zeitdauer (konst.-Geschw.) [s]:
 Zykluszeitdauer [s]: 0,244 0,000 0,244 1,500 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000
 Gesamt Zykluszeitdauer [s]: 0,24 0,49 1,99

GESCHWIND.

Durchs.-Geschw. [ms⁻¹]: 2,459 0,000 -2,459 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000
 Spitzengeschwindigkeit [ms⁻¹]: **4,918** **0,000** **-4,918** **0,000** **0,000** **0,000** **0,000** **0,000** **0,000** **0,000**
 Beschleunigung [ms⁻²]: 40,312 0,000 -40,312 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000

KRÄFTE

Reibungskraft Freib - [N]: 11,53 0,00 11,53 0,00 0,00 0,00 0,00 0,00 0,00 0,00
 zusätzl.-Arbeitskraft - Fa [N]:
 Spitzenkraft - Fs [N]: 326,0 0,0 326,0 0,0 0,0 0,0 0,0 0,0 0,0 0,0

Spitzenkraft Fs [N]: Einschaltdauer [%]: Datum:
 Effektivkraft Feff [N]: Motortyp: Bearbeitet:

2. Bestimmung des Kraft-Zeit-Zyklus

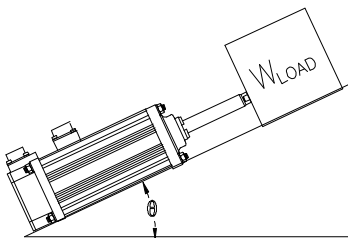
Ein weiterer entscheidender Unterschied liegt in der Kraftqualität von elektrischen Linearstellzylindern. Bei Hydraulik- und Pneumatiksystemen wird mit konstantem Druck gearbeitet und die theoretische Kraft errechnet sich aus Druck x Fläche. Diese berechnete Kraft liegt aber meistens um ein vielfaches höher als die tatsächlich erreichten Werte. Deshalb ist es sinnvoll, wenn irgend möglich, eine Kraft / Weg Kurve aufzunehmen, um eine Überdimensionierung zu vermeiden.

Bei den elektrischen Stellzylindern von Exlar handelt es sich um einen Servoantrieb mit seinen typischen Eigenschaften als Positionierantrieb. Das Nennmoment und der daraus resultierenden Nennkraft, die permanent zur Verfügung steht, und dem Spitzenmoment, das in einer bis maximal 2,5-fachen Spitzenkraft resultiert. Diese Spitzenkraft steht für kurze Zeit (max. 5 sec) zur Verfügung.

Eine weitere Besonderheit ist, dass bei diesem geregelten System immer nur soviel Kraft (Energie) verbraucht wie tatsächlich benötigt wird. Bei größeren Systemen lassen sich hierdurch die Betriebskosten im Vergleich zu Hydraulik und Pneumatik sowie gesteuerten Systemen senken.

Bestimmung der erforderlichen Kräfte :

Die für eine spezifische Bewegung erforderliche Kraft entspricht der Summe der Einzelkräfte: Beschleunigungskraft, Reibkraft, Arbeitskraft und zusätzlich der Gewichtskraft bei nicht horizontalen Anwendungen. Diese Kräfte müssen für die verschiedenen Bewegungsabläufe über die Zeit ermittelt werden.



$$\text{Schubkraft} = F_{\text{Reibung}} + [F_{\text{Beschleunigung}}] + F_{\text{Gewicht}} + F_{\text{Arbeit}}$$

$$\text{Schubkraft} = W_L \mu \cos\theta + [(W_L / 9,8) (v/t_{\text{Beschl.}})] + W_L \sin\theta + F_{\text{Arbeit}}$$

