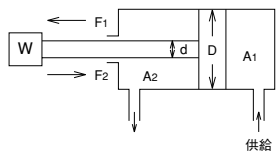


## シリンダ内径の選定

油圧シリンダの内径を決定するには、シリンダ力がいくら必要かによって決めなければなりません。



- 押側シリンダ力  
 $F_1 = A_1 \times P \times \beta$  (N)
- 引側シリンダ力  
 $F_2 = A_2 \times P \times \beta$  (N)

油圧シリンダ理論出力表は上式により算出した結果です。

## 押し油圧シリンダ理論出力表(負荷率100%)

単位: kN(1kN≒102kgf)

内径 mm	受圧面積 mm <sup>2</sup>	設 定 圧 力 MPa					
		1.0	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0
φ32	804	0.80	2.81	4.02	5.63	8.04	11.26
φ40	1257	1.26	4.40	6.28	8.80	12.57	17.59
φ50	1963	1.96	6.87	9.82	13.74	19.63	27.49
φ63	3117	3.12	10.91	15.59	21.82	31.17	43.64
φ80	5027	5.03	17.59	25.13	35.19	50.27	70.37
φ100	7854	7.85	27.49	39.27	54.98	78.54	109.96
φ125	12272	12.27	42.95	61.36	85.90	122.72	171.81
φ140	15394	15.39	53.88	76.97	107.76	153.94	215.51
φ150	17671	17.67	61.85	88.36	123.70	176.71	247.40
φ160	20106	20.11	70.37	100.53	140.74	201.06	281.49
φ180	25447	25.45	89.06	127.23	178.13	254.47	356.26
φ200	31416	31.42	109.96	157.08	219.91	314.16	439.82
φ224	39408	39.41	137.93	197.04	275.86	394.08	551.71
φ250	49087	49.09	171.81	245.44	343.61	490.87	687.22

- 注) ●実際の出力は摺動部の抵抗・配管および機器の圧力損失を考慮してください。  
●ストローク端で負荷によりピストンが密着状態になった場合、スタート時の出力が低下しますので注意してください。

$A_1$  : 押側ピストン受圧面積(mm<sup>2</sup>)  $A_1 = \frac{\pi}{4} D^2$   
 $A_2$  : 引側ピストン受圧面積(mm<sup>2</sup>)  $A_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$   
 $D$  : シリンダ内径(mm)  $d$  : ピストンロッド径(mm)  
 $P$  : 設定圧力(MPa)  
 $\beta$  : 負荷率  
シリンダの実際の出力はシリンダ摺動部の抵抗・配管および機器の圧力損失を考慮し決定する必要があります。  
負荷率とは、シリンダに負荷される実際の力と回路設定圧力から計算した理論力(理論シリンダ力)の比率をいい、一般に次の数値を目算値としています。  
低速動作の場合……………60~80%  
高速動作の場合……………25~35%

## 引時油圧シリンダ理論出力表(負荷率100%)

単位: kN(1kN≒102kgf)

シリーズ名	内径 mm	ロッド径 mm	受圧面積 mm <sup>2</sup>	設 定 圧 力 MPa						
				1.0	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	
N07/N14-8 Bロッド	φ32	φ18	550	0.55	1.92	2.75	3.85	5.50	7.70	
	φ40	φ22.4	863	0.86	3.02	4.31	6.04	8.63	12.08	
	φ50	φ28	1348	1.35	4.72	6.74	9.43	13.48	18.87	
	φ63	φ35.5	2127	2.13	7.45	10.64	14.89	21.27	29.78	
	φ80	φ45	3436	3.44	12.03	17.18	24.05	34.36	48.11	
	φ100	φ56	5391	5.39	18.87	26.95	37.74	53.91	75.47	
	φ125	φ71	8313	8.31	29.09	41.56	58.19	83.13	116.38	
	N07P/N14P-8 Bロッド	φ140	φ80	10367	10.37	36.29	51.84	72.57	103.67	145.14
		φ150	φ85	11997	12.00	41.99	59.98	83.98	119.97	167.96
		φ160	φ90	13744	13.74	48.11	68.72	96.21	137.44	192.42
		φ180	φ100	17593	17.59	61.58	87.96	123.15	175.93	246.30
		φ200	φ112	21564	21.56	75.47	107.82	150.95	215.64	301.89
φ224		φ125	27136	27.14	94.98	135.68	189.95	271.36	379.91	
φ250		φ140	33694	33.69	117.93	168.47	235.86	336.94	471.71	
N07/N14-8 Cロッド		φ40	φ18	1002	1.00	3.51	5.01	7.02	10.02	14.03
		φ50	φ22.4	1569	1.57	5.49	7.85	10.99	15.69	21.97
		φ63	φ28	2501	2.50	8.76	12.51	17.51	25.01	35.02
		φ80	φ35.5	4037	4.04	14.13	20.18	28.26	40.37	56.51
		φ100	φ45	6264	6.26	21.92	31.32	43.84	62.64	87.69
	N07P/N14P-8 Cロッド	φ125	φ56	9809	9.81	34.33	49.04	68.66	98.09	137.32
		φ140	φ63	12277	12.28	42.97	61.38	85.94	122.77	171.87
		φ150	φ67	14146	14.15	49.51	70.73	99.02	141.46	198.04
		φ160	φ71	16147	16.15	56.51	80.74	113.03	161.47	226.06
		φ180	φ80	20420	20.42	71.47	102.10	142.94	204.20	285.88
		φ200	φ90	25054	25.05	87.69	125.27	175.38	250.54	350.76
		φ224	φ100	31554	31.55	110.44	157.77	220.88	315.54	441.76
φ250		φ112	39235	39.24	137.32	196.18	274.65	392.35	549.29	
N07/N14-8 Aロッド		φ40	φ28	641	0.64	2.24	3.20	4.49	6.41	8.97
		φ50	φ35.5	974	0.97	3.41	4.87	6.82	9.74	13.63
		φ63	φ45	1527	1.53	5.34	7.63	10.69	15.27	21.38
		φ80	φ56	2564	2.56	8.97	12.82	17.94	25.64	35.89
	φ100	φ71	3895	3.89	13.63	19.47	27.26	38.95	54.53	
	φ125	φ90	5910	5.91	20.69	29.55	41.37	59.10	82.74	
	φ140	φ100	7540	7.54	26.39	37.70	52.78	75.40	105.56	
	φ150	φ100	9817	9.82	34.36	49.09	68.72	98.17	137.44	
	φ160	φ112	10254	10.25	35.89	51.27	71.78	102.54	143.56	
	φ180	φ125	13175	13.18	46.11	65.88	92.23	131.75	184.45	
	φ200	φ140	16022	16.02	56.08	80.11	112.15	160.22	224.31	
	φ224	φ160	19302	19.30	67.56	96.51	135.11	193.02	270.23	
φ250	φ180	23640	23.64	82.74	118.20	165.48	236.40	330.97		

