MENSAM · 技术手册 · MS/JSC-2026-01

液压缸选型计算公式手册

工程级油缸强度与压杆稳定校核

文件编号 MS/JSC-2026-01 **版本** V2026.10.31（A 版）

密　　级 内部技术资料 **受控状态** 受控发放

编制单位 自贡鸣山机械制造有限公司　技术研发部

使用提示　本手册为方案选型与校核的配套技术文件，不替代施工图设计与有限元专项分析。正式投产前，计算结果须经企业责任工程师复核并签字确认。

自贡鸣山机械制造有限公司

版权所有，翻印必究

文档控制信息

表 1　文件标识与签署

项目	内容
文件名称	液压缸选型计算公式手册
文件编号	MS/JSC-2026-01
版本号	V2026.10.31（A 版，首次受控发布）
密级	内部技术资料
编制	鸣山机械技术研发部
审核	（签字）　　年　月　日
批准	（签字）　　年　月　日
发布日期	2026-10-31
配套软件	Mensam 液压缸选型计算器（cylinder-calc.mensam.com.cn）
文件用途	选型计算依据、投标技术附件、内部技术培训、交付存档

表 2　修订记录

版本	日期	修订内容	修订人
V2026.10.30	2026-10-30	初稿，建立公式体系与判定阈值	技术研发部
V2026.10.31	2026-10-31	A 版定稿：统一条款编号，补充符号说明、密封参数库、标准算例复算过程与 30 条常见问题	技术研发部

文件替代关系：本版自发布之日起替代此前全部内部选型计算说明、页签操作说明与公式摘录文件。

版权所有，翻印必究

目录

文档控制信息 2
1 范围 6
1.1 适用范围 6
1.2 不适用范围 6
1.3 使用对象 6
2 规范性引用文件 6
3 术语、符号与单位 7
3.1 术语和定义 7
3.2 符号与单位 7
3.3 单位一致性约定 9
4 计算模型与技术特征 9
4.1 模型构成 9
4.2 技术特征 9
4.3 标准作业流程 10
5 型号库与规格判定 10
5.1 型号库规模 10
5.2 标准参数区间 10
5.3 非标判定规则 11
5.4 输入模式 11
6 几何参数计算 11
6.1 无杆腔有效面积 11
6.2 有杆腔有效面积 11
6.3 实际速比 11
6.4 缸筒外径与标准管匹配 12
7 工况参数计算 12
7.1 理论伸出推力 12
7.2 理论回程拉力 12
7.3 背压修正后的实际出力 12
7.4 伸出速度 12
7.5 回程速度 12
7.6 液压功率 12
7.7 机械效率修正 13
8 压杆稳定校核 13
8.1 惯性半径 13
8.2 计算长度与长度系数 13
8.3 长细比 13
8.4 分界长细比 13

版权所有，翻印必究

8.5 欧拉临界载荷（细长杆） 14
8.6 约翰逊临界载荷（中短杆） 14
8.7 稳定安全系数 14
9 缸筒强度校核 14
9.1 薄壁圆筒近似式 14
9.2 拉梅厚壁精确解 14
9.3 第四强度理论当量应力 15
9.4 强度安全系数 15
9.5 壁厚取值规则 15
10 密封匹配校核 15
10.1 八维校核维度 15
10.2 常用密封材质参数 15
10.3 匹配失败的处理 16
11 水压试验校核 16
11.1 试验压力 16
11.2 校核项目 16
11.3 判定 16
12 判定准则 16
12.1 安全等级与阈值 16
12.2 三色判定 17
12.3 判定优先级 17
13 计算成果输出 17
13.1 计算书 17
13.2 DXF 工程图 17
13.3 图像输出 17
13.4 BOM 选型清单 17
14 标准算例 18
14.1 输入条件 18
14.2 几何参数 18
14.3 工况参数 18
14.4 压杆稳定 19
14.5 缸筒强度 19
14.6 结论 19
15 异常处理与功能边界 20
15.1 报错与置灰 20
15.2 不在计算范围内的内容 20
16 选型准则 20
17 免责声明 21
附录 A 公式汇总表 21
附录 B 七步操作点检表 22
附录 C 常见问题解答 23

mensam.com.cn

参考文献 25

mensam.com.cn

1 范围

1.1 适用范围

本手册规定液压缸选型计算所采用的几何参数、工况参数、压杆稳定、缸筒强度、密封匹配与水压试验的计算公式、取值规则与判定准则，适用于以矿物油为工作介质的双作用液压缸、单作用液压缸、长行程液压缸及高压液压缸的方案选型与校核。

1.2 不适用范围

本手册不适用于下列对象，相关计算应另行编制专项文件：

1. 多级伸缩缸（各级独立屈曲、伸缩不同步，超出解析模型）；
2. 伺服精密微缸及额定行程小于 10 mm 的微型缸；
3. 非圆截面缸筒、异形复合结构缸筒；
4. 以水、乳化液或高水基介质为工作介质的特殊缸（密封与腐蚀另行校核）。