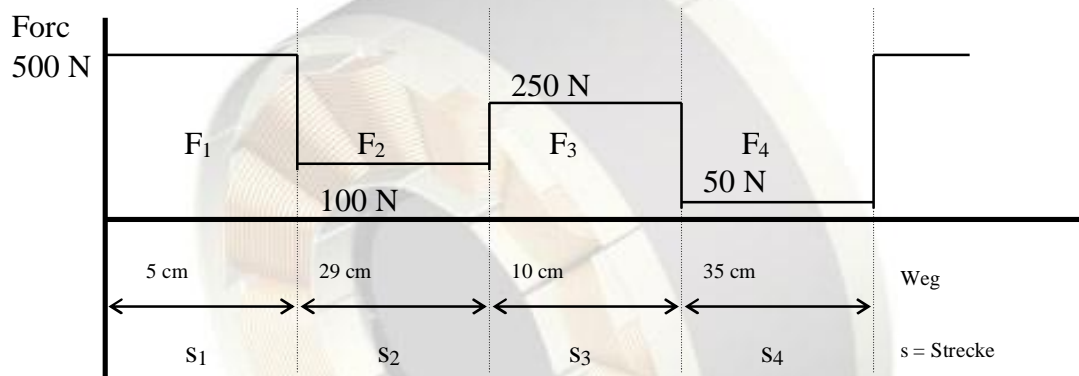
Gleichungen zur Bestimmung der Kräfte

F_{gesamt}	= Gesamte Linear Kraft (N)	θ	= Neigungswinkel(Grad)	= _____
F_{Reibung}	= Reibungskraft (N)	t_{Beschl}	= Beschleunigungszeit (sec)	= _____
$F_{\text{Beschl.}}$	= Beschleunigungskraft (N)	v	= Geschwindigk.wechsel (m/s)	= _____
F_{Gewicht}	= Gewichtskraft (N)	μ	= Wirkungsgrad Gleitreibung	= _____
F_{Arbeit}	= Arbeitskraft (N)	W_L	= Gewicht Ladung (kg)	= _____
9,8	= Erdbeschleunigung(9,8 m / sec ²)			

$$F_{\text{gesamt}} = F_{\text{Reibung}} + F_{\text{Beschleunigung}} + F_{\text{Gewicht}} + F_{\text{Arbeit}}$$

$$\text{Schubkraft} = [W_L \times \mu \times \cos\theta] + [(W_L / 9,8) \times (v / t_{\text{Beschl.}})] + W_L \sin\theta + F_{\text{Arbeit}}$$

Die Kraft muss für jeden Einzelabschnitt des Verfahrenzyklus bestimmt werden und in die nachfolgende Gleichung eingesetzt werden. Damit lassen sich dann die Effektivwerte bestimmen.



Berechnung der Effektiv Kraft

$$F_{\text{eff}} = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 s_1 + F_2^3 s_2 + F_3^3 s_3 + F_4^3 s_4}{s_1 + s_2 + s_3 + s_4}}$$

$F_1 =$ _____	$S_1 =$ _____	$F_1^3 t_1 =$ _____
$F_2 =$ _____	$S_2 =$ _____	$F_2^3 t_2 =$ _____
$F_3 =$ _____	$S_3 =$ _____	$F_3^3 t_3 =$ _____
$F_4 =$ _____	$S_4 =$ _____	$F_4^3 t_4 =$ _____

Mit den nun ermittelten Eckwerten

- erforderlicher Hub s (mm)
- Spitzenkraft F_{max} (N)
- Dauerkraft F_{eff} (N)
- Spitzengeschwindigkeit v_{max} (mm/s)

lässt sich aus der Produktübersicht mit Datenmatrix der geeignete Stellzylindertyp auswählen. D.h. Baureihe – Spindelsteigung – Motorgröße. Für den gewählten Stellzylindertyp kann die dynamische und statische Tragzahl den Datenblättern entnommen werden.

3. Lebensdauerberechnung

Zur Berechnung der Lebensdauer eines Spindelantriebes benötigen wir die mittlere effektive Last und die dynamische Tragzahl des Antriebes.

Die zu erwartende Lebensdauer des Antriebes definiert sich als die Lebensdauer, die 90% aller Rollengewindetriebe erreichen bevor sich Materialschäden auf der Spindel einstellen. Voraussetzung ist, dass die Spindel entsprechend den gültigen Vorschriften geschmiert und gewartet wird. Die zu erwartende Lebensdauer L_{10} errechnet sich dann aus der nachfolgenden Gleichung. Das Ergebnis für L_{10} ist in Millionen mm.

Standard-Spindel nicht vorgespannt:

Vorgespannte Spindel spielfrei:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \times S$$

$$L_{10} = \left(L_{10(1)}^{-10/9} + L_{10(2)}^{-10/9} \right)^{-9/10}$$

mit:

L_{10} = erwartete Strecke in Millionen mm

$L_{10(1)}$ = erwartete Strecke in Druckrichtung in Millionen mm
aus der Standard L_{10} Spindel Gleichung

$L_{10(2)}$ = erwartete Strecke in Zugrichtung

C = dynamische Tragzahl (N)

F = berechnete Effektivkraft (N)

S = Steigung in mm/U

Der sich hieraus berechnete Weg L_{10} in Millionen mm wird nun durch den tatsächlichen Weg / Zyklus geteilt und damit ergibt sich die die theoretisch mögliche Anzahl von Hügen.