- 注) ●実際の出力は摺動部の抵抗・配管および機器の圧力損失を考慮してください。  
●ストローク端で負荷によりピストンが密着状態になった場合、スタート時の出力が低下しますので注意してください。

油圧シリンダ理論出力表は前ページの式により算出した結果です。

## シリンダの座屈計算

- 必ず座屈計算を行って使用可否を判定してください。シリンダが座屈を起こしますと、ピストンロッドが曲がって作動不良や大きな事故になることがあります。
- 座屈表はシリンダの軸方向に衝撃なく荷重がかかったときの許容荷重を判定するためのものです。
- 座屈表は直立した長柱に対して適用されるオイラーの公式を基礎にしています。
- ピストンロッドを長柱として考えた場合の強さ、即ち座屈強度は高強度の材料を使用したり、熱処理を施しても強くなりません。シリンダの座屈強度を上げるのはピストンロッドを太くする以外に方法はありません。

## シリンダの座屈計算方法(座屈表の見方)

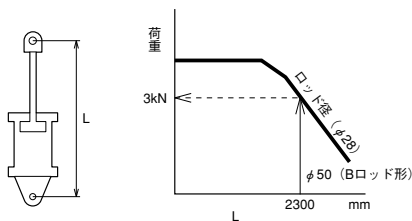
- 最もシリンダが伸びた時のL値(シリンダ取付位置と荷重の取付位置との距離)を求める。
- 支持状態から座屈表を選び許容最大荷重を求める。

## &lt;例題&gt;

N14-8・φ50・Bロッド(ロッド径φ28)ストローク1000mm・CA形・1山先端金具付の場合の許容最大荷重はいくらか。

## &lt;解答&gt;

- ストロークが伸びきった状態のL値を求める。  
カタログ外形寸法図より  
 $L=230+70+1000+1000=2300\text{mm}$
- 両端ピンジョイントの座屈表より  
 $W=3\text{kN}(\approx 306\text{kgf})$ となる



## 荷重に対する考え方について

シリンダの座屈計算に入る前に、シリンダの止め方について確認する必要があります。シリンダをストップする方法には、シリンダ本体のストローク端で止めるシリンダストップ方式と、外部ストップで止める外部ストップ方式があり荷重に対する考え方かわります。

## ●シリンダストップ方式による荷重の考え方

●の場合 (水平方向)

●の場合 (垂直方向)

図のようにシリンダストローク端で停止する状態をいいます。座屈計算に必要な荷重に対する考え方は次のように考えてください。

●の場合 荷重 =  $M \cdot g$   
 ●の場合 荷重 =  $\mu \cdot M \cdot g$   
 $\mu$ : 荷重の摩擦係数  
 $g$ : 重力加速度  $9.8\text{m/s}^2$   
 $M$ : 負荷質量

## ●外部ストップ方式による荷重の考え方

図のように外部ストップにより、作動がストローク途中で停止する状態をいいます。この場合の座屈計算に必要な荷重はMではなく、シリンダ理論出力(リリーフ設定圧力MPa×ピストン面積 $\text{mm}^2$ )になります。

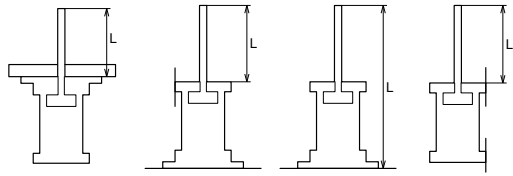
## 汎用形油圧シリンダ ロッド径一覧表

単位: mm

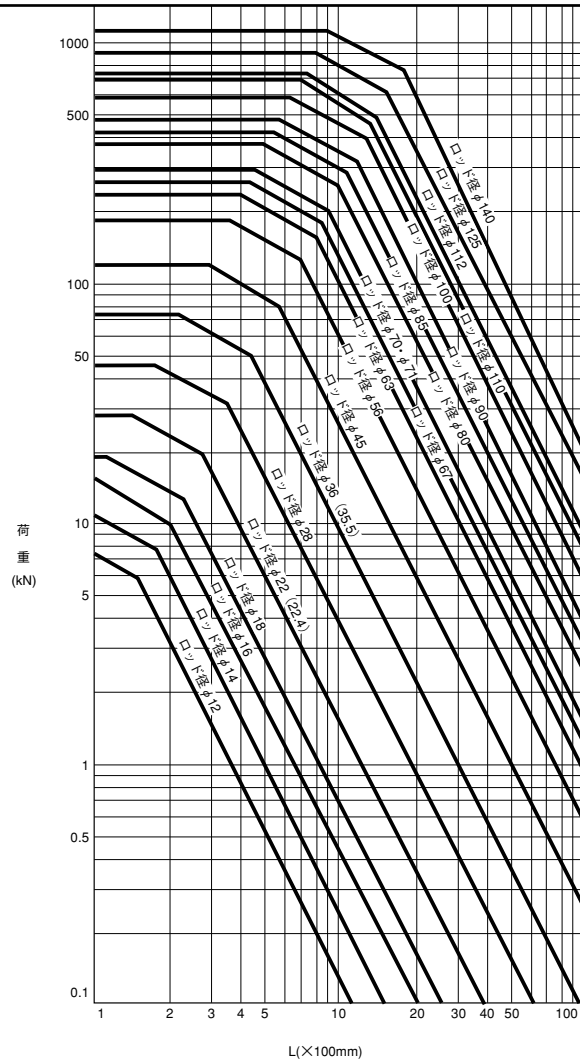
シリンダ内径 シリーズ名	φ20	φ25	φ32	φ40	φ50	φ63	φ80	φ100	φ125	φ140	φ150	φ160	φ180	φ200	φ224	φ250
N07(P)/N14(P)-8および N07W/N14W-8のCロッド	—	—	—	φ18	φ22.4	φ28	φ35.5	φ45	φ56	φ63	φ67	φ71	φ80	φ90	φ100	φ112
N07(P)/N14(P)-8および N07W/N14W-8のBロッド	—	—	φ18	φ22.4	φ28	φ35.5	φ45	φ56	φ71	φ80	φ85	φ90	φ100	φ112	φ125	φ140
N07/N14-8のAロッド	—	—	—	φ28	φ35.5	φ45	φ56	φ71	φ90	φ100	φ100	φ112	—	—	—	—

