AUREK
安睿克智能科技

AUREK ENGINEERING RESEARCH REPORT

AUREK-RC-AR-045

技术研究报告

圆桶抱夹夹紧力、摩擦保持与机械防滑研究

Barrel Clamp Force, Frictional Holding and Mechanical Bottom Support

江苏安睿克智能科技有限公司

V1.0 | 2026-10-25

www.aurek.cn/resources

摘要 ABSTRACT

AUREK-RC-AR-045 / V1.0 / 2026-10-25

本研究以一项额定工作负载 310 kg、桶径 310—620 mm 的双摆臂圆桶抱夹方案及夹爪效果图为结构依据，建立气缸两腔压力、铰点力矩、每侧水平合力、接触法向力和竖向保持力的完整传递链。资料能够确认双缸与折线夹板拓扑，但不足以确定缸径、制造铰点、衬垫摩擦和桶壁受压限值，因此数值研究采用公开列明的参数化几何，保留现有设备性能未获验证的边界。以 160 mm 缸径、0.625 MPa 夹紧腔压力、0.90 气缸力修正系数和 0.95 铰链传力效率为基准，比较 310、400、500 和 620 mm 四档桶径；其中 400 和 500 mm 为研究插值点。在工件质量 310 kg、向上加速度 0.25g 和摩擦系数 0.40 下，平面接触总法向力为 6.638—7.597 kN，摩擦裕度为 0.699—0.800；理想 90° V 形接触总法向力为 9.884—12.463 kN，裕度为 1.040—1.312。压力±20%及三组摩擦假设窗口的扫描表明，V 形几何改善保持能力，但不能消除低摩擦失效与局部受压风险。机械托底采用独立的竖向反力、偏心弯曲与啮合量评价；示例双托指仅按弯曲计算的承载裕度为 1.263，并非系统额定能力。研究提出摩擦、桶壁受压和机构行程共同约束的选型条件及可执行的原件验证方法。

关键词：圆桶抱夹；气缸传力；接触法向力；摩擦保持；桶壁受压；机械托底

Barrel Clamp Force, Frictional Holding and Mechanical Bottom Support

This study uses a dual-swing-jaw barrel clamp proposal with a rated working load of 310 kg and a stated diameter range of 310–620 mm as a structural reference. It derives the complete load path from cylinder chamber pressures to hinge moment, per-side closing resultant, contact-normal forces and vertical holding capacity. The source drawings establish the topology but do not establish cylinder size, production pivot coordinates, liner properties or allowable barrel-wall pressure. Numerical results therefore belong to an explicitly defined parametric model. For a 160 mm bore, a nominal chamber pressure of 0.625 MPa, cylinder force factor 0.90, linkage efficiency 0.95, workpiece mass 310 kg, upward acceleration 0.25g and friction coefficient 0.40, the flat-contact model produces 6.638–7.597 kN total scalar normal force and friction margins of 0.699–0.800. An ideal self-aligning 90-degree V model produces 9.884–12.463 kN and margins of 1.040–1.312. The 400 and 500 mm cases are research interpolation points between the documented endpoints. Pressure and friction scans reveal coupled slip and wall-pressure limits. Bottom support is evaluated through support reactions, eccentric bending and engagement, rather than a friction safety factor. Its illustrative toe-bending margin is 1.263; complete structural capacity remains unverified. The report supplies reproducible calculations and an original-part verification procedure without claiming equipment certification.

Keywords: barrel clamp; cylinder transmission; contact normal force; frictional holding; barrel-wall pressure; bottom support

核心结论 KEY FINDINGS

- 双缸力必须逐侧经铰点力矩换算。基准参数化平面模型的总法向力为 6.638—7.597 kN，理想 V 形为 9.884—12.463 kN；气缸输出、每侧水平合力和总法向力不能混用。
- 在 310 kg、0.25g、μ=0.40、0.625 MPa 假设工况下，平面 Sf=0.699—0.800，V 形 Sf=1.040—1.312。两者均没有在四档桶径下达到本研究 1.5 的统一比较目标；这不是对原设备的验收判断。
- 在所选涂油窗口和±20%压力范围中，即使理想 V 形的最高 Sf 也小于 1；低温涂层窗口不支持统一 1.5 裕度。各表面条件必须以原件摩擦试验取代当前假设。
- V 形接触提高法向标量和，同时提高局部受压。必须以摩擦下限和桶壁受压上限的交集选压力；单独升压可能使两项要求更难兼容。
- 机械托底采用支承反力、偏心、局部强度与啮合量评价，不套用纯摩擦安全系数。假设双托指的弯曲裕度 1.263 仅覆盖托指板本身，未形成完整机械防坠证明。
- 连续几何与独立力矩/虚功复算验证了本参数化模型的自洽性；图纸尺寸、真实接触与设备级试验仍是将研究转化为具体产品评价的必要条件。

研究边界 SCOPE

> 310—620 mm 直立圆桶；310 kg 为研究工件质量上限，非实测值。
>
> 现有资料仅确定结构拓扑；定量几何、160 mm 缸径及材料参数均为明确研究假设。
>
> 自调平平面/V 形比较模块；原焊接折线夹板的真实多面接触尚未验证。
>
> 托底只分析贴底支承；未开展实物认证、冲击接坠、桶壁压溃或失气试验。

目录 CONTENTS

01 研究问题与适用范围 1
02 输入参数与研究方法 1
03 力学模型与推导过程 3
04 算例与计算结果 6
05 参数敏感性与工程讨论 9
06 结论与验证方法 12
参考文献 13
附录 A 各档坐标与复现方法 14
附录 B 证据与验证范围 15

01 研究问题与适用范围

圆桶侧抱夹的额定负载不能仅由气缸推力证明。气缸力首先在摆臂铰点处产生闭合力矩，再经随桶径改变的接触位置形成法向力；竖直桶体最终由切向摩擦或已接触的机械托底承担重力及提升惯性。本研究分别回答三个问题：每档桶径能形成多大法向力，摩擦保持与桶壁受压是否存在共同可行区间，以及托底能否提供独立、可验证的防滑载荷路径。