Beispiel 1: In einer Anwendung mit 120 mm Hub ergibt sich eine mittlere Kraft von $F_{eff} = 5700$ N. Der gewählte Stellzylinder ist **Typ GSM41-0602** mit 5,08mm Steigung und dynamischer Tragzahl **$C_{dyn} = 21751$ N**. Damit errechnet sich:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \times S = (21751 / 5700)^3 \times 5,08 = \mathbf{282 \text{ Millionen mm}}$$

Mit dem erforderlichen Doppelhub von 240 mm /Hub:

$$\text{Anzahl der Hübe } Z = L_{10} / s = 282\,000\,000 / 240 = 1,176 \text{ Millionen Doppelhübe}$$

Wenn die Anzahl der Hübe höher liegen muss, würde in diesem Fall die Baureihe GSX40 mit höherer mechanischer Belastbarkeit und Tragzahl ausgewählt werden.

Beispiel 2: Typ GSX40-0602 mit 5,08mm Steigung und dynamischer Tragzahl **$C_{dyn} = 31271$ N**.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \times S = (31271 / 5700)^3 \times 5,08 = \mathbf{838,8 \text{ Millionen mm}}$$

Mit dem erforderlichen Doppelhub von 240 mm /Hub:

$$\text{Anzahl der Hübe } Z = L_{10} / s = 838\,800\,000 / 240 = 3,495 \text{ Millionen Doppelhübe}$$

Bei der Auslegung des Stellzylinders handelt es sich um die Auslegung und Berechnung eines Servomotors sowie einer Gewindespindel. Das besondere bei den Baureihen GSM und GSX sind die Massenträgheiten. Bedingt durch den invertierten Aufbau des Rollengewindetriebes ist die Massenträgheit der Spindel bereits im Motorträgheitsmoment mit berücksichtigt. Daher ist das Motorträgheitsmoment auch abhängig von der Hublänge.

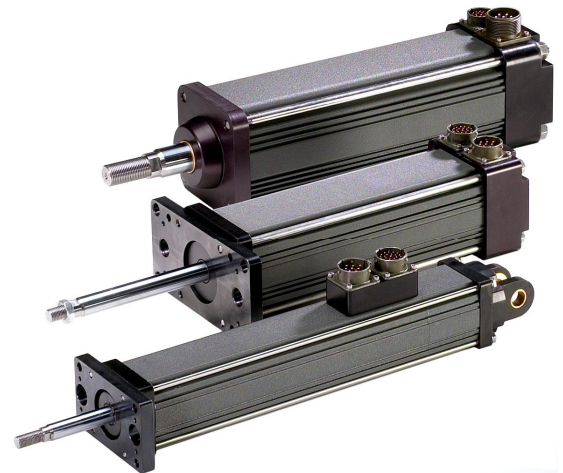
Bei der Eingabe der Berechnungswerte, entweder manuell oder in einem Programm, einfach die Trägheitswerte dem Stellzylinderkatalog entnehmen, einsetzen und für das Spindelträgheitsmoment den Wert 0 eingeben. Der Rest ist genau wie bei einer normalen Motorauslegung. Werte für Reibung und Selbsthaltemoment sind den Katalogtabellen zu entnehmen.

Produktübersicht Linearstellzylinder

Linearstellzylinder Baureihe GSM

Kostenoptimierte Standard-Baureihe für den OEM Markt

- Geschützter patentierter Planetenrollengewindetrieb mit geführter Kolbenstange
- 3 Standard-Baugrößen (GSM21, GSM31, GSM41)
- 5 Standard-Hublängen von 76 mm bis 455 mm
- 4 Spindelsteigungen von 2,54 bis 19,05 mm/U
- Nennkräfte von 409 N bis 17.642 N
- Geschwindigkeit von 1 mm/s bis 953 mm/s
- Vielfältige Montagemöglichkeiten



