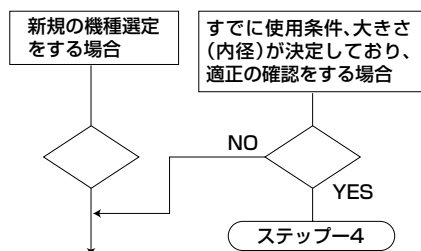


SCP#3
CMK2
CMA2
SCM
SCG
SCA2
SCS2
CKV2
CAV2・COVP/N2
SSD2
SSG
SSD
CAT
MDC2
MVC
SMG
MSD・MSDG
FC※
STK
SRL3
SRG3
SRM3
SRT3
MRL2
MRG2
SM-25
ショックク
FJ
FK
スピード
コントローラ
巻末

SRG3 シリーズ 機種選定ガイド

一般のエアシリンダとは選定条件が異なりますので
選定ガイドによって適正の可否を確認してください。

① ステップー1



② ステップー2 使用条件の確認

1. 使用圧力 (P) (MPa)
2. 負荷質量 (M) (kg)
3. 負荷荷重 (F_L) (N)
4. 取付方向
5. ストローク (L) (mm)
6. 移動時間 (t) (s)
7. 作動速度 (V) (m/s)

シリンダの平均作動スピードVの計算式

$$V = \frac{L}{t} \times \frac{1}{1000} \quad (\text{m/s})$$

〈負荷質量〉

(搬送物質量+治具質量)の値です。

〈取付方向〉

作動の方向 水平、垂直

取付の方向 テーブル上向、テーブル下向

③ ステップー3 概略のシリンダの大きさの選定

● シリンダの大きさ (内径) の計算式

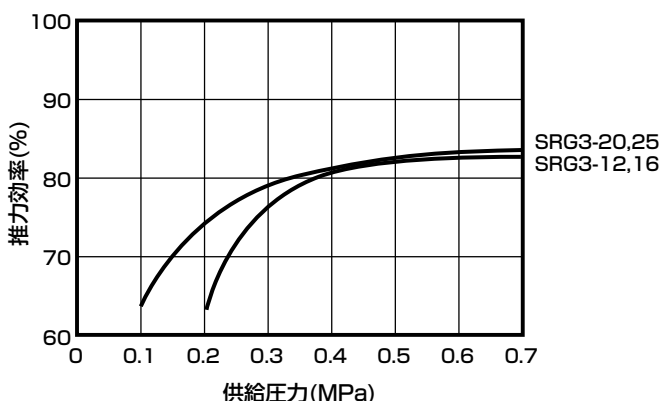
$$F = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times P \times \frac{a}{100} \quad (\text{N})$$

$$\therefore D = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot P \cdot a}} \quad (\text{mm})$$

D : シリンダの内径 (mm)
P : 使用圧力 (MPa)
a : 推力効率 (%) (図1参照)
F : シリンダの理論推力 (N)

$$D = \phi$$

図1 SRG3の推力効率の傾向



● 表1の理論推力値から求める場合には

概略の必要推力 $\geq$ 負荷荷重 $\times 2$

(負荷荷重 $\times 2$ の $\times 2$ は安全係数として負荷率50%程度とした場合です)

(例) 使用圧力 0.5MPa

負荷荷重 5N

※必要推力は $5\text{N} \times 2 = 10\text{N}$

表1より使用圧力0.5MPaにて理論推力が10N以上のチューブ内径を選択すると $\phi 12$ となります。

$$D = \phi 12$$

〈シリンダの理論推力〉

表1 シリンダの理論推力値

単位: N

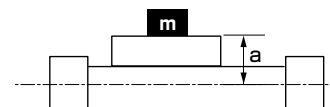
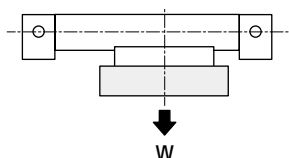
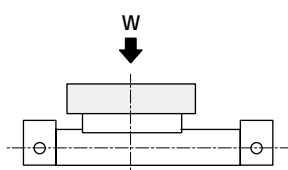
チューブ内径 (mm)	受圧面積 (mm ²)	使用圧力Mpa						
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
$\phi 12$ 相当	138	—	28	41	55	69	83	97
$\phi 16$ 相当	216	—	43	65	86	108	130	151
$\phi 20$ 相当	315	—	63	94	126	157	189	220
$\phi 25$ 相当	542	54	108	163	217	271	325	380