原方案将 310 kg 定义为允许夹持的圆桶重量上限，抱夹自重在上游平衡系统中另计。本文把 310 kg 作为研究工件质量上限输入，不将其称为某只圆桶的实测质量，也不把夹具或整机自重加进桶体摩擦平衡。方案列明桶径 310—620 mm、桶高 400—940 mm，夹持直立铁桶、塑料桶或纸桶的侧壁中部。[1]这些材质不共享同一摩擦系数和允许压强。

夹爪图与文字显示：横梁左右各铰接一只摆臂，每侧一只夹紧气缸，前端为焊接折线夹板；大桶与小桶分别使用不同夹板段。图示没有尺寸标定，不能从透视外观可靠恢复缸径、杆径、铰点坐标、摆角极限或真实接触面积。原方案没有列出离散的中间桶径档，本研究完整保留 310 和 620 mm 端点，另设 400、500 mm 插值档，并以 1 mm 步长检查连续范围。

> **数值结论的归属** 本文的 160 mm 缸径、几何坐标、自调平接触模块、衬垫有效面积和托底尺寸均为参数化分析输入，不能解释为原设备的制造参数。现有折线夹板不自动等同本文理想 V 形四点接触，本文不对原设备作合格或不合格判定。

研究限定为对称夹持、刚体平面准静态机构及竖直提升载荷。上升加速度通过独立载荷项计入；水平碰撞、翻转、液体晃动、桶壳大变形、时间相关保压和衬垫粘弹性不在本模型中解析求解。文献[5][6]用于组织风险识别和气动系统验证，本文没有开展标准条款逐条符合性评价。

02 输入参数与研究方法

表 1 设计资料、未知项与研究输入分层

类别	输入	数值或处理	依据与用途
资料设计值	额定负载；桶径；桶高	310 kg；310—620 mm；400—940 mm	匿名方案第 3、9 页；定义工况
资料设计值	气源压力；缸数	0.5—0.8 MPa；左右各 1 缸	匿名方案第 7、9 页；不等同实测腔压
图示拓扑	双摆臂、前后折线夹板	不同桶径接触不同段	第 7、8 页；只作拓扑依据
资料未定	缸径/行程/铰点/角度	以表 2 参数化	不能按效果图估值冒充制造数据
资料未定	衬垫、桶壁厚与允许压强	摩擦/面积/承压扫描	没有原件试验值
质量定义	工件实测/夹具/整机质量	均无可用测量值	310 kg 仅为研究工件上限
研究网格	桶径与连续几何	310/400/500/620 mm；1 mm 连续步长	中间档为研究插值

注：完整 C01 登记包含 30 项参数，逐项保留证据类别、来源页和处理方式。

气缸理论力按受压面积与两腔压力计算。[2] 气缸输出修正系数 ηc=0.90 代表本研究假设的力损失，铰链效率 ηj=0.95 单独作用一次；它们不是厂家实测效率，也不等同目录选型中的负载率。左右各一缸，因此单缸力驱动一个摆臂，只有最后汇总两侧接触法向力时才相加。总夹持力按各指力的标量和定义，与厂商的总夹持力定义一致。[3]

表 2 参数化几何与基准工况

参数	取值	单位	选择目的
右摆臂固定铰点 O；气缸尾铰 A	(400,0)；(600,0)	mm	建立对称俯视坐标
摆臂长度 L；驱动销半径 b	400；250	mm	明确接触和驱动力臂
气缸安装长度假设窗	290—440	mm	研究行程 150 mm；非产品选型
摆角假设窗	−10—45	°	含 V 形最大桶径姿态
理想 V 面夹角；有效面长	90；350	°；mm	β=45°；检查切点位于面内
缸径 Dc；杆径 dr	160；40	mm	比较尺度基准；不是图纸提取
ηc；ηj	0.90；0.95	1	损失分开计入
名义进气腔压 p0；回气表压	0.625；0	MPa	将±20%低端置于 0.5 MPa
研究工件质量；g	310；9.80665	kg；m/s²	载荷定义与单位基准
动态系数 kd；不利法向角 γ	1/1.25/1.5；0/5/10	1；°	提升惯性与接触倾角分别扫描
基准摩擦系数；比较裕度目标	0.40；1.5	1	演算输入与研究阈值
有效面积：平面每侧/V 形每面	10000 / 5000	mm²	相同每侧名义有效面积预算
接触峰值系数 χ	2.0	1	未标定的局部峰值敏感性输入

注：坐标取右夹爪；左夹爪关于 x=0 镜像。比较模型允许接触模块在俯视平面自调平；原夹爪为焊接折线板，未证明具有这种自由度。

p0=0.625 MPa 是研究额定点，不是原设备铭牌额定值。±20%扫描为 0.500、0.625、0.750 MPa，并生成连续压力网格。这里的 p 指进气腔有效表压；如入口到气缸存在压降，必须用实测腔压代入。回气背压不为零时也必须扣除，不能以气源压力直接代替有效推力。图表并未宣称在 0.5 MPa 入口压力下必然获得 0.5 MPa 腔压。

表 3 摩擦敏感性窗口与物理含义

窗口	μ 范围	用途	证据边界
干燥	0.30—0.60	覆盖中等至较高摩擦水平	不是特定衬垫/桶材配对的认证值
涂油	0.05—0.20	覆盖低摩擦和更不利的下探情形	IPR 例值 0.1 仅支持量级；0.05 为研究下探
低温涂层	0.10—0.35	检验表面状态退化后的保持敏感性	不建立温度到 μ 的物性映射，不代表任一温度必然落在此窗

注：三个窗口可以重叠，不构成材料排序。全扫描 μ 步长 0.01。

Schmalz 明确要求在原工件上确定摩擦系数，其表面参考范围用于真空吸盘，不直接适用于本抱夹。[4] 橡胶摩擦研究也显示压力、温度和滑动历史可能改变摩擦行为。[7] 因此本报告的干燥、涂油和低温涂层名称表示验证场景，数值区间只是用于暴露边界的研究假设；不能通过环境名称反查某个确定 μ。

计算先求每档接触几何，再求单缸力和铰点力矩，随后转换为每侧及总法向力，最后同时评价竖直滑移、局部受压、行程与传动死点。全扫描包含 15,768 个压力—摩擦—惯性—倾角组合；连续桶径两种模式共 622 个几何点，另有 288 个缸径/效率组合。所有结果由同一输入文件计算，正文表格直接读取结果，避免手工维护多个数值版本。