1.3 使用对象

本手册供机械设计工程师、液压系统设计人员、投标技术负责人及质量复核人员使用。使用者应具备材料力学与液压传动基础知识。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过本手册的引用而成为本手册的条款。凡注日期的引用文件，仅注日期的版本适用；凡不注日期的引用文件，其最新版本适用。

表 2-1　引用标准

标准号	名称或适用范围	在本手册中的用途
GB/Z 44070-2024	液压缸设计计算指导性技术文件	计算体系与校核项目设置
GB/T 2348	流体传动系统及元件　缸径及活塞杆直径	缸径、杆径标准系列取值
GB/T 17395	无缝钢管尺寸、外形、重量及允许偏差	缸筒标准管外径与壁厚匹配
GB/T 2879-2024	液压缸活塞与活塞杆密封沟槽尺寸及公差	密封沟槽与材质匹配
GB/T 15622	液压缸试验方法	水压试验与耐压判定
GB/T 3766	液压传动　系统及其元件的通用规则和安全要求	安全等级划分与安全要求
JB/T 10205	液压缸　技术条件	出厂检验与验收要求

版权所有，翻印必究

> 注：引用标准以现行有效版本为准。标准更新导致取值变化时，应在计算书中注明所依据的版本年号。

3 术语、符号与单位

3.1 术语和定义

表 3-1　术语

术语	定义
缸径 D	缸筒内孔的公称直径
杆径 d	活塞杆外圆的公称直径
行程 S	活塞自一端极限位置至另一端极限位置的位移量
无杆腔	活塞未连接活塞杆一侧的油腔，有效面积记为 A_1
有杆腔	活塞连接活塞杆一侧的油腔，有效面积记为 A_2
实际速比 ψ	无杆腔有效面积与有杆腔有效面积之比，即 A_1/A_2
标称速比 R	样本标注的速比，仅作参考，不得用于动态计算
背压 P_b	回油腔存在的压力，抵消部分有效出力
计算长度 L	受压杆件按安装约束折算后的等效受压长度，等于 μ 与几何长度的乘积相关量
长细比 λ	计算长度与惯性半径之比，判别压杆屈曲模式的量纲一参数
分界长细比 λ_p	欧拉公式与约翰逊公式的适用分界值
薄壁公式	以平均直径假设推导的环向应力近似式
拉梅公式	厚壁圆筒在内压作用下的精确弹性解
水压试验	以 1.5 倍额定压力进行的静态耐压试验
稳定安全系数 n_{st}	临界载荷与工作载荷之比
强度安全系数 n_s	材料屈服强度与当量应力之比

3.2 符号与单位

本手册全部公式为量纲一致式。手工复算时应按下表单位代入；计算器内核已完成内部换算。

表 3-2　符号、含义与单位

符号	含义	单位
D	缸筒内径（缸径）	mm

符号	含义	单位
d	活塞杆直径	mm
S	行程	mm
D_o	缸筒外径	mm
t	缸筒壁厚	mm
A_1	无杆腔有效面积	mm^2
A_2	有杆腔有效面积	mm^2
A	活塞杆横截面积（压杆稳定用）	mm^2
ψ	实际速比	—
R	样本标称速比	—
P	工作压力	MPa
P_b	背压	MPa
$P_{额定}$	额定压力	MPa
P_{test}	水压试验压力	MPa
Q	系统流量	L/min
η_v	容积效率	—
η_m	机械效率	—
F_{ext}	理论伸出推力	N
F_{ret}	理论回程拉力	N
F_{actual}	背压修正后实际出力	N
F_{work}	工作载荷（稳定校核用）	N
v_{ext}	伸出速度	mm/s
v_{ret}	回程速度	mm/s
P_{hyd}	液压功率	kW
i	活塞杆惯性半径	mm
I	截面惯性矩	mm^4
L	计算长度	mm
μ	长度系数	—
λ	长细比	—
λ_p	分界长细比	—
E	弹性模量	MPa

版权所有，翻印必究

符号	含义	单位
σ_s	材料屈服强度	MPa
F_{cr}	临界载荷	N
n_{st}	稳定安全系数	—
σ_h	环向应力	MPa
σ_r	径向应力	MPa
σ_{eq}	第四强度理论当量应力	MPa
K	径比（外径／内径）	—
r	缸壁内任意点半径（$D/2 \le r \le D_o/2$）	mm
n_s	强度安全系数	—

3.3 单位一致性约定

1. 压力一律以 MPa 计，流量一律以 L/min 计，长度以 mm 计，力以 N 计，功率以 kW 计。
2. 由 MPa 与 L/min 直接相乘所得数值的量纲为 W 的 1/60，故液压功率须除以 60 方可换算为 kW，见式（7-6）。
3. 行程 S 与计算长度 L 不是同一物理量。L 包含两端安装约束的折算影响，取值见 8.2。