シリンダの支持状態別座屈表

シリンダ固定、ロッドエンド自由の場合

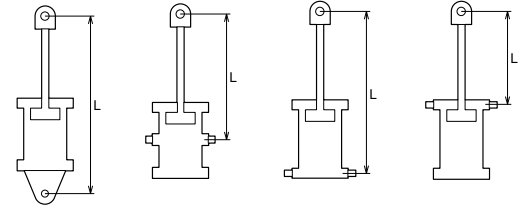


座屈表

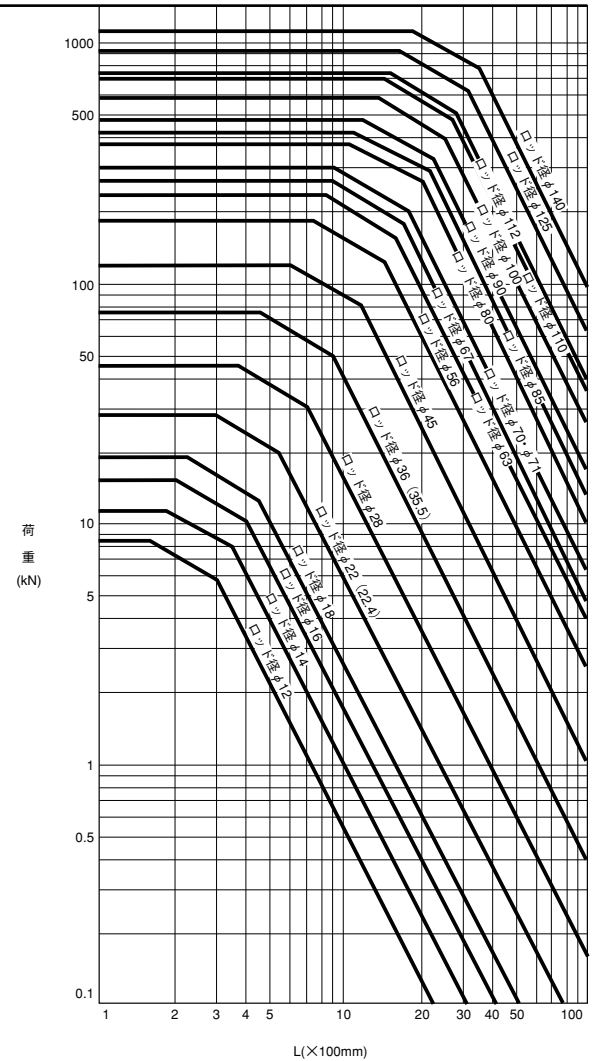


シリンダの支持状態別座屈表

両端ピンジョイントの場合

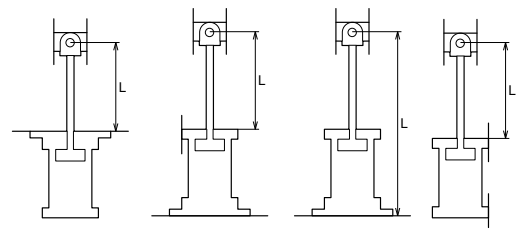


座屈表

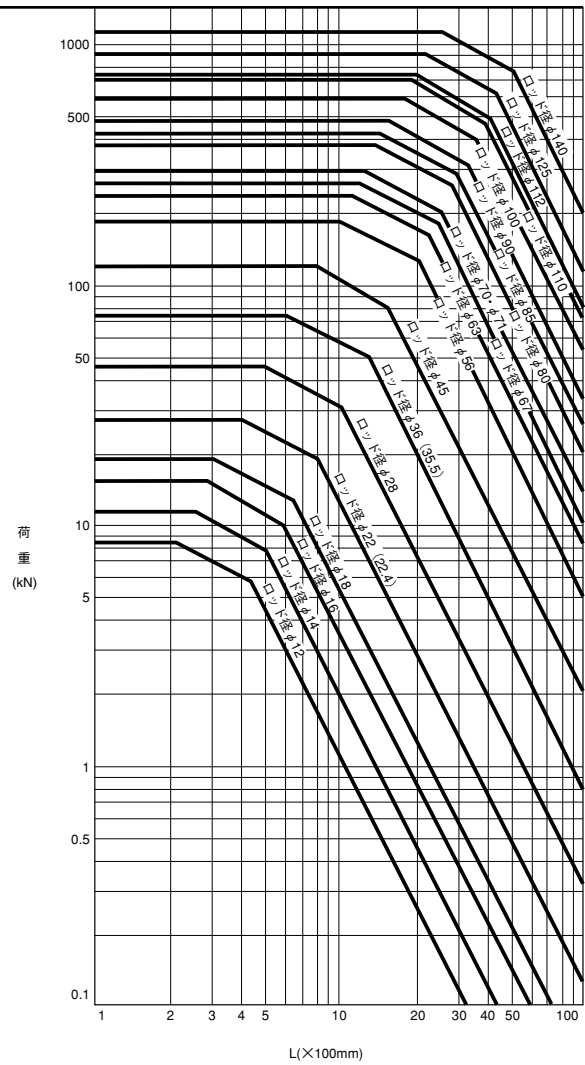


シリンダの支持状態別座屈表

シリンダ固定、ロッドエンドピンジョイントの場合

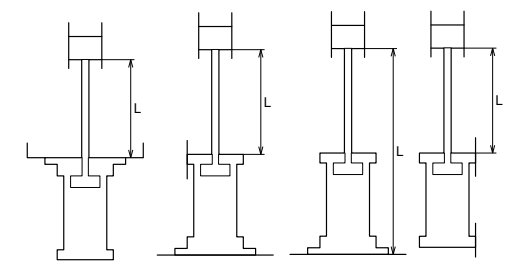


座屈表

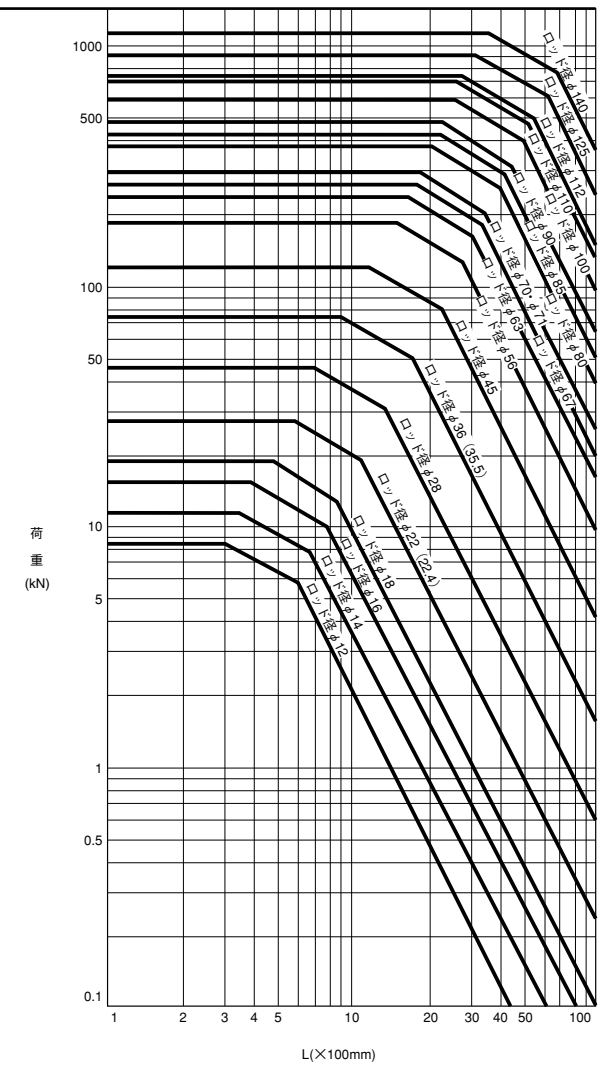


シリンダの支持状態別座屈表

シリンダ固定、ロッドエンドガイドの場合



座屈表



## パッキン材質の選定

下記の条件を確認の上、パッキン選定をおこなってください。

1. シリンダ内の油温及び周囲温度
2. 作動油の種類
3. 切削油剤(クーラント)がかかる場合はその種類
4. 使用頻度

- 注) ●ご使用になる作動油に適したパッキン材質を選定してください。選定を誤るとパッキン材質が劣化しパッキンが破損することがあります。
- ご使用になる作動油はNAS12級以内の清浄度のもを推奨します。
  - 異種作動油の混合は避けてください。混合しますと作動油が変質したりして、パッキンの劣化の原因となります。
  - 水を含む作動油(水-グライコール系作動油、W/O、O/W作動油等)を使用し、シリンダチューブ材質が機械構造用炭素鋼の場合は、シリンダチューブ内面にめっき処理を施すことを推奨します。めっき付を希望される場合はご指示ください。

## パッキン材質の作動油適合性とパッキン材質の使用温度範囲

記号	パッキン材質	適合作動油					油温および周囲温度(°C)								
		一般鉱物性作動油	水-グライコール系作動油	リン酸エステル系作動油	W/O作動油	O/W作動油	-50	-10	0	50	80	100	120	150	
1	ニトリルゴム	○	○	×	○	○									
2	ウレタンゴム	◎	×	×	△	△									
3	ふっ素ゴム	○	×	○	○	○									
6	水素化ニトリルゴム	○	◎	×	◎	◎									注)

注) ●◎印は使用可、×印は使用不可を示し、△印使用の場合はご相談ください。

- ◎印は耐摩耗性を重視する場合の推奨パッキン材質を示します。
- 水素化ニトリルゴムを水-グライコール系作動油、W/O作動油、O/W作動油で使用される場合は、-10~+100°Cの油温範囲でご使用ください。
- 温度はパッキンの使用温度範囲を示したものです。シリンダ本体の使用温度範囲とは異なります。シリンダを高温で使用する場合は、お問い合わせください。

## ウレタンゴムとニトリルゴムの選定指針

標準シリンダのパッキン材質として、ウレタンゴムとニトリルゴムとがあり、選定にあたっては、下表の選定基準を目安にしてください。

- ウレタンゴムの特性  
ウレタンゴムは下表に示すように、引張り強度がニトリルゴムの約2.5倍で、そのため耐圧性、耐摩耗性が非常に優れています。しかし、ウレタンゴムは長期間の使用において熱および作動油の劣化により、(油温との相乗効果あり)ゴム材質が変化することがあり、約1年毎の分解点検の必要があります。
- ニトリルゴムの特性  