03 力学模型与推导过程

俯视坐标中 x 沿左右夹持方向，y 由横梁指向桶体，z 竖直向上。右固定铰点 O=(o,0)，气缸尾铰 A=(o+a,0)。摆角 θ 从+y 轴向内闭合为正；驱动销 B 和接触模块连接点 P 位于同一摆臂射线上。平面模式 P 位于右侧切点；V 形模式 P 位于朝外的 V 顶点。两种模块保持其对称轴水平，桶心位置随几何确定，故它们是可比的理想接触模块，不是对原焊接夹板的尺寸还原。

$$B = (o - b\sin\theta,\ b\cos\theta), P = (o - L\sin\theta,\ L\cos\theta) \qquad \text{式 (1)}$$

o=400 mm、a=200 mm、b=250 mm、L=400 mm；所有坐标与力臂采用 mm。

$$\sin\theta = \frac{o - R/\cos\beta}{L}, C = (0, L\cos\theta), \ell = \sqrt{a^2 + b^2 + 2ab\sin\theta} \qquad \text{式 (2)}$$

R=D/2；平面 β=0°，V 形 β=45°。V 面夹角为 180°−2β=90°。取−90°<θ<90°的装配分支，且须满足限位和行程约束。

$$K_{\pm} = (R\cos\beta,\ L\cos\theta \pm R\sin\beta), s_V = R\tan\beta \qquad \text{式 (3)}$$

V 形两个切点为 K±，顶点至切点沿面距离为 sV。平面单切点 K=(R,Lcosθ)。每种模式都重新计算接触位置，不能只在相同夹紧力上乘一个 V 形增益。

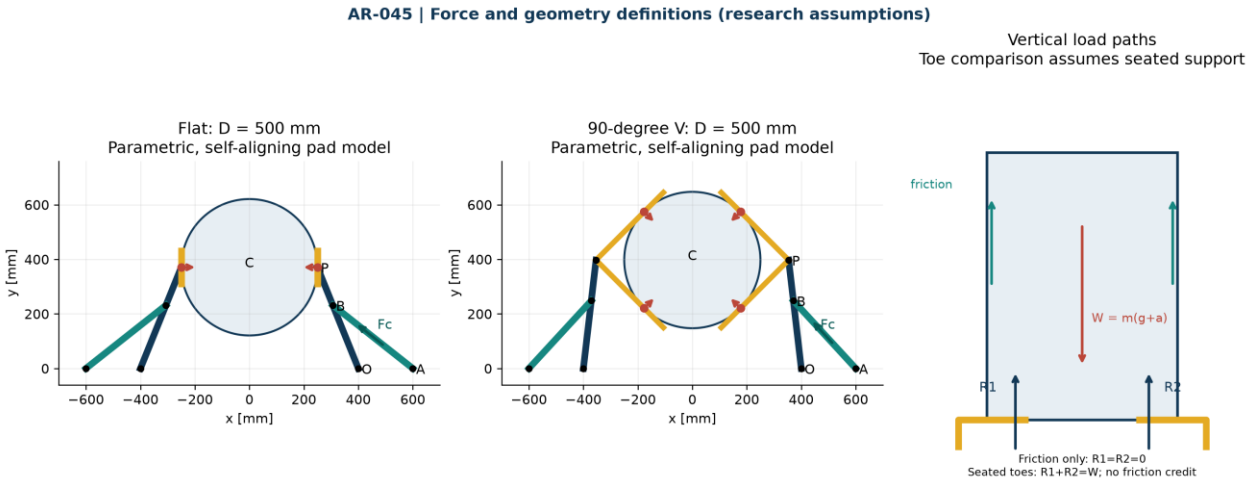


图 1 气缸—铰点—接触面—桶体及托底的载荷路径（参数化结构示意）

$$A_c = \frac{\pi D_c^2}{4}, A_r = \frac{\pi(D_c^2 - d_r^2)}{4}, F_c = \eta_c(p_c A_c - p_r A_r) \qquad \text{式 (4)}$$

本算例以伸出方向夹紧；MPa×mm²=N。若实物以缩回夹紧，应交换受压面积与排气腔项。ηc 表示研究力修正；实际静摩擦损失宜用测力或密封模型替代。

基准活塞面积为 20106.193 mm²，环形面积为 18849.556 mm²；在 p=0.625 MPa、回气表压为 0 时，理论推力为 12566.371 N，修正后单缸力为 11309.734 N。气缸力是沿 A—B 连线作用，不应误用其水平分量作为全部驱动力矩。

$$\boldsymbol{u}_c = \frac{B-A}{\ell}, h_c = |(B-O)\times \boldsymbol{u}_c| = \frac{ab\cos\theta}{\ell}, h_N = L\cos\theta \quad \text{式 (5)}$$

hc 为单缸轴线到摆臂铰点的垂直力臂，hN 为水平合力到同一铰点的力臂，均为 mm。

$$\eta_j F_c h_c = Q h_N, Q = \eta_j F_c \frac{ab}{L\ell} \quad \text{式 (6)}$$

Q 为每侧水平闭合合力（N），不是 V 形每侧法向力标量和。左、右各由一只气缸产生 Q，不能再把 2Fc 代入单侧方程。

$$\frac{d\ell}{d\theta} = h_c, -\frac{dP_x}{d\theta} = h_N, \eta_j F_c d\ell = Q(-dP_x) \quad \text{式 (7)}$$

虚功关系提供独立于叉积力矩写法的复核。闭合时 θ 增大，安装长度增大、P 向内移动。

对于原方案的多段焊接夹板，应逐段建立平面或曲面接触，法向方向和力臂都由真实几何确定。只看到折线外形，不能证明每侧有两个接触点同时承担相等法向力。若只有一个面接触，应按单面求解；若衬垫变形使两面同时接触，应结合刚度或测量求分配。

$$\eta_j F_c h_c = \sum_i N_i h_i, N_i \geq 0, g_i \geq 0, N_i g_i = 0 \quad \text{式 (8)}$$