4 计算模型与技术特征

4.1 模型构成

本计算模型实现"选型—几何计算—工况匹配—稳定校核—壁厚强度校核—密封校核—水压试验—成果输出"的完整闭环，各环节的计算结果互为输入，前一环节未通过时后一环节不得进入。

4.2 技术特征

4.2.1 **速比双模式分离**：样本标称速比 R 与实时计算速比 ψ 分离存储、分离使用。全部速度、时间、拉力与背压相关计算均以 ψ 为唯一输入。

4.2.2 **压杆双公式自动切换**：按长细比 λ 与分界长细比 λ_p 的关系，自动选用约翰逊公式或欧拉公式，切换过程不由人工干预。

4.2.3 **缸筒双层强度校核**：同时执行薄壁近似式与拉梅厚壁精确解，取二者较大值作为壁厚判定依据。

4.2.4 **密封八维匹配**：按介质、温度、压力、速度、材质、寿命、适配性、标准合规八个维度逐项匹配，不满足项禁止选用。

4.2.5 **安全等级双阈值**：按常规设备与安全关键设备两套阈值分别判定，等级切换后全部判定线同步重算。

版权所有，翻印必究

4.3 标准作业流程

表 4-1　七步作业流程

步骤	作业内容	主要输出
1	选定系列，录入缸径、杆径、行程、额定压力	基础参数集
2	确认安装形式，带入长度系数 μ	计算长度与约束条件
3	录入系统流量、背压、介质、工作温度	工况参数集
4	执行压杆屈曲校核	λ、F_{cr}、n_{st}
5	执行缸筒壁厚与密封匹配校核	壁厚、应力、密封方案
6	选择安全等级，执行综合判定	绿／黄／红结论
7	导出计算书、BOM 与图纸	可追溯成果文件

> 警示：流程 1 至 7 为单向顺序，不得跳步或逆序。跳过第 4 步直接判定强度，属校核项缺失，其结论无效。

5 型号库与规格判定

5.1 型号库规模

型号库收录 26 个系列、2366 种标准规格，覆盖工程机械、冶金、矿山、锻压、水利等主流应用领域的常规缸型。

5.2 标准参数区间

表 5-1　标准参数区间

参数	下限	上限	取值依据
缸径 D	32 mm	320 mm	GB/T 2348 优先数系
杆径 d	16 mm	220 mm	GB/T 2348 优先数系
行程 S	10 mm	5000 mm	系列标准行程表
额定压力	4 MPa	31.5 MPa	系列压力等级

版权所有，翻印必究

5.3 非标判定规则

表 5-2　非标与异常参数判定

序号	判定条件	系统响应
1	杆径大于或等于缸径	红框报错，禁止进入计算
2	行程超出该系列最大行程	提示"非标长行程，需工艺专项处理"，允许继续计算并标注
3	外径非 GB/T 17395 标准管径	提示"非标管径，采购需定制"
4	工作压力大于 31.5 MPa	提示"超常规压力，需高压专项设计"