熱および作動油の劣化による影響はウレタンゴムに比べて緩慢です。ニトリルゴムはウレタンゴムに比べて、引張り強度が小さいため、耐圧・耐摩耗性は若干低くなります。従って、低圧で使用頻度が低く2~3年間分解点検することなしに使用する場合は、ニトリルゴムが適しているといえます。
- 水素化ニトリルゴムの特性  
高温において、ふっ素ゴムより耐摩耗性を必要とする箇所や常温においてニトリルゴムより耐摩耗性を必要とする箇所に最適です。

## パッキン選定基準表

項目	パッキン材質	ニトリルゴム	ウレタンゴム	ふっ素ゴム	水素化ニトリルゴム
耐摩耗性		○	◎	○	◎
作動油の劣化に対する寿命		○	△	○	○
油温が高いときの寿命		○	△	○	◎
ロッド部からの油漏れ		○(JIS B種)	◎(JIS A種)	○(JIS B種)	○(JIS B種)
高圧で使用頻度が高い場合		○	◎	△	◎
低圧で使用頻度が低い場合		◎	○	○	◎
引張強さ(参考値)(MPa)		17	47	15	30

注) ◎○△は選定するうえでの優先の順です。

## 切削油剤がかかる場合の選定指針

切削油剤が霧状又は1日につき数回程飛散する場合	切削油剤とパッキン材質の適合性にてパッキン材質を選定の上、通常のシリンダ(N07/N14-8)で使用可能です。
切削油剤が常時又は頻繁に飛散する場合	通常のシリンダではグランド部から切削油剤がシリンダ内部に侵入する場合があります。よって耐切削油剤仕様(N07W/N14W-8)を選定してください。ただし、不水溶性切削油剤の2種がかかる場合は別途ご相談ください。

## 切削油剤(クーラント)とパッキン材質の適合性

記号	パッキン材質	不水溶性切削油剤		水溶性切削油剤		
		切削油剤に含まれる塩素の有無	含まない(1種)	含む(2種)	含まない(W1、2種1、3号)	含む(W1、2種2号)
1	ニトリルゴム		×	×	△	×
2	ウレタンゴム		×	×	×	×
3	ふっ素ゴム		○	○	×	×
6	水素化ニトリルゴム		○	×	○	○

注) ○印は使用可、×印は使用不可を示し、△印は50°C以下であれば可。

## 各シリーズによるパッキン材質

記号	パッキン材質	N07/N14-8	N07/N14-8R	N07/N14-8	N07/N14-8
		N07P/N14P-8 (φ32~φ160)	N07P/N14P-8R (φ32~φ140)	N07/N14-8 (φ180~φ250)	N07W/N14W-8
1	ニトリルゴム	○	○	○	×
2	ウレタンゴム	○	○	×	×
3	ふっ素ゴム	○	○	○	×
6	水素化ニトリルゴム	○	○	○	○
8	スリッパシール	○	×	×	×
	組合せシール	×	×	×	×

○印: 標準

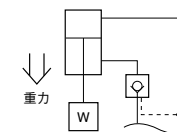
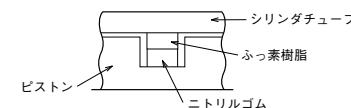
△印: 準標準

×印: 製作不可

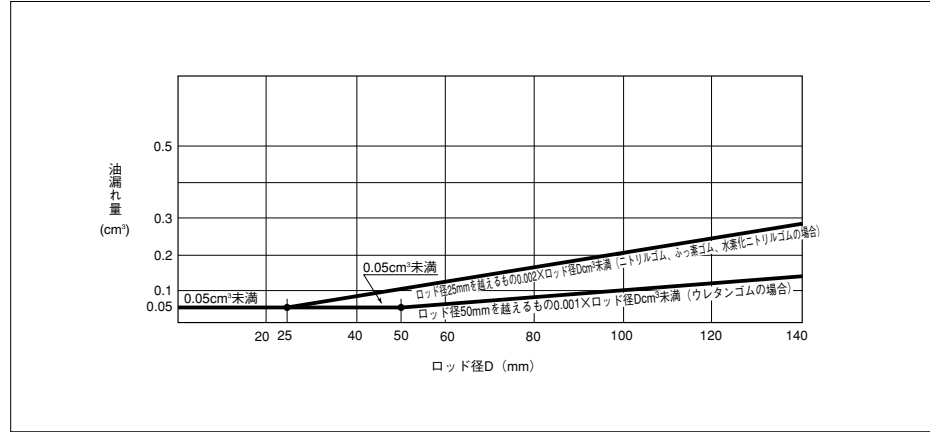
## スリッパシール選定上の注意事項

- 概要 摺動部のふっ素樹脂とバックリングのニトリルゴムを組み合わせたシールです。
- 長所 Uパッキンに比べ低速動作に優れている。  
例) N07/N14-8シリーズの最低速度  
Uパッキン: 8mm/s  
スリッパシール: 1mm/s
- 短所 Uパッキンに比べ内部漏れ量が多くなります。  
右図の様に外力がかかる使用においてピストン位置を保持させる場合はUパッキンを推奨します。