Ni 为各实际接触点法向力，hi 为其对铰点的有符号有效力臂，gi 为接触间隙。接触集合、桶心平衡及法向相容性须联立，不允许把负反力当作有效接触。

$$N_{\text{side,flat}} = Q, N_{\text{face,V}} = \frac{Q}{2\cos\beta}, N_\Sigma = \frac{2Q}{\cos\beta} \quad \text{式 (9)}$$

理想对称 V 形每侧两面等载；每侧标量和 Q/cosβ，两侧总和 2Q/cosβ。两侧水平合力之和 2Q 与总法向力 NΣ 是不同量。

表面法向水平时，提升惯性只改变竖直需求。工件向上加速度 a_z 与动态系数 kd 满足 kd=1+a_z/g；静态 kd=1，基准 kd=1.25。本文不再在重力和惯性之外重复附加同一动态系数。

$$W_d = m(g+a_z) = k_d mg, F_{z,max} = \mu N_\Sigma, S_f = \frac{F_{z,max}}{W_d} \quad \text{式 (10)}$$

Sf=1 为理想静力平衡极限。Sf*=1.5 仅为本研究比较阈值；具体设备的验证载荷、规范和风险目标另行确定。

不利接触倾角 γ 专指法向对桶体产生向下分量的竖向倾斜，与俯视 V 角 β 不同。以各接触法向同样倾斜、摩擦沿最有利上滑切线动员为局部上界模型，法向竖向分量抵消一部分摩擦。夹紧力应按其水平投影重新平衡。

$$N_\Sigma(\gamma) = \frac{2Q}{\cos\beta(\cos\gamma+\mu\sin\gamma)}, F_{z,max} = \frac{2Q}{\cos\beta}\frac{\mu-\tan\gamma}{1+\mu\tan\gamma} \quad \text{式 (11)}$$

这里取向下即将滑移状态，向上摩擦还具有向内水平分量 μNsinγ，已计入同一气缸的力矩平衡。若 μ≤tanγ，最大净竖向作用不能向上承载；计算中的 Sf≤0 表示无可用提升保持能力。该局部倾角模型保持俯视几何不变，不代替锥桶完整接触几何。

$$r=\frac{S_f^* W_d \cos\beta}{2Q}, \mu_{\text{crit}}=\frac{r+\tan\gamma}{1-r\tan\gamma}, r\tan\gamma<1 \quad \text{式 (12)}$$

该式显式给出所需摩擦系数；Sf*=1 给平衡边界，Sf*=1.5 给本研究比较边界。r tanγ≥1 时不存在有限正 μ 满足目标。提高气压不能解除 μ≤tanγ 的角度边界。

$$p_{\text{avg},i}=\frac{N_i}{A_{\text{eff},i}}, p_{\text{peak},i}=\chi_i\frac{N_i}{A_{\text{eff},i}}\le p_{\text{allow},i} \quad \text{式 (13)}$$

接触压强与供气压力不同。有效面积是实际承压面积，不是金属夹板外形面积；χ=2 为研究假设。平面对圆柱的未变形几何接触接近线接触，本文有限面积依赖衬垫/桶壁顺应性，必须实测标定。

$$p_{\min}=p_0\frac{S_f^*}{S_f(p_0)}, p_{\max}=p_0\frac{p_{\text{allow}}}{p_{\text{peak}}(p_0)}, max(0.5,p_{\min})\le min(0.75,p_{\max}) \quad \text{式 (14)}$$

该线性缩放仅在几何、摩擦、效率、有效面积不随压力改变且回气背压为零时成立。共同区间为空时，提高压力不能同时满足防滑和防挤压要求。

桶壁材料、厚度、加强筋和内装物支撑均未知时，不能把平均压强小于某一材料屈服应力当作桶体合格。为展示厚度与支撑跨距的影响，采用单位宽度、简支、均布压力的平直条带作为局部弯曲筛查，推得弯矩 pa²/8 及表面弯曲应力。

$$\sigma_{\max}=\frac{3pa_w^2}{4t_w^2}, p_{\text{strip}}=\frac{4\sigma_{\text{allow}}}{3}\left(\frac{t_w}{a_w}\right)^2 \quad \text{式 (15)}$$

tw 为壁厚，aw 为局部无支撑跨距，均为 mm。此式不包含曲壳膜力、局部屈曲、几何缺陷、塑料蠕变、纸桶各向异性或填充物支撑；只输出参数敏感性，不给实际桶壁额定压强。

托底模式按托指已经与可承载桶底或底缘贴合、竖向载荷全部经托底传递计算。侧夹保留定位和抗侧向脱出作用，其摩擦承载不与托底额定能力随意相加。若设计需要两条载荷路径共同分担，必须按刚度和间隙求载荷分配。

$$R_1+R_2=W_d, R_{1,2}=\frac{W_d}{2}\left(1\mp\frac{e}{s}\right), |e|<s \quad \text{式 (16)}$$

s 为双托指支点半间距，e 为工件质心在该方向的偏心。|e|达到 s 时一侧反力降至零，超过 s 需重新评估接触与倾覆。

$$\sigma_i=\frac{6R_i l_t}{b_t t_t^2}, \delta_i=\frac{4R_i l_t^3}{Eb_t t_t^3}, S_b=\frac{C_b}{W_d} \quad \text{式 (17)}$$

托指按等截面悬臂端载近似。Cb 是托指、连接、桶底及保持啮合等路径共同控制的已验证承载值；本文仅能计算假设托指的弯曲限值，不能给系统 Cb。

$$e_{\text{eng}}=e_{\text{nom}}-\Delta e_{\text{pos}}-\Delta e_{\text{def}}\ge e_{\min} \quad \text{式 (18)}$$

托底啮合量与位置偏差、弹性变形独立核验。未锁定的托指可能随开爪退出，不能因存在托底外形便宣称失气机械防坠。

04 算例与计算结果

在基准工况下，静重为 3040.062 N，向上加速度 0.25g 使竖直需求增至 3800.077 N。表 4 给出各桶径的实际计算力臂，表 5 把每侧水平合力、每侧法向力标量和及总法向力分别列出。所有长度均对应参数化模型，计算前未进行图纸尺寸反推。