注: 表1の値には、推力効率は含まれていません。

4 ステップー4 荷重(W)、各モーメント値の算出

シリンダ取付方向、負荷の重心位置により垂直負荷および静的モーメントが作用します。

〈垂直負荷〉

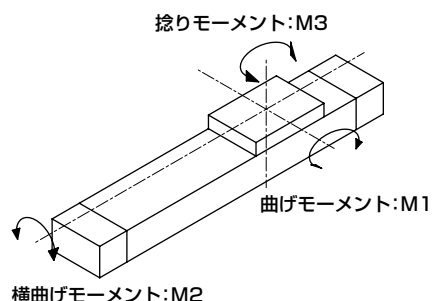


aの値

チューブ内径	a (m)
φ25相当	0.033
φ32相当	0.035
φ40相当	0.040
φ63相当	0.050

〈静的モーメント〉

● 負荷により発生するモーメントの種類



単位: N・m					
取付方向	水平上向	水平下向	水平横向	垂直方向	
垂直負荷 W	$m \times 9.8$				—
静的モーメント	M1	$W \times \ell_1$	$W \times \ell_1$	—	$W \times (\ell_3 + a)$
	M2	$W \times \ell_2$	$W \times \ell_2$	$W \times (\ell_3 + a)$	—
	M3	—	—	$W \times \ell_1$	$W \times \ell_2$

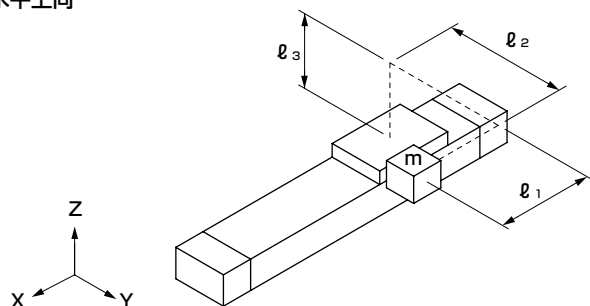
m : 負荷の質量[kg]

ℓ_1 : テーブル中心から負荷の重心までのストローク方向の距離[m]

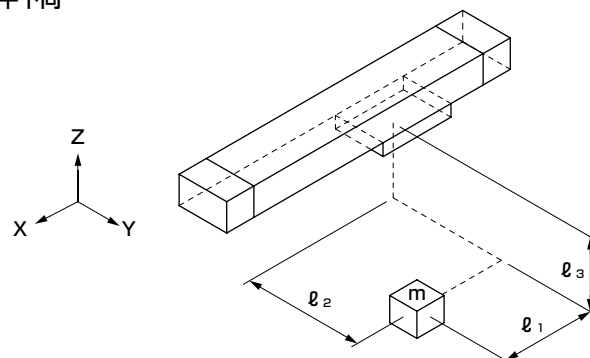
ℓ_2 : テーブル中心から負荷の重心までの幅方向の距離[m]

ℓ_3 : テーブル上面から負荷の重心までの高さ方向の距離[m]