- 注) ●使用可能油温範囲および作動油との適合性についてはニトリルゴムに準じてください。
- スリッパシールは、日本バルカー工業株式会社の登録商標です。



## 外部油漏れ量とロッド径の関係



外部油漏れは、ロッドのワイバ部からの油漏れをピストンの移動距離100mの総量で表します。(JIS B8367参考)

## 防塵カバーの決定

油圧シリンダが風・風雨・塵埃など悪条件下にさらされる場合、とくにピストンロッドを保護する必要があります。防塵カバーの選定は、使用する周囲環境と温度によって選定してください。なお、耐切削油剤仕様のシリンダには防塵カバーはありません。

## 防塵カバーの種類と耐熱温度

記号	名称	材質	耐熱
J	ナイロンターポリン	ナイロンクロスにビニールをコーティングしたもの	80℃
JN	クロロブレン	ナイロンクロスにクロロブレンをコーティングしたもの	130℃
JK	コーネックス	コーネックスクロスにシリコンをコーティングしたもの	200℃

- 注) 1. 防塵カバー付の場合、シリンダのロッド出長さが異なります。
- 注) 2. 耐熱は防塵カバーの耐熱温度を示したものです。シリンダ本体の耐熱温度とは異なりますので注意してください。
- 注) 3. コーネックスは、帝人株式会社の登録商標です。
- 注) 4. 旧名称ネオブレンは、昭和電工・デュボン株式会社の登録商標です。一般名称クロロブレンに名称変更しました。

## シリンダ速度によるポート径の確認

シリンダ速度は、シリンダ内に流入する油量により求められます。

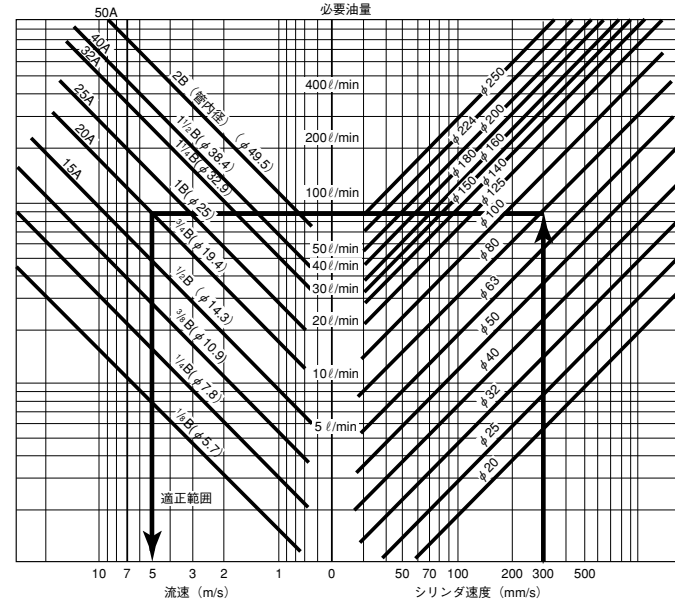
シリンダの速度Vは、次の式により決まります。

$$V = 1.67 \times 10^4 \times Q_c / A$$

Qc : シリンダ内に供給する油量 (ℓ/min)

A : ピストン受圧面積 (mm<sup>2</sup>)

下図は、標準油圧シリンダの各サイズ(シリンダ内)について速度と必要流量の関係、および各ポート径について、必要流量と管内流速の関係をグラフ化したものです。



シリンダ速度-必要流量-管内流速関係図表

## 標準ポート径

シリーズ	ポート径 Rc															
	20	25	32	40	50	63	80	100	125	140	150	160	180	200	224	250
N07/N14-8	—	—	3/8	3/8	1/2	1/2	3/4	3/4	1	1	1	1	1 1/4	1 1/2	1 1/2	2
N07P/N14P-8	—	—	—	3/8	1/2	1/2	3/4	3/4	—	—	—	—	—	—	—	—

## <例題>

N07/N14-8シリーズで、シリンダ内径80mm・シリンダ速度300mm/sのとき、標準ポート径で使用できるか、また、管内流速は何m/sになるか。

## <解答>

グラフより、シリンダ速度300mm/s。シリンダ内径80mmとの交点から横軸に平行に辿り、ポート径3/4 (N07/N14-8シリーズ。シリンダ内径80mmの標準ポート径)と結ぶ。

また、ポート径の交点から縦軸に辿って管内流速を見ると、5.2m/sになる。

ポート径とシリンダ速度・内径との交点が使用範囲に入っているため、使用可能である。

注) 管流速7m/s以内を使用範囲としています。一般的に管内流速7m/sをこえる場合は、配管抵抗が高くなり、圧力損失が多くなるため、シリンダ作動時の出力が少なくなり速度が遅くなります。圧力損失を少なくするためには、シリンダポートまで配管を一段アップすると効果があります。流速の計算は、配管用鋼管S ch80で計算しました。

## シリンダクッションの最大吸収エネルギー

シリンダのクッションにより許容できる吸収エネルギーの条件は次の式で表されます。

$$\boxed{\begin{array}{l} \text{クッション突入時の} \\ \text{負荷の慣性エネルギー} \\ E_1 \end{array}} + \boxed{\begin{array}{l} \text{クッション突入時のシリンダが受ける} \\ \text{外力によって発生するエネルギー} \\ E_2 \end{array}} \leq \boxed{\begin{array}{l} \text{シリンダクッションの} \\ \text{最大吸収エネルギー} \\ E_t \end{array}}$$

各項を求める方法は下記の通りです。

クッション突入時の負荷の慣性エネルギー $E_1$ を求める。

直線運動の場合

$$E_1 = MV^2/2 \text{ (J)} \quad \begin{array}{l} M: \text{負荷の質量 (kg)} \\ V: \text{クッション突入時の負荷速度 (m/s)} \end{array}$$

回転運動の場合

$$E_1 = I\omega^2/2 \text{ (J)} \quad \begin{array}{l} I: \text{負荷の慣性モーメント (kg} \cdot \text{m}^2) \\ \omega: \text{クッション突入時の負荷の角速度 (rad/s)} \end{array}$$