表 4 每档桶径的几何与力臂

桶径/模式	θ / °	缸安装距 / mm	hc / mm	hN / mm	hc/hN
310 / 平面	37.770	404.660	97.671	316.188	0.3089
310 / V 形	26.872	384.317	116.053	356.809	0.3253
400 / 平面	30.000	390.512	110.883	346.410	0.3201
400 / V 形	17.031	363.028	131.690	382.458	0.3443
500 / 平面	22.024	374.166	123.879	370.810	0.3341
500 / V 形	6.668	337.804	147.014	397.294	0.3700
620 / 平面	13.003	353.553	137.795	389.744	0.3536
620 / V 形	-5.510	304.792	163.288	398.152	0.4101

表 5 单侧与总夹紧力及摩擦结果

桶径/模式	每侧 Q / kN	每侧法向和 / kN	总法向力 / kN	Sf	μ 临界（Sf=1）
310 / 平面	3.319	3.319	6.638	0.699	0.572
310 / V 形	3.495	4.942	9.884	1.040	0.384
400 / 平面	3.439	3.439	6.878	0.724	0.552
400 / V 形	3.700	5.232	10.464	1.101	0.363
500 / 平面	3.589	3.589	7.179	0.756	0.529
500 / V 形	3.976	5.623	11.245	1.184	0.338
620 / 平面	3.799	3.799	7.597	0.800	0.500
620 / V 形	4.406	6.232	12.463	1.312	0.305

注：160 mm 缸径；进气腔 0.625 MPa；μ=0.40；kd=1.25；γ=0°。V 形每面的法向力为每侧法向和的一半。

以 310 mm 平面模式为例，θ=37.770°、缸安装距 404.660 mm，hc=97.671 mm 而 hN=316.188 mm。0.95×11309.734×97.671 N·mm 的可用驱动力矩除以 316.188 mm，得到每侧 3318.909 N；两侧总法向力 6637.818 N，摩擦上限 2655.127 N，Sf=0.698704。该工况中，即使缸径假设为 160 mm，法向力仍显著小于气缸力。

以 620 mm V 形模式为例，θ=−5.510°、缸安装距 304.792 mm，hc=163.288 mm、hN=398.152 mm，每侧水平合力 4406.378 N。每侧两面的法向力分别为 3115.780 N，每侧标量和 6231.560 N，两侧总法向力 12463.119 N；摩擦上限 4985.248 N，Sf=1.311881。这里的 4 个接触面不能再各分配一次完整 Q。

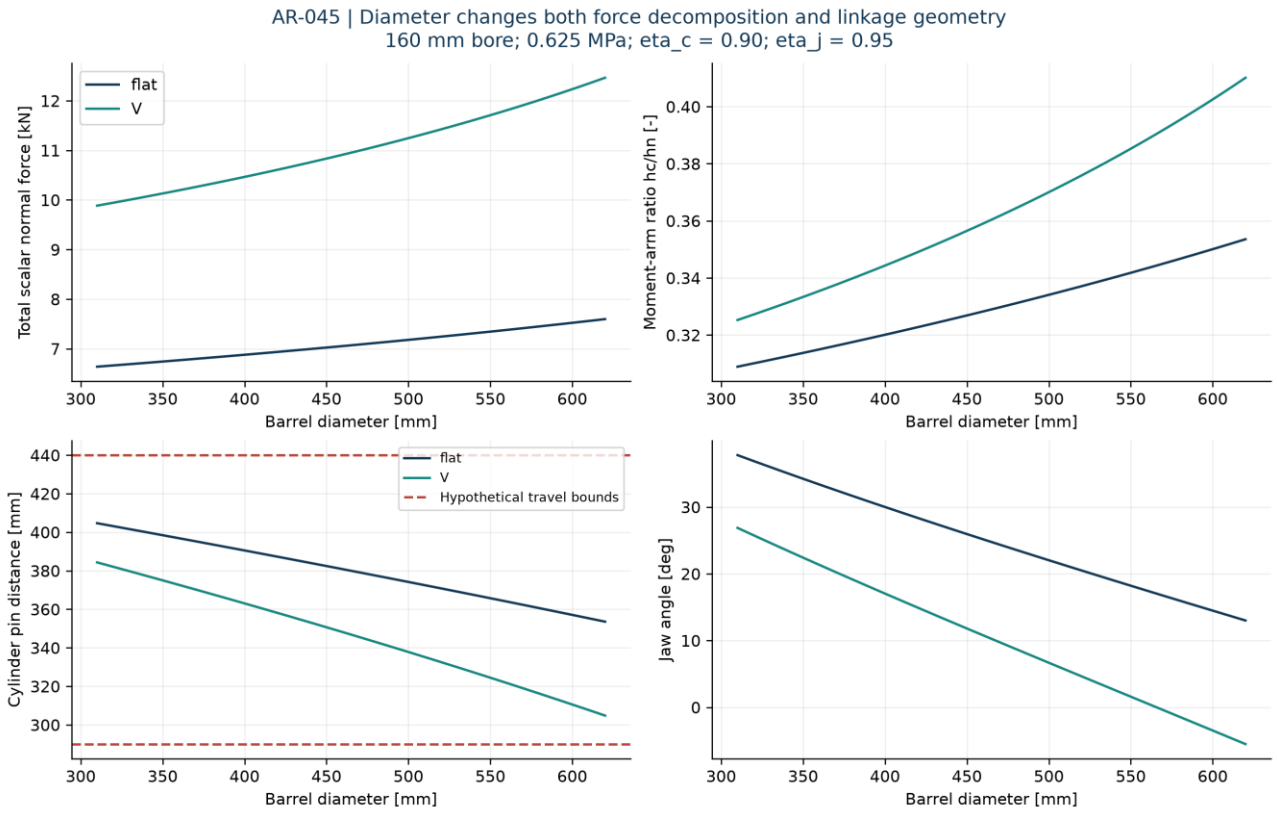


图 2 桶径连续变化时的传力比、总法向力、气缸安装距与摆角

基准下平面模式的 Sf 均小于 1，理想 V 形模式虽然均大于 1，但未达到研究比较阈值 1.5。两者的差异同时来自 V 形法向分解和缸长度/力臂变化；不能解释成现有设备只需把夹板改成 V 形即可满足 310 kg 工况。