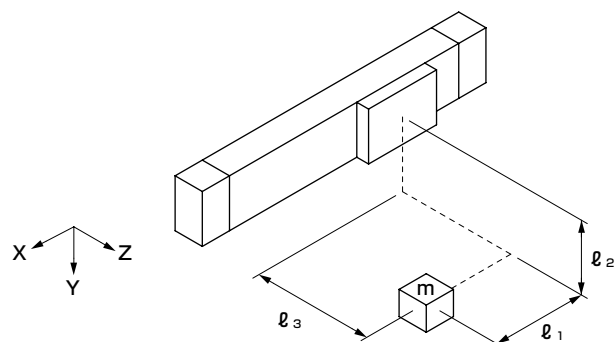
水平上向



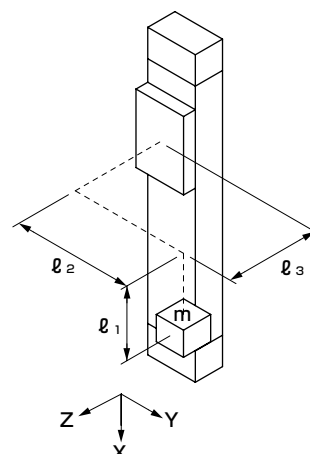
水平下向



水平横向



垂直方向



5 ステップー5 荷重、モーメントの合成値の確認

● 各負荷を表2の値で割り、荷重、モーメント率を求め、合計値が1.0以下であることを確認します。

● 計算式

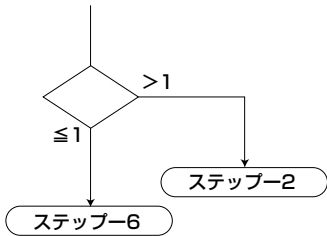
W / Wmax + M1 / M1max + M2 / M2max + M3 / M3max ≤ 1.0

表2 負荷荷重・モーメントの許容値

項目	垂直荷重 W(N)	曲げモーメント M1(N・m)	横曲げモーメント M2(N・m)	振りモーメント M3(N・m)
チューブ内径(mm)				
φ12相当	20	1	0.5	3
φ16相当	40	2.5	1	5.5
φ20相当	40	2.5	1	5.5
φ25相当	90	6.5	2.5	17

● 合計値が1.0より大きい場合は

1. 負荷の再検討
2. シリンダ内径をより大きいものにする
などの見直しを実施します。



6 ステップー6 必要推力の算出

● 各モーメントによる条件を考慮したシリンダの必要推力 (FN) を計算します。

1. 水平作動時

FN = FW + FM1 + FM2 + FM3 + FL (N)

FW = W × 0.2 (N)

FM1 = M1 × C1 (N)

FM2 = M2 × C2 (N)

FM3 = M3 × C3 (N)

FL : 負荷荷重 (N)

C1 : モーメントM1による摩擦係数 (表3)

C2 : モーメントM2による摩擦係数 (表3)

C3 : モーメントM3による摩擦係数 (表3)

2. 垂直作動時

FN = W + FM1 + FM3 + FL (N)

FN = (N)

〈各モーメントによる摩擦係数〉

● シリンダにかかるモーメントによって摩擦力が異なるため表3により、各モーメントによる摩擦力を計算します。

表3 各モーメントによる摩擦係数

1/m

チューブ内径(mm)	C1	C2	C3
φ12相当	8	27	8
φ16相当	7	24	7
φ20相当	6	21	6
φ25相当	5	16	5

7 ステップー7 負荷率の確認

● 負荷率はシリンダの作動速度の安定性・余裕・寿命などの使用状況を配慮して決定します。

● 負荷率(α)の計算式

α = (必要推力(FN) / シリンダの推力(F)) × 100 %

F = (π / 4) × D² × P × (μ / 100) (N)

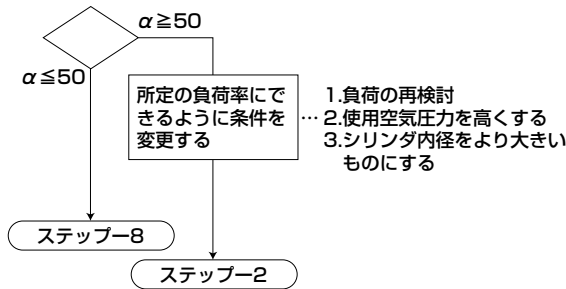
D : シリンダの内径(mm)

(π / 4) × D² = 受圧面積(mm²)

● (π / 4) × D² × P の値として表1のシリンダの理論推力値を使用してもよい。

P : 使用圧力 MPa

μ : 推力効率 図1の値を使用する。



〈負荷率の適正範囲〉

● ピストンの速度は負荷率によって異なりますが一般的使用は次の表4の範囲がのぞましい。

表4 (負荷率の適正範囲ー参考値)

使用圧力 MPa	負荷率(%)
0.2~0.3	α ≤ 40
0.3~0.6	α ≤ 50
0.6~0.7	α ≤ 60

〈例〉 使用するシリンダサイズ : φ12相当

必要推力 1.78(N)