注意事項 シリンダ速度が0.08m/s(80mm/s)未満の場合はクッション効果が弱くなります。  
シリンダ速度が0.08m/s未満であっても0.08m/sとして $E_1$ を求めてください。  
回転運動の場合も同様、シリンダ速度が0.08m/s以下となる場合は0.08m/sとなる角速度 $\omega$ で計算してください。

クッション突入時のシリンダが受ける外力によって発生するエネルギー $E_2$ を求める。  
クッション突入時にシリンダの軸方向に作用する力で、次のようなものがあります。

- ・負荷の重力によりシリンダが受ける力
- ・他のシリンダなどにより受ける力
- ・ばねなどによりシリンダが受ける力など

クッション突入時のシリンダが受ける外力 $F$ を求め、“クッション突入時の外力-エネルギー変換図”によりエネルギー $E_2$ を求める。

このような外力がない場合は $E_2=0$ となります。

また、クッションの選定においては負荷の摩擦抵抗は0としてください。

シリンダクッションの最大吸収エネルギー $E_t$ を求める。

該当する“最大吸収エネルギー”の図からシリンダクッションの最大吸収エネルギー $E_t$ を求めてください。  
なお、シリンダの前進時(ピストンロッドがシリンダから出る方向)と後退時の最大吸収エネルギーは同じです。

$E_1 + E_2$ が最大吸収エネルギー $E_t$ 以下であるか確認する。

$E_1 + E_2 \leq E_t$ であれば使用可能です。

$E_1 + E_2 \geq E_t$ となった場合使用不可能です。次の変更を行い再度選定してください。

- ・負荷の慣性力を小さくする。
- ・シリンダが受ける外力を小さくする。
- ・設定圧力を下げる。
- ・シリンダ内径を大きくする。
- ・緩衝機器(ショックアブソーバ等)を設置する。

## △注意

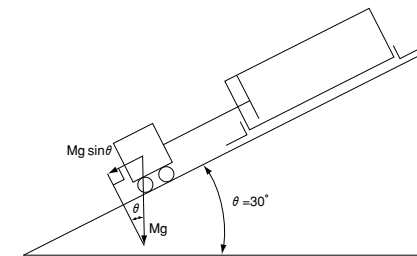
シリンダクッションの最大吸収エネルギーの範囲内でご使用ください。

許容範囲を超えて使用すると、シリンダおよびその周辺機器を破損させ大きな事故になることがあります。

## 選定計算例

<例題1>

シリンダ	N07-8 $\phi 63$
設定圧力	$P_1 = 5\text{MPa}$
負荷質量	$M = 500\text{kg}$
負荷速度	$V = 0.3\text{m/s}$ (クッション突入する時の速度が300mm/s)
負荷移動方向	下向 $\theta = 30^\circ$ (重力以外のシリンダにかかる外力はなし)
作動方向	前進時(ピストンロッドがシリンダから出る方向)
重力加速度	$g = 9.8\text{m/s}^2$



<解答>

1. クッション突入時の負荷の慣性エネルギー $E_1$ を求める。

直線運動のときの慣性エネルギー $E_1$

$$E_1 = MV^2/2 = 500 \times 0.3^2 / 2 = 22.5\text{J}$$

2. クッション突入時にシリンダが受ける外力 $F$ によって発生するエネルギー $E_2$ を求める。

2.1 クッション突入時のシリンダの軸方向に受ける外力 $F$ を求める。

$$F = Mg \sin \theta = 500 \times 9.8 \times \sin 30^\circ = 2450\text{N}$$

2.2 2.1で求めた外力 $F$ をクッション突入時に受けるエネルギー $E_2$ に換算する。

“N07/N14-8のクッション突入時の外力-エネルギー変換図”の横軸の $F$ が2450Nの所から縦に線を引きナナメの線と交わった交点の縦目盛り8.7Jが外力により受けるエネルギーです。

$$E_2 = 8.7\text{J}$$

3. シリンダの最大吸収エネルギー $E_t$ を求める。

N07-8の“クッション最大吸収エネルギー”の横軸の設定圧力5MPaの所から縦に線を引き内径 $\phi 63$ の線と交わった交点の縦目盛り44Jが最大吸収エネルギーです。

$$E_t = 44\text{J}$$

4.  $E_1 + E_2$ が最大吸収エネルギー $E_t$ 以下であるか確認する。

$$E_1 + E_2 = 22.5 + 8.7 = 31.2\text{J}$$

$$E_t = 44\text{Jより}$$

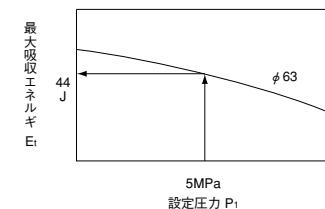
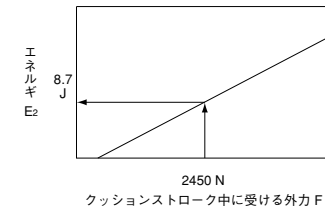
$$E_1 + E_2 \leq E_t \text{ となり使用可能です。}$$

<参考> 負荷移動方向が水平でかつ外力がない場合( $E_2=0$ のとき)。

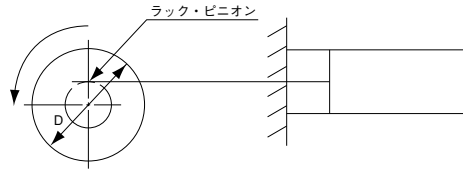
設定圧力から最大吸収エネルギー $E_t$ を先にもとめ、許容負荷質量や許容負荷速度を求めることができます。

$$\text{許容負荷質量 } M \text{ を求めるとき} \quad M = 2E_t/V^2$$

$$\text{許容負荷速度 } V \text{ を求めるとき} \quad V = \sqrt{2E_t/M}$$



<例題2>  
 シリンダ NO7-8 φ63  
 設定圧力 P<sub>1</sub>=5MPa  
 負荷質量 M=500kg  
 負荷の直径 D=0.7m  
 負荷角速度 ω=1.5rad/s(クッション突入するときの角速度)  
 負荷移動方向 水平(シリンダが受ける外力なし)  
 作動方向 前進時(ピストンロッドがシリンダから出る方向)



ラック・ピニオンの質量は軽く無視できるものとする。

<解答>  
 1. クッションに突入時の負荷の慣性エネルギーE<sub>1</sub>を求める。  
 1.1 負荷の慣性モーメントIを求める

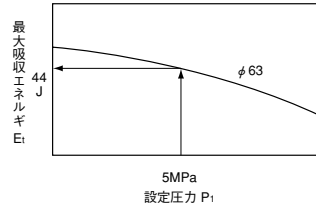
慣性モーメント算出表より  
 $I = MD^2/8 = 500 \times 0.7^2 / 8 = 30.6 (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$

1.2 負荷の慣性エネルギーE<sub>1</sub>を求める。  
 $E_1 = I \omega^2 / 2 = 30.6 \times 1.5^2 / 2 = 34.4 \text{J}$