表 6 ±20%压力与各摩擦窗口的 Sf 区间

桶径/模式	干燥 μ0.30—0.60	涂油 μ0.05—0.20	低温涂层 μ0.10—0.35
310 / 平面	0.419—1.258	0.070—0.419	0.140—0.734
310 / V 形	0.624—1.873	0.104—0.624	0.208—1.092
400 / 平面	0.434—1.303	0.072—0.434	0.145—0.760
400 / V 形	0.661—1.983	0.110—0.661	0.220—1.157
500 / 平面	0.453—1.360	0.076—0.453	0.151—0.793
500 / V 形	0.710—2.131	0.118—0.710	0.237—1.243
620 / 平面	0.480—1.439	0.080—0.480	0.160—0.840
620 / V 形	0.787—2.361	0.131—0.787	0.262—1.377

注：每格为 p=0.500—0.750 MPa、kd=1.25、γ=0°下该窗口的最小—最大值，不是统计置信区间。

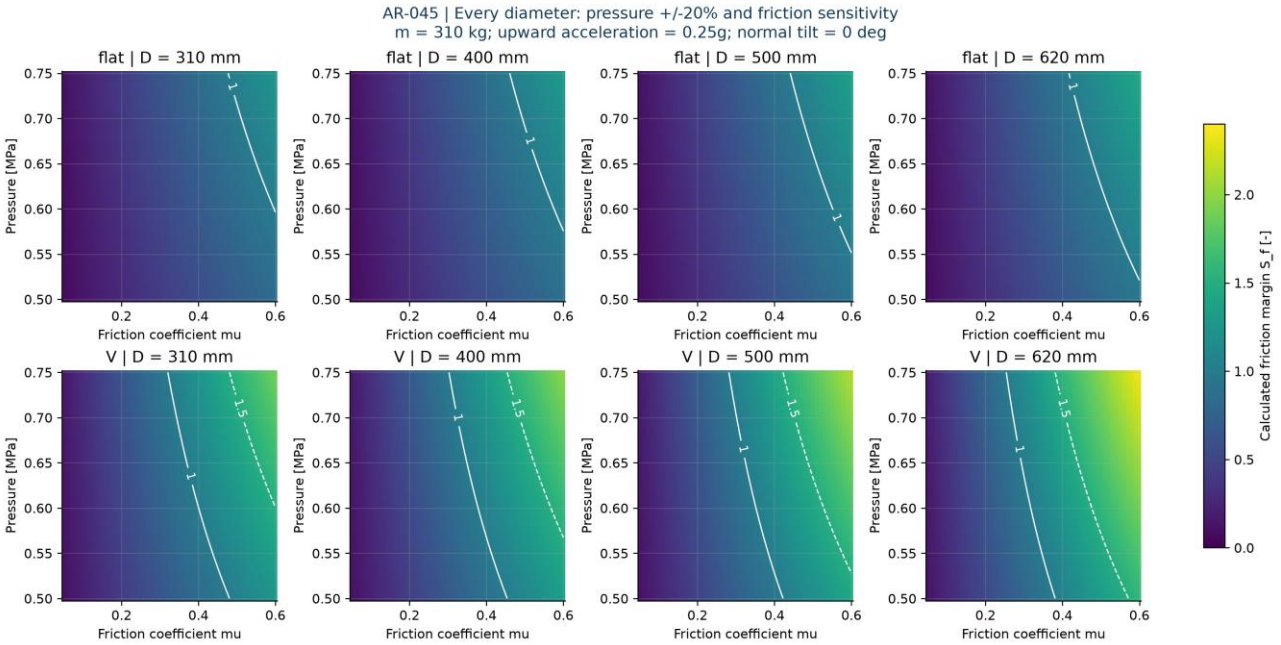


图 3 四档桶径分别对应的压力—摩擦安全系数分布

涂油窗口中，V 形模型的最高 Sf 也只有 0.787，平面模型最高为 0.480；在这些研究假设下，依靠现有基准缸径的摩擦保持不足。干燥窗口的 V 形上端可以超过 1.5，但每档下端都小于 1。低温涂层窗口的最大 Sf 从 1.092 增至 1.377，仍不满足本研究的 1.5 比较目标。这个结论针对所选窗口，不证明任何特定涂层或温度的必然性能。

表 7 基准压强与低压端所需缸径

桶径/模式	每面 N / kN	峰值接触压强 / MPa	达到 Sf=1.5 所需缸径 / mm
310 / 平面	3.319	0.664	262.1
310 / V 形	2.471	0.988	214.8
400 / 平面	3.439	0.688	257.5
400 / V 形	2.616	1.046	208.8
500 / 平面	3.589	0.718	252.0
500 / V 形	2.811	1.125	201.4
620 / 平面	3.799	0.760	245.0
620 / V 形	3.116	1.246	191.3

注：压强沿用表 2 有效面积和 χ=2。缸径反算取 p=0.5 MPa、μ=0.4、kd=1.25、γ=0°且效率及几何不变；只是力尺度，不是选定气缸规格。

基准峰值接触压强在平面模型为 0.664—0.760 MPa，在 V 形模型为 0.988—1.246 MPa。V 形更高的法向和不构成免费的安全增益；面积预算相同时，桶壁受压也增大。如果实际只有窄条接触或衬垫脱空，有效面积减半会使同一法向力下的估计峰值压强加倍。

假设托底半支距 120 mm、质心偏心 40 mm、托指宽 80 mm、厚 12 mm、悬伸 60 mm、E=200000 MPa 和许用应力 100 MPa，则两托指反力为 1.267 与 2.533 kN，根部弯曲应力为 39.584 与 79.168 MPa，末端挠

度为 0.040 与 0.079 mm。按较重载托指控制，总弯曲限值为 4.800 kN，对 3800.077 N 需求的比值为 1.263。名义啮合 50 mm 扣除 10 mm 位置偏差与 5 mm 变形余量后为 35 mm，高于研究最小啮合量 30 mm；桶底、连接和失气保持均未据此获证。