Linearstellzylinder Baureihe GSX

Universelle Baureihe mit allen erdenklichen Optionen

- Geschützter patentierter Rollengewindetrieb mit geführter Kolbenstange
- 5 Baugrößen mit Kräften von 500 N – 55.000 N
- Spitzenkräfte bis 110.000 N, Verfahrswege bis 457 mm
- Verschiedene Spindelsteigungen für lineare Geschwindigkeiten bis 1.000 mm/sek
- Nennkräfte von 1,7 bis 36 kN
- Verschiedene Gebersysteme zur Auswahl
- Auch in explosionsgeschützter Ausführung
- Vielfältige Montagemöglichkeiten

Mit dem **patentierten Planetenrollengewindetrieb** sind die neuen **Linearstellzylinder** hervorragend für den Einsatz im Maschinenbau geeignet.

Besonders herausragend sind die hohe Lebensdauer (2 bis 3-mal höher als bei KGT), die extrem kompakte Bauform bei höchsten Kräften und die unerreichte Steifigkeit des Antriebs, speziell für Präzisionsaufgaben.

Die T-LAM Technologie (segmentierter Stator) und das 8-polige Motordesign liefern ein um 35% gesteigertes Drehmoment bei gleichen Abmessungen.

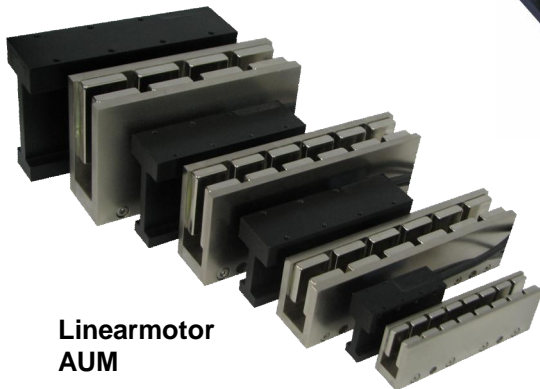
Linearstellzylinder in U-Bauform Baureihe FT

Die Powerreihe. Standardisiertes Linearmodul mit Planetengewinde und der Möglichkeit, beliebige Servomotoren zu montieren. Motor parallel zur Spindel für universellen Einsatz.

- Verfahrswege bis 1.200 mm
- Lineare Geschwindigkeiten bis 1.000 mm/sek
- Nennkräfte von 1 bis 100 kN
- Spitzenkräfte bis 180 kN möglich!



A-Drive Technology GmbH
Systemhaus für Antriebstechnik
 Ziegelhüttenweg 4
 D - 65232 Taunusstein
 Tel : +49 6128 9755-0
 Fax: +49 6128 9755-55
info@a-drive.de
www.a-drive.de



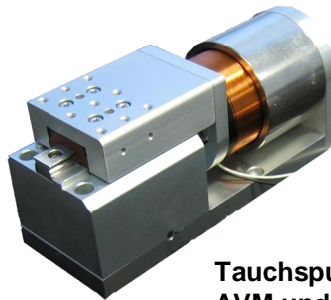
**Linearmotor
AUM**



**Drehtisch
ACD-ADR**



**Lineareinheit
DGL**



**Tauchspulmotoren
AVM und MGV**



**X-Y Lineareinheit
XRL**



**Lineareinheit
VPL – Pick & Place**

Partner in EUROPA


 **Tschechien:**
 Servo-Drive
 CZ-63500 Brno
 Tel.: +420 516 102 873
 Fax: +420 546 212 376
info@servo-drive.com
www.servo-drive.com

Partner in AMERIKA

 **USA:**
 H2W Technologies, Inc.
 Valencia, CA 91355 USA
 Tel.: (888)-702-0540
 Fax: (661)-702-9348
info@h2wtech.com
www.h2wtech.com

Partner in ASIEN

 **Taipeh / Taiwan:**
 Multitech Co. Ltd.
 22100 Taipei Hsien, Taiwan
 Tel.: +886 (226) 95 61 95
 Fax: +886 (226) 95 61 93
info@multitech.com.tw
www.multitech.com.tw

 **Singapur**
 Servodrive
 #02-01/02 Kolam Ayer
 Estate Singapore 349247
 Tel.: +65 (674) 22667
 Fax: +65 (674) 22116
servodrive@pacific.net.sg

Änderungen und Druckfehler vorbehalten
 FA_Auswahl_&_Auslegung_GSM_GSX_V117