2. クッション突入時にシリンダが受ける外力によるエネルギーE<sub>2</sub>を求める。

負荷の重力などによる外力はなくE<sub>2</sub>=0

3. シリンダの最大吸収エネルギーE<sub>t</sub>を求める。  
 NO7-8の“クッション最大吸収エネルギー”の横軸の供給圧力5MPaの所から縦に線を引き内径φ63の線と交わった交点の縦目盛り44Jが最大吸収エネルギーです。



E<sub>t</sub>=44J

4. E<sub>1</sub>+E<sub>2</sub>が最大吸収エネルギーE<sub>t</sub>以下であるか確認する。

E<sub>1</sub>+E<sub>2</sub>=34.4+0=34.4J  
 E<sub>t</sub>=44Jより  
 E<sub>1</sub>+E<sub>2</sub>≤E<sub>t</sub>となり使用可能です。

注意事項 シリンダ速度が0.08m/s未満となる場合は0.08m/s未満であっても0.08m/sの速度で作動しているものとして角速度を求めて計算してください。

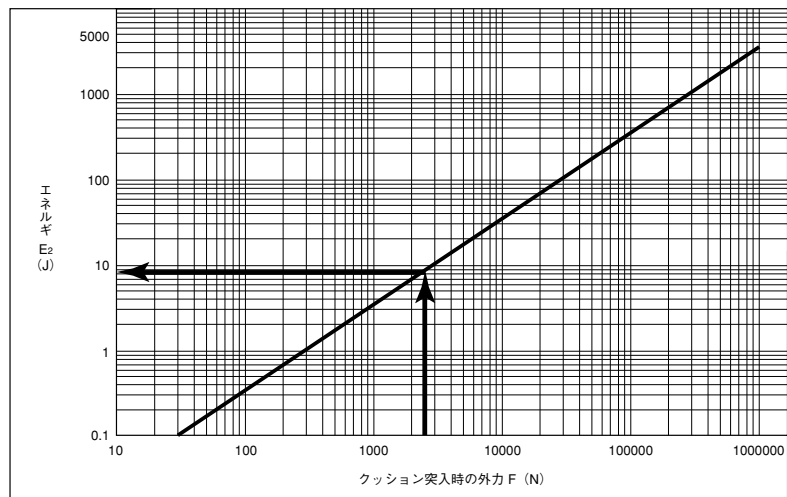
<参考> 負荷移動方向が水平でかつ外力がない回転運動の場合(E<sub>2</sub>=0のとき)  
 設定圧力から最大吸収エネルギーE<sub>t</sub>を先にもとめ、許容慣性モーメントや許容負荷角速度を求めることもできます。  
 許容負荷慣性モーメントIを求めるとき  $I = 2E_t / \omega^2$   
 許容負荷角速度ωを求めるとき  $\omega = \sqrt{2E_t / I}$

慣性モーメント算出表

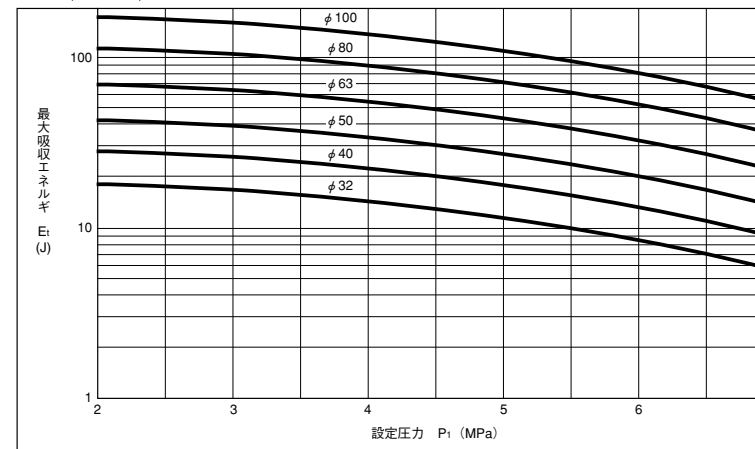
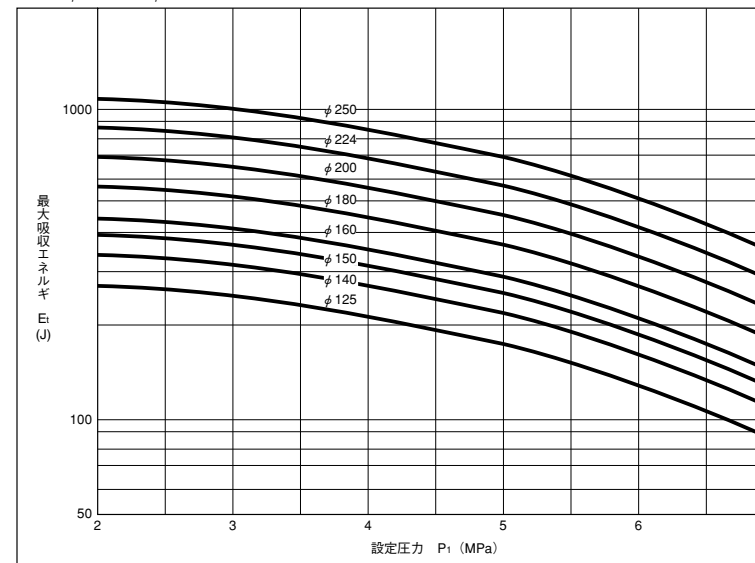
概 略	I: 慣性モーメント	概 略	I: 慣性モーメント
●軸が棒端の場合 	$I = \frac{M l^2}{3}$	●軸が棒の中央の場合 注) 軸は重心を通る	$I = \frac{M l^2}{12}$
●円柱(円板を含む)の場合 注) 軸は重心を通る	$I = \frac{MD^2}{8}$	●直方体の場合 注) 軸は重心を通る	$I = \frac{M}{12} (a^2 + b^2)$
●アームの場合(軸Aを中心に回転) M <sub>1</sub> : ウェイト質量 M <sub>2</sub> : アーム質量 l <sub>1</sub> : 軸Aからウェイト中心までの距離 l <sub>2</sub> : アーム長さ	$I = M_1 l_1^2 + I_1 + \frac{M_2 l^2}{3}$ I <sub>1</sub> : ウェイトの重心を通る軸(軸B)を中心とした場合のウェイトの慣性モーメント	I (I <sub>1</sub> ): 慣性モーメント kg · m <sup>2</sup> M (M <sub>1</sub> , M <sub>2</sub> ): 質量 kg l, a, b: 長さ m D: 直径 m	