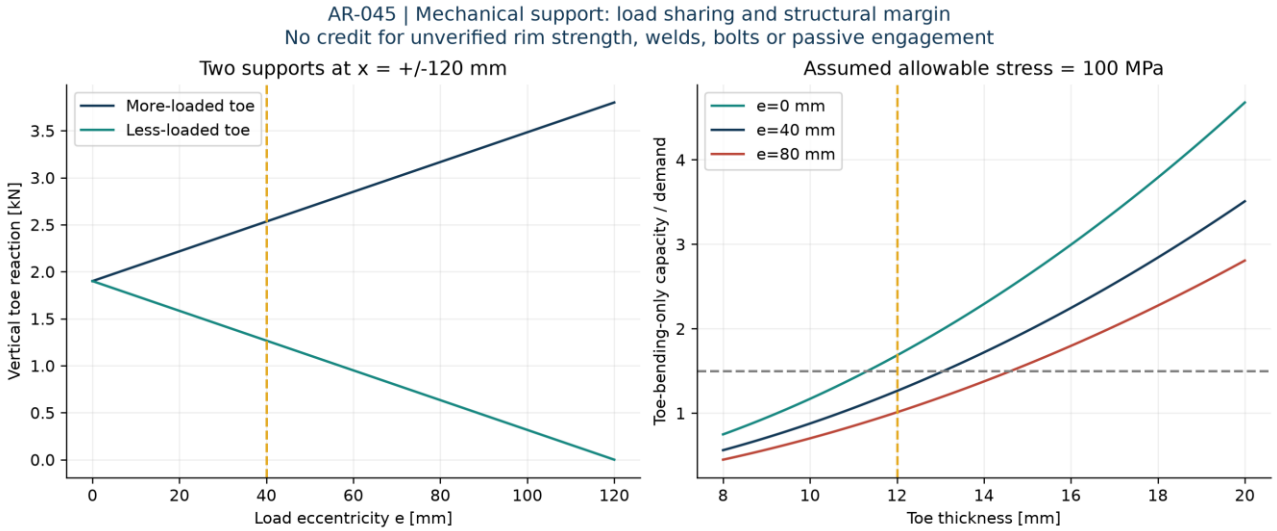


图 4 托底偏心反力与托指厚度对局部弯曲裕度的影响

05 参数敏感性与工程讨论

在固定几何、零回气背压和常数效率条件下，法向力对气压为一次关系，对缸径为平方关系。100、125、160、200 mm 四种缸径相对 160 mm 的力比例分别为 0.391、0.610、1.000、1.563。ηc 从 0.90 降至 0.80 会降低输出 11.1%；ηj 从 0.95 降至 0.85 会再降低 10.5%。这些作用可以同时出现，但不能把选型负载率、机械效率和另加的安全系数重复算作同一种损失。

环形有效面积小于活塞全截面积。以假设杆径 40 mm、缸径 160 mm 计算，缩回侧有效面积比伸出侧低 6.25%。若伸出夹紧时回气表压为 0.05 MPa，在 0.625 MPa 进气腔压下，还需扣除 942.478 N 理论力，即当前理论推力的 7.50%。实际所用夹紧方向和排气背压应先核实，再比较缸径。

提升惯性与不利倾角不是同一个折减项。kd 从 1 增至 1.25 时 Sf 降为原值的 80%，从 1 增至 1.5 时降为 66.7%。在 γ=10°下 tanγ=0.1763；即使 μ=0.20，式 (11)分子仅为 0.0237，计入摩擦水平分量的分母后，净竖向系数约为 0.0229。γ 达到 arctan(0.20)=11.310°时，本地模型的净向上承载降至零。低摩擦工况尤其需要排查桶身锥度、变形后倾斜或夹板边缘接触。

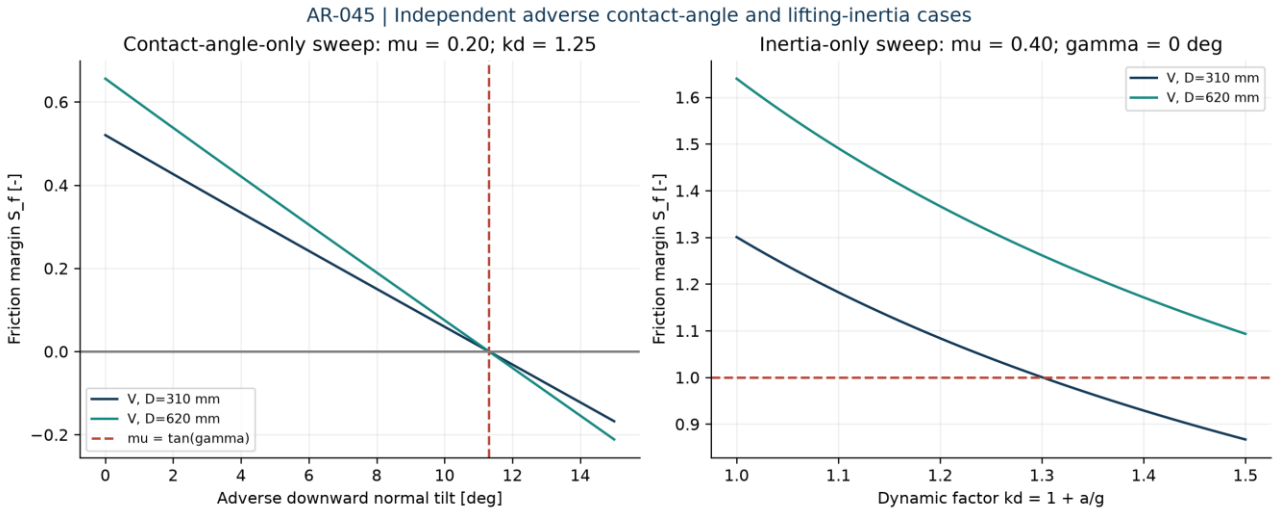


图 5 不利竖向法向倾角与提升惯性的独立影响

压力选择必须同时满足最小保持力与最大桶壁受压。以假设允许峰值压强 0.8 MPa、基准有效面积和 μ=0.40 比较，310 mm V 形达到 Sf=1.5 需要约 0.901 MPa，而压强上限只允许约 0.506 MPa；620 mm V 形的对应值约为 0.715 和 0.401 MPa。两端均无共同区间。此处 0.8 MPa 是研究阈值，不是桶壁试验结果；结果说明需同步改变接触面积、载荷路径或结构，而非单独升压。