5.4 输入模式

5.4.1 **标准型号模式**：由型号库直接带入 D、d、S 与额定压力，人工仅可调整工况参数。

5.4.2 **自定义模式**：全部几何参数人工录入，适用于非标设计；此时非标判定规则全部生效，判定结果须在计算书中注明。

6 几何参数计算

6.1 无杆腔有效面积

$$A_1 = \frac{\pi D^2}{4} \tag{6-1}$$

式中：D 为缸筒内径，mm；A_1 为无杆腔有效面积，mm²。

6.2 有杆腔有效面积

$$A_2 = \frac{\pi \left(D^2 - d^2\right)}{4} \tag{6-2}$$

式中：d 为活塞杆直径，mm；A_2 为有杆腔有效面积，mm²。

6.3 实际速比

$$\psi = \frac{A_1}{A_2} = \frac{D^2}{D^2 - d^2} \tag{6-3}$$

6.3.1 样本标称速比 R 仅作参考。所有速度、时间、拉力、背压及动态计算一律以 ψ 为准，不得以 R 代入。

6.3.2 因杆径按优先数系取值，ψ 与理论值 2.0 等目标值之间存在偏差，工程上按 ±6% 控制，超出时应复核杆径选取。

6.4 缸筒外径与标准管匹配

$$D_o = D + 2t \tag{6-4}$$

6.4.1 系统按 GB/T 17395 的 40 档标准无缝钢管外径自动匹配，在满足壁厚强度的前提下选取最小合规标准管径。

6.4.2 匹配结果应同时满足内径加工余量与壁厚公差要求；无合规标准管时，按 5.3 第 3 项判定为非标管径。

7 工况参数计算

7.1 理论伸出推力

$$F_{\text{ext}} = P \cdot A_1 \tag{7-1}$$

式中：P 为工作压力，MPa；A_1 为无杆腔有效面积，mm²；F_{ext} 为理论推力，N。

7.2 理论回程拉力

$$F_{\text{ret}} = P \cdot A_2 \tag{7-2}$$

7.3 背压修正后的实际出力

$$F_{\text{actual}} = P \cdot A_1 - P_b \cdot A_2 \tag{7-3}$$

式中：P_b 为背压，MPa，工程取值区间 0～3 MPa。背压对大速比液压缸的拉力影响显著，不得按零处理。

7.4 伸出速度

$$v_{\text{ext}} = \frac{Q \cdot \eta_v}{A_1} \tag{7-4}$$

式中：Q 为系统流量，L/min；η_v 为容积效率；v_{ext} 为伸出速度，mm/s。代入时 Q 须换算为 mm³/s。

7.5 回程速度

$$v_{\text{ret}} = \frac{Q \cdot \eta_v}{A_2} \tag{7-5}$$

7.6 液压功率

$$P_{\text{hyd}} = \frac{P \cdot Q}{60} \tag{7-6}$$

式中：P 为压力，MPa；Q 为流量，L/min；P_{hyd} 为液压功率，kW。按量纲直接相乘所得为 W 的 1/60，故须除以 60。

7.7 机械效率修正

$$F_{\mathrm{out}} = F \cdot \eta_m \tag{7-7}$$

式中：F 为式（7-1）或式（7-2）所得理论力，N；η_m 为机械效率，按密封形式与导向结构取值。

8 压杆稳定校核

8.1 惯性半径

$$i = \frac{d}{4} \tag{8-1}$$

式中：d 为活塞杆直径，mm；i 为实心圆截面惯性半径，mm。

8.2 计算长度与长度系数

计算长度 L 按安装约束折算，长度系数 μ 按表 8-1 取值：

表 8-1　长度系数取值

安装约束形式	μ	说明
两端铰支	1.0	两端均可转动、不可移动
一端固定、一端铰支	0.7	常用耳环—中间铰轴结构
两端固定	0.5	两端均刚性固定
一端固定、一端自由	2.0	悬臂，最不利工况

> 注：μ 允许按实际结构自定义，但不得为获得合格结论而人为取小值。取值依据应写入计算书。

8.3 长细比

$$\lambda = \frac{\mu L}{i} \tag{8-2}$$

8.4 分界长细比

$$\lambda_p = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_s}} \tag{8-3}$$

版权所有，翻印必究

式中：E 为弹性模量，MPa，碳钢取 2.06×10^{5} MPa；σ_s 为材料屈服强度，MPa。

8.4.1 判定规则：$\lambda<\lambda_p$ 时按中短杆处理，采用约翰逊公式；$\lambda\geq\lambda_p$ 时按细长杆处理，采用欧拉公式。

8.5 欧拉临界载荷（细长杆）

$$F_{cr}=\frac{\pi^2 E I}{(\mu L)^2},\qquad I=\frac{\pi d^4}{64} \tag{8-4}$$

式中：I 为活塞杆截面惯性矩，mm⁴。

8.6 约翰逊临界载荷（中短杆）

$$F_{cr}=A\left[\sigma_s-\frac{\sigma_s^2}{4\pi^2 E}\left(\frac{\mu L}{i}\right)^2\right] \tag{8-5}$$

式中：A 为活塞杆横截面积，mm²。

8.7 稳定安全系数

$$n_{st}=\frac{F_{cr}}{F_{\text{work}}} \tag{8-6}$$

式中：F_{work} 为工作载荷，N，取 7.3 背压修正后的实际出力；冲击工况应另乘动载系数后代入。

9 缸筒强度校核

9.1 薄壁圆筒近似式

$$\sigma_h=\frac{P\cdot D}{2t} \tag{9-1}$$

9.1.1 本式以平均直径假设为基础，仅在径比 $K\leq1.2$ 时具备工程精度；高压工况单独使用将显著低估应力，不得作为唯一判据。

9.2 拉梅厚壁精确解

$$K=\frac{D_o}{D} \tag{9-2}$$

$$\sigma_h=\frac{P D^2}{D_o^2-D^2}\left(1+\frac{D_o^2}{4r^2}\right) \tag{9-3}$$

$$\sigma_r=\frac{P D^2}{D_o^2-D^2}\left(1-\frac{D_o^2}{4r^2}\right) \tag{9-4}$$

式中：r 为缸壁内任意点半径，mm，取值区间 $D/2 \le r \le D_o/2$。内壁处（$r = D/2$）环向应力最大，为强度判定控制点；外壁处径向应力为零。

9.3 第四强度理论当量应力

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_h^2 + \sigma_r^2 - \sigma_h \sigma_r} \tag{9-5}$$