使用圧力 0.5(MPa)の場合

α = (1.78 / (138 × 0.5 × (82 / 100))) × 100
= 3.1%
α ≤ 50%なのでOK。

8 ステップー8 クッション能力の確認

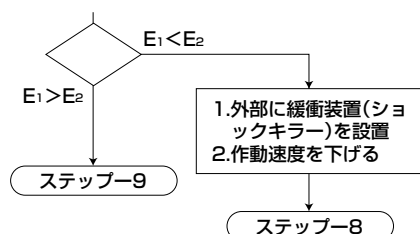
シリンダ自体の持つクッション能力により、実使用の負荷の運動による運動エネルギーを吸収できるかどうかを確認します。

〈シリンダの許容吸収エネルギー： E_1 〉

● シリンダのクッション機構による運動エネルギー吸収能力の値はシリンダの内径によって異なります。SRG3は表5の値です。

表5 SRG3の許容吸収エネルギー（ E_1 ）

チューブ内径 (mm)	許容吸収エネルギー (J)
φ12相当	0.03
φ16相当	0.22
φ20相当	0.59
φ25相当	1.40



〈ピストン運動エネルギー： E_2 〉

● ピストン運動エネルギーの計算式

$$E_2 = \frac{1}{2} \times M \times V_a^2 \text{ (J)}$$

M：負荷荷重の質量 (kg)

V_a ：ピストンのクッション突入速度 (m/s)

$$V_a = \frac{L}{t} \times \left(1 + 1.5 \times \frac{\alpha}{100}\right)$$

L：ストローク (m)

t：作動時間 (s)

α ：負荷率 (%)

SCP※3

CMK2

CMA2

SCM

SCG

SCA2

SCS2

CKV2

CAV2・COVP/N2

SSD2

SSG

SSD

CAT

MDC2

MVC

SMG

MSD・MSDG

FC※

STK

SRL3

SRG3

SRM3

SRT3

MRL2

MRG2

SM-25

ショックキラー

FJ

FK

スピードコントローラ

巻末

⑨ ステップー9 慣性負荷の確認

● ピストンの作動によって負荷から作用する慣性力がシリンダの持つ能力範囲内であるかどうかを確認します。

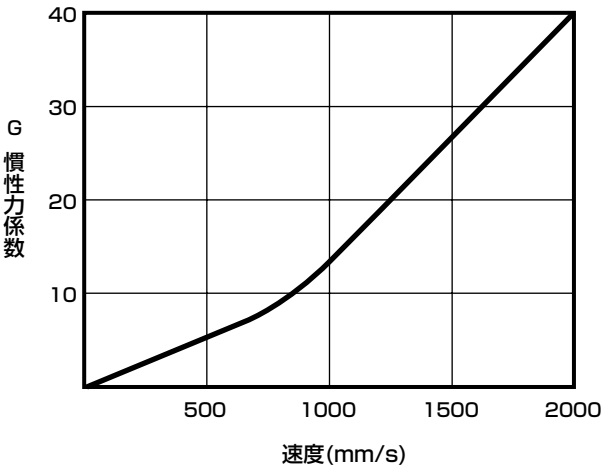
(1) クッション部への突入速度 (Va) と図2のSRG3の慣性力係数の傾向より、G係数を求めます。
クッション部への突入速度 (Va) はステップー8 で計算した値です。

Va：ピストンのクッション突入速度 (m/s)

$$Va = \frac{L}{t} \times (1 + 1.5 \times \frac{\alpha}{100})$$

L：ストローク (mm)
t：作動時間 (S)
α：負荷率 (%)

図2 SRG3の慣性力係数の傾向



(2) 慣性力による曲げモーメント (M1i) と振りモーメント (M3i) を求めます。

単位: N・m

取付方向	水平上向	水平下向	垂直方向	水平横向
動的モーメント	M1i	$W \times (\ell_3 + a) \times G$		
	M2i	動的モーメントM2iは発生しません		
	M3i	$W \times \ell_2 \times G$		

慣性力によるモーメントは取付方向にかかわらず上記計算になります。

(3) 静負荷によるモーメント (M1 と M3) と慣性力によるモーメント (M1i と M3i) を加えて合成値が表2の値以下であることを確認します。

$$M1 + M1i \leq M1max$$
$$M3 + M3i \leq M3max$$

M1max、M3maxは表2の値