N07/N14-8のクッション突入時の外力-エネルギー変換図

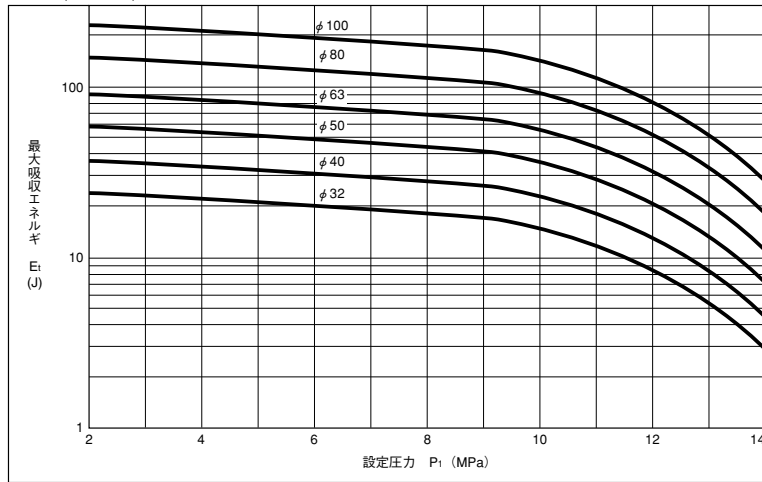


N07-8 A, B, Cロッド共通 最大吸収エネルギー

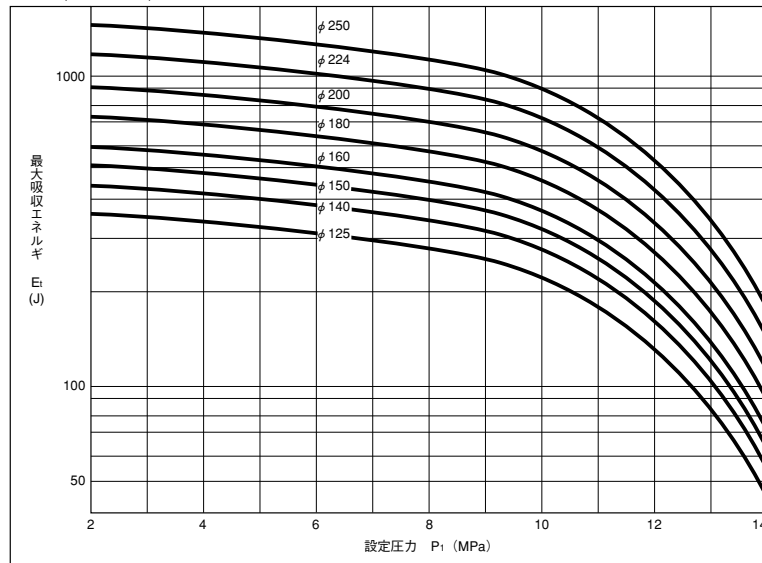
内径  $\phi 32 \sim \phi 100$ 内径  $\phi 125 \sim \phi 250$ 

**N14-8 Bロッド 最大吸収エネルギー**

内径  $\phi 32 \sim \phi 100$

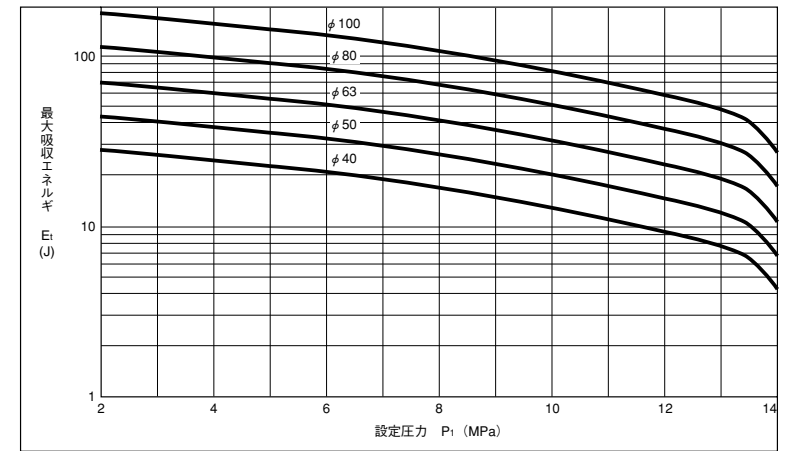


内径  $\phi 125 \sim \phi 250$

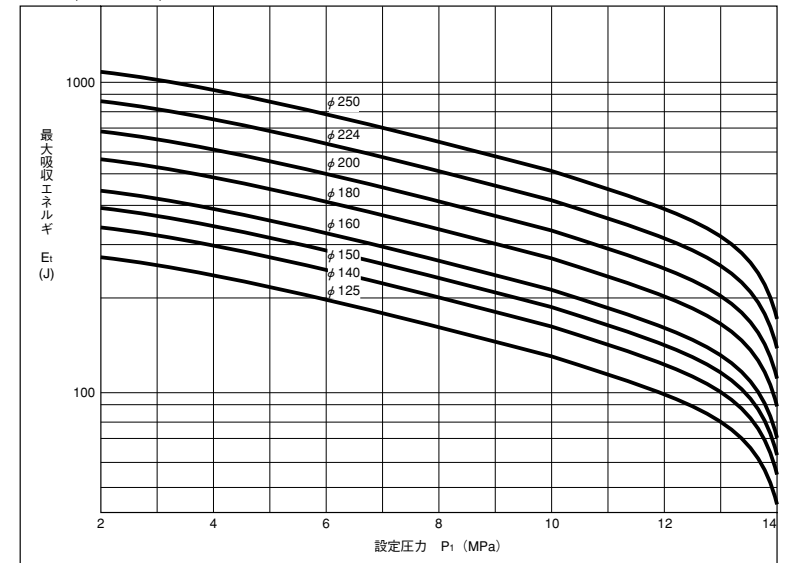


**N14-8 Cロッド 最大吸収エネルギー**

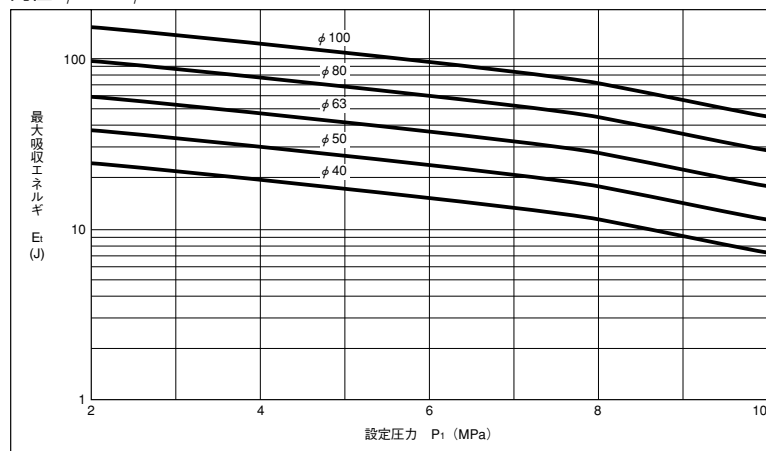
内径  $\phi 40 \sim \phi 100$



内径  $\phi 125 \sim \phi 250$



## N14-8 Aロッド 最大吸収エネルギー

内径  $\phi 40 \sim \phi 100$ 内径  $\phi 125 \sim \phi 160$ 