9.4 强度安全系数

$$n_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{eq}} \tag{9-6}$$

9.5 壁厚取值规则

最终壁厚取下列四项中的最大值：薄壁公式结果、拉梅公式结果、腐蚀余量、公差余量。腐蚀环境下的附加余量由设计者手工叠加，不包含在程序默认值内。

10 密封匹配校核

10.1 八维校核维度

表 10-1　密封校核维度

维度	校核内容
1	介质适配性
2	工作温度区间
3	往复运动速度匹配
4	高压承压能力
5	材质寿命衰减
6	摩擦系数匹配
7	膨胀与收缩适配
8	标准结构合规性

10.2 常用密封材质参数

表 10-2　密封材质适用区间

材质	温度区间	适用工况	限制条件
NBR	−40 ℃～120 ℃	通用液压油	高温快速老化，超温禁用

版权所有，翻印必究

材质	温度区间	适用工况	限制条件
PU	−40 °C～100 °C	高压耐磨	水解敏感，高水基介质慎用
FKM	−20 °C～200 °C	高温、耐腐蚀介质	低温弹性差，成本高
PTFE	−200 °C～260 °C	低摩擦、特种工况	需组合件补偿弹性

10.3 匹配失败的处理

任一维度不满足时，对应材质选项置灰，禁止选用。置灰不提供强制选用开关，以避免以试算方式绕过判定。

11 水压试验校核

11.1 试验压力

$$P_{\text{test}} = 1.5 \times P_{\text{额定}} \tag{11-1}$$

11.2 校核项目

表 11-1　水压试验校核项目

序号	校核项	判据
1	缸筒耐压强度	试验压力下当量应力不超过材料屈服强度
2	焊缝承压	无渗漏、无可见变形
3	法兰与螺纹连接	无松动、无渗漏
4	保压性能	保压期间压力不下降，无塑性变形

11.3 判定

四项全部满足视为水压试验合格。任一项不满足，整机判定为不合格，不得进入出厂流程。

12 判定准则

12.1 安全等级与阈值

表 12-1　安全系数阈值

设备等级	适用范围	n_{st} 合格线	n_s 合格线
常规设备	通用机械、普通工装	⩾ 1.2	⩾ 1.5

版权所有，翻印必究

设备等级	适用范围	n_{st} 合格线	n_s 合格线
安全关键设备	起重、举升、载人、升降平台、高压特种设备	⩾ 1.5	⩾ 1.8

12.1.1 安全等级一经切换，全部判定线、余量与反算参数同步重算，不得沿用切换前的结果。

12.2 三色判定

表 12-2　判定结论

结论	条件	处置
绿色	强度、稳定、水压试验、密封全部达标	可用于设计、投标与生产
黄色	各项达标但余量偏低	可短期使用；优化方向为加大杆径、缩短行程、改善约束或提高管壁厚度
红色	失稳、强度不足或超压超标	禁止用于工程实施，须修改参数后重算

12.3 判定优先级

稳定判定与强度判定同时不合格时，结论按红色处理，且优化建议优先指向压杆稳定项，因为长行程缸的屈曲失效先于材料强度失效发生。

13 计算成果输出

13.1 计算书

计算书编号由前缀 CC 加年月日时分秒组成，全局唯一，可追溯、可审核，可直接作为投标技术附件。

13.2 DXF 工程图

输出格式兼容 AutoCAD、SolidWorks、中望 CAD、浩辰 CAD，用于方案图、投标图与现场布置图。

13.3 图像输出

提供 PNG 与 SVG 两种格式，用于汇报材料、标书插图与图纸附录。

13.4 BOM 选型清单

清单包含缸筒、活塞杆、端盖、密封件、油口与标准件六个大类，数量按单台计。

> 注：BOM 为选型参考清单，不作为生产下料依据；密封件的具体型号由供应商按沟槽尺寸确认。

版权所有，翻印必究

14 标准算例

14.1 输入条件

表 14-1　算例输入

参数	取值
缸径 D	80 mm
杆径 d	45 mm
行程 S	3000 mm
工作压力 P	16 MPa
背压 P_b	0 MPa
系统流量 Q	40 L/min
安装形式	一端固定、一端铰支，$\mu = 0.7$
计算长度 L	2800 mm
缸筒壁厚 t	10 mm（$D_o = 100$ mm）
材料屈服强度 σ_s	355 MPa
弹性模量 E	2.06×10^5 MPa

14.2 几何参数

表 14-2　几何计算结果

项目	计算式	结果
无杆腔面积 A_1	$\pi \times 80^2/4$	5026.5 mm²
有杆腔面积 A_2	$\pi \times (80^2 - 45^2)/4$	3436.1 mm²
实际速比 ψ	$6400/4375$	1.463

14.3 工况参数

表 14-3　工况计算结果

项目	计算式	结果
理论推力 F_{ext}	16×5026.5	80.42 kN
理论拉力 F_{ret}	16×3436.1	54.98 kN
伸出速度 v_{ext}	$40 \times 10^6/60/5026.5$	132.6 mm/s

版权所有，翻印必究

项目	计算式	结果
回程速度 v_{ret}	$40\times10^{6}/60/3436.1$	194.0 mm/s
液压功率 P_{hyd}	$16\times40/60$	10.67 kW

14.4 压杆稳定

表 14-4　稳定校核结果

项目	计算式	结果
惯性半径 i	$45/4$	11.25 mm
计算长度 μL	0.7×2800	1960 mm
长细比 λ	$1960/11.25$	174.2
分界长细比 λ_p	$\pi\sqrt{2.06\times10^{5}/355}$	75.7
判定	$\lambda\geq\lambda_p$	细长杆，采用欧拉公式
截面惯性矩 I	$\pi\times45^{4}/64$	2.013×10^{5} mm^4
临界载荷 F_{cr}	$\pi^{2}\times2.06\times10^{5}\times2.013\times10^{5}/1960^{2}$	106.8 kN
稳定安全系数 n_{st}	$106.8/80.42$	1.33

14.5 缸筒强度

表 14-5　强度校核结果

项目	计算式	结果
径比 K	$100/80$	1.25
薄壁环向应力	$16\times80/(2\times10)$	64.0 MPa
拉梅环向应力（内壁）	16×4.5556	72.9 MPa
拉梅径向应力（内壁）	$-P$	−16.0 MPa
当量应力 σ_{eq}	$\sqrt{72.9^{2}+16^{2}+72.9\times16}$	82.1 MPa
强度安全系数 n_s	$355/82.1$	4.32

14.6 结论

稳定安全系数 1.33，按常规设备阈值 1.2 判定为合格，但余量偏低，结论为**黄色（可用需优化）**；强度安全系数 4.32，满足要求。优化建议：改善安装约束使 μ 降至 0.5，或将杆径提高至 50 mm、行程缩短至 2500 mm，可显著提高稳定余量。

版权所有，翻印必究

15 异常处理与功能边界

15.1 报错与置灰

表 15-1　异常处理规则

序号	触发条件	系统行为
1	杆径大于或等于缸径	红色报错，内核拒绝运算
2	工作温度超出所选密封材质区间	该材质置灰，禁止选用
3	垂直安装未选择锁紧或平衡措施	提示坠落风险，计算可完成但结论标注隐患
4	行程超出系列上限	提示非标长行程，需工艺专项处理
5	工作压力超出 31.5 MPa	提示高压风险，需专项设计
6	安全系数不满足阈值	红色结论，禁止通过

15.2 不在计算范围内的内容

下列内容不属本模型计算范围，须另行专项校核：局部应力集中、焊缝与法兰强度、螺纹削弱、偏心载荷产生的附加弯矩、疲劳寿命、热变形与热应力。

16 选型准则

下列 20 条为工程实践中的强制性经验准则，与前述公式配合使用。

1. 严禁以样本标称速比 R 参与速度、时间与拉力计算，一律使用实际速比 ψ。
2. 长行程液压缸应优先校核压杆稳定，其次校核推力。
3. 高压液压缸必须采用拉梅厚壁公式校核，不得仅用薄壁公式。
4. 背压对大速比液压缸的回程拉力影响显著，不得忽略。
5. 垂直安装必须配置锁紧或平衡装置。
6. 工作温度变化时必须同步更换密封材质。
7. 安全关键设备必须切换至安全关键等级判定。
8. 缸筒外径应优先匹配国标标准管，降低定制成本与交期。
9. 长度系数宁可保守取大，不得为通过校核而取小值。
10. 水压试验压力 1.5 倍额定压力为强制底线，不得下调。
11. 冲击载荷工况应在稳定与强度计算中额外预留余量，不得直接套用默认阈值。
12. 活塞杆镀层、沟槽与螺纹削弱会降低实际承载能力，须人工补充验算。
13. 高温工况除更换密封外，还须核查材料高温屈服强度的衰减。
14. 举升类设备必须按安全关键设备校核。

版权所有，翻印必究

15. 焊缝与法兰的局部应力集中不在本模型范围内，须单独复核。
16. 不得直接将理论推力作为设备实际载荷，应计入摩擦阻力与偏载影响。
17. 选取流量时应同时考虑缸速要求与管路压力损失，不得只看缸体本身。
18. 腐蚀环境下壁厚须叠加腐蚀余量，并手工校核叠加后的应力水平。
19. 多缸同步系统应逐缸单独校核，不得按平均载荷计算。
20. 计算书导出后须经责任工程师复核签字，方可交付生产。

17 免责声明

1. 本手册与配套计算器为方案选型与校核工具，不替代施工图设计、有限元分析与型式试验。
2. 局部应力集中、螺纹削弱、偏心载荷等未覆盖项，须由设计者专项校核。
3. 最终生产图纸须由具备资质的企业工程师审核出图。
4. 本手册公式与判定逻辑与计算器内核一致，具备技术溯源效力；标准更新导致取值变化时，以现行标准原文为准。

附录 A 公式汇总表

表 A-1　全套计算公式

编号	计算项目	公式	备注
6-1	无杆腔面积	$A_1 = \dfrac{\pi D^2}{4}$	D 为缸筒内径
6-2	有杆腔面积	$A_2 = \dfrac{\pi\left(D^2 - d^2\right)}{4}$	d 为活塞杆直径
6-3	实际速比	$\psi = \dfrac{A_1}{A_2} = \dfrac{D^2}{D^2 - d^2}$	以 ψ 为准，R 仅参考
6-4	缸筒外径	$D_o = D + 2t$	匹配 GB/T 17395
7-1	伸出推力	$F_{\text{ext}} = P \cdot A_1$	理论值
7-2	回程拉力	$F_{\text{ret}} = P \cdot A_2$	理论值
7-3	背压修正出力	$F_{\text{actual}} = P \cdot A_1 - P_b \cdot A_2$	P_b 取 0～3 MPa
7-4	伸出速度	$v_{\text{ext}} = \dfrac{Q \cdot \eta_v}{A_1}$	Q 单位 L/min
7-5	回程速度	$v_{\text{ret}} = \dfrac{Q \cdot \eta_v}{A_2}$	Q 单位 L/min
7-6	液压功率	$P_{\text{hyd}} = \dfrac{P \cdot Q}{60}$	得 kW
7-7	机械效率修正	$F_{\text{out}} = F \cdot \eta_m$	η_m 按结构取值

编号	计算项目	公式	备注
8-1	惯性半径	$i = \dfrac{d}{4}$	实心圆截面
8-2	长细比	$\lambda = \dfrac{\mu L}{i}$	L 为计算长度
8-3	分界长细比	$\lambda_p = \pi\sqrt{\dfrac{E}{\sigma_s}}$	判别公式适用性
8-4	欧拉临界载荷	$F_{cr} = \dfrac{\pi^2 E I}{(\mu L)^2}$	细长杆
8-5	约翰逊临界载荷	$F_{cr} = A\left[\sigma_s - \dfrac{\sigma_s^2}{4\pi^2 E}\left(\dfrac{\mu L}{i}\right)^2\right]$	中短杆
8-6	稳定安全系数	$n_{st} = \dfrac{F_{cr}}{F_{\text{work}}}$	与阈值比较
9-1	薄壁环向应力	$\sigma_h = \dfrac{P \cdot D}{2t}$	仅 $K \le 1.2$ 适用
9-2	径比	$K = \dfrac{D_o}{D}$	—
9-3	拉梅环向应力	$\sigma_h = \dfrac{P D^2}{D_o^2 - D^2}\left(1 + \dfrac{D_o^2}{4r^2}\right)$	内壁最大
9-4	拉梅径向应力	$\sigma_r = \dfrac{P D^2}{D_o^2 - D^2}\left(1 - \dfrac{D_o^2}{4r^2}\right)$	内壁为 $-P$
9-5	当量应力	$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_h^2 + \sigma_r^2 - \sigma_h\sigma_r}$	第四强度理论
9-6	强度安全系数	$n_s = \dfrac{\sigma_s}{\sigma_{eq}}$	与阈值比较
11-1	水压试验压力	$P_{\text{test}} = 1.5 \times P_{\text{额定}}$	强制要求

表 A-2　常用材料参数

参数	取值	适用材料
弹性模量 E	2.06×10^5 MPa（206 GPa）	碳钢、合金结构钢
屈服强度 σ_s	355 MPa	45 钢（调质）
屈服强度 σ_s	235 MPa	Q235 结构钢
屈服强度 σ_s	345 MPa	27SiMn 无缝管

附录 B 七步操作点检表

表 B-1　操作点检表

步骤	点检内容	确认
1	系列、缸径、杆径、行程、额定压力已录入且与图纸一致	☐
2	安装形式已确认，长度系数 μ 取值有依据	☐

版权所有，翻印必究

步骤	点检内容	确认
3	流量、背压、介质、工作温度已录入	☐
4	压杆屈曲校核已执行，n_{st} 不低于阈值	☐
5	薄壁与拉梅双层校核已执行，密封材质匹配无置灰项	☐
6	安全等级已按设备性质选定，结论颜色已记录	☐
7	计算书编号、BOM、图纸已导出并归档	☐

> 点检备注：长行程缸先核稳定后核推力；高压缸必须复核拉梅结果；黄色结论须在计算书中写明优化措施。

附录 C 常见问题解答

C.1 样本速比与计算器算出的 ψ 不一致，以哪个为准？

以计算器实时算出的 ψ 为准。样本 R 为理论标称值，不得代入受力、速度与时间计算。

C.2 约翰逊公式与欧拉公式如何选用？

按 8.4.1 判定：$\lambda < \lambda_p$ 用约翰逊公式，$\lambda \geq \lambda_p$ 用欧拉公式，由程序自动切换。

C.3 背压很小，能否忽略？

不能。大速比液压缸的回程拉力对背压敏感，忽略会导致选型偏小或偏大。

C.4 长度系数 μ 能否手动改小？

允许自定义，但必须保守取值，并在计算书中说明依据。人为减小 μ 属校核失真。

C.5 黄色结论能否投产？

可以短期使用，但余量不足。冲击载荷或疲劳工况必须先优化参数，再重新判定。

C.6 水压试验是否叠加冲击载荷？

不叠加。水压试验为静态耐压，冲击载荷应另行疲劳校核。

C.7 BOM 为何不给密封件精确型号？

密封沟槽标准繁多，各厂家规格不统一，BOM 仅给出选型大类，具体型号由供应商按沟槽确认。

C.8 为什么不支持多级伸缩缸？

各级独立屈曲、伸缩不同步、动力学模型复杂，超出解析计算范围。

C.9 参数红框报错后强行计算会怎样？

内核拒绝运算，必须修正参数才能继续。

C.10 垂直缸不选锁紧装置会怎样？

系统提示坠落风险，计算仍可完成，但结论标注隐患，不得直接采用。

C.11 密封选项为什么置灰?

温度或介质超出该材质允许区间，系统自动禁用，防止误选。

C.12 非标管径如何处理?

切换自定义模式，手动输入外径与壁厚，并在计算书中标注非标。

C.13 切换安全关键等级改变了什么?

阈值整体抬高，全部判定线、余量与合格线同步重算。

C.14 计算书编号有什么作用?

唯一时间戳编号，用于图纸、标书与技术对接的版本追溯。

C.15 偏心载荷如何校核?

本模型为中心受压模型，偏心载荷须人工叠加附加弯矩后复核。

C.16 推力足够为什么稳定不合格?

长行程缸的屈曲失稳先于强度失效，推力合格不代表杆件不弯曲。

C.17 速比为什么会有约 ±6% 偏差?

杆径按优先数系取值，无法精确匹配理论速比，偏差在工程允许范围内。

C.18 壁厚为什么取薄壁与厚壁的较大值?

兼顾低压工况的刚度与高压工况的强度，避免任一工况下失效。

C.19 是否需要加腐蚀余量?

化工、潮湿、户外工况必须手工叠加腐蚀余量，并复核叠加后的应力。

C.20 高压为什么必须用拉梅公式?

薄壁公式在高压下严重低估应力，单独使用不安全。

C.21 流量大小影响强度吗?

不影响静态强度，只影响速度、时间与温升。

C.22 同一缸不同安装方式差别多大?

一端固定一端自由的临界载荷仅为两端固定的 1/16（μ 由 0.5 增至 2.0，F_{cr} 与 μ^2 成反比），差别极大。

C.23 安全关键设备包含哪些?

起重、举升、载人、升降平台、压力容器关联液压缸等。

C.24 本手册能否替代国标?

手册与国标一致，可作为工程依据，但最终判定以国标原文为准。

C.25 计算书能否直接用于投标?

可以。格式规范、公式可溯源，可直接作为投标技术附件。

C.26 高温为什么禁用普通 NBR?

超温后密封快速老化、膨胀、渗漏，寿命断崖式下降。

C.27 如何降低长细比?

加大杆径、缩短行程，或改善约束以降低 μ。

C.28 拉力小于推力正常吗?

正常。有杆腔有效面积小，同压力下拉力小于推力，回程速度大于伸出速度。

C.29 能否用于进口液压缸选型?

可以。力学公式与标准体系通用，不受品牌限制。

C.30 计算结果与手工 Excel 不一致是什么原因?

普通 Excel 通常只算推力，本模型叠加了屈曲、厚壁应力、水压试验、安全分级与实际速比，计算维度不同。

参考文献

1. GB/Z 44070-2024　液压缸设计计算指导性技术文件.
2. GB/T 2348　流体传动系统及元件　缸径及活塞杆直径.
3. GB/T 17395　无缝钢管尺寸、外形、重量及允许偏差.
4. GB/T 2879-2024　液压缸活塞与活塞杆密封沟槽尺寸及公差.
5. GB/T 15622　液压缸试验方法.
6. GB/T 3766　液压传动　系统及其元件的通用规则和安全要求.
7. JB/T 10205　液压缸　技术条件.
8. 刘鸿文. 材料力学. 北京: 高等教育出版社.
9. 成大先. 机械设计手册（液压传动）. 北京: 化学工业出版社.

【文档结束 · MS/JSC-2026-01 · V2026.10.31】