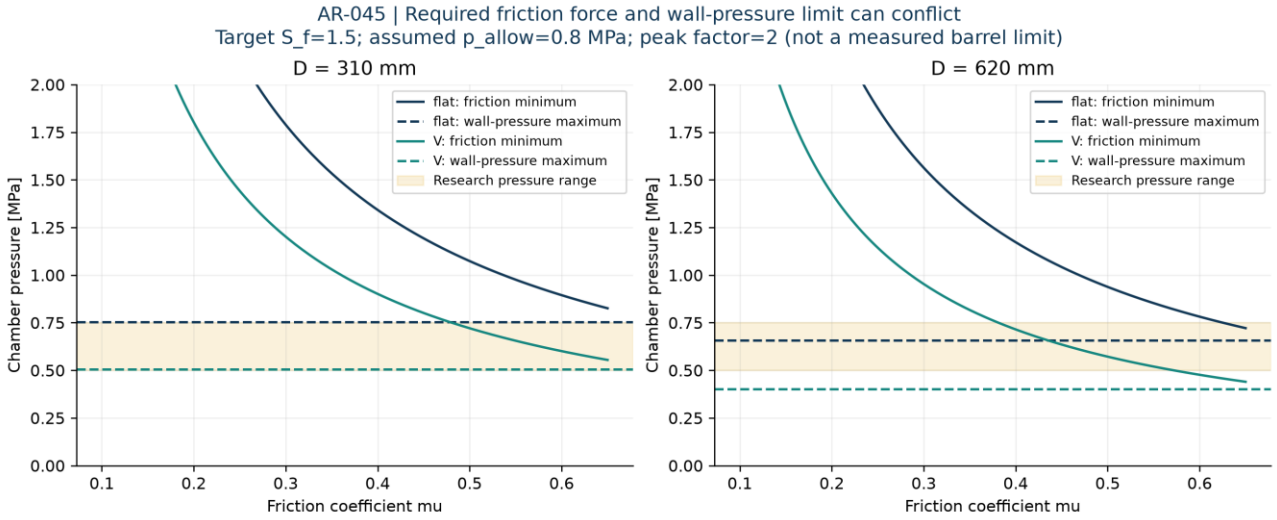


图 6 摩擦最小腔压与桶壁受压最大腔压的共同可行窗口

在局部条带筛查中，允许应力 80 MPa、壁厚 2 mm 和无支撑跨距 25 mm 给出 0.683 MPa 的弯曲压力尺度；将跨距增至 50 mm，结果降为 0.171 MPa。壁厚和跨距都以平方进入结果。真实桶体的环向曲率、筋环、桶底、内装物与夹持高度可能显著改变这一尺度，因而该算例只说明识别几何支撑条件的必要性。不得将钢桶、塑料桶、纸桶的允许值互相替代。

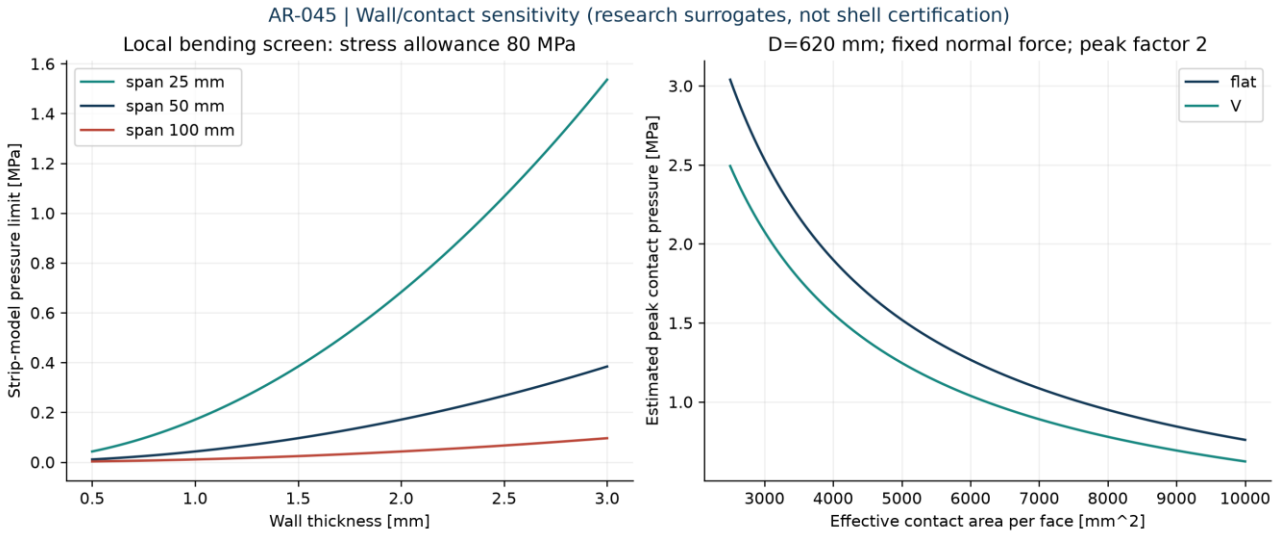


图 7 桶壁局部弯曲筛查与有效接触面积敏感性

几何扫描中，两种接触模式的气缸安装距合计覆盖 304.792—404.660 mm，差值 99.868 mm；落在假设的 290—440 mm 范围内，最小行程余量 14.792 mm。摆角覆盖−5.510°至 37.770°，最小角度限位余量 4.490°；V 形最大切点沿面距离 310 mm，小于 350 mm 有效面长。上述检查说明理想机构的解存在，不能替代缸体包装、杆端耳环、夹爪实体和桶肩的全行程碰撞检查。实际缸体是否能在所假设安装长度内实现所需行程，仍须按制造商尺寸图核验。

卡死判据包含三类：接触解不存在或切点落到面外；气缸到行程端或机械限位后仍继续加压；传动雅可比降至零而失去可控运动。虽然式 (6)中的 cosθ 约去后似乎在 θ=90°仍有有限比值，hc 和 hN 同时趋零时原力矩方程已退化，不能把极限比值当作正常工作能力。原焊接折线夹板还可能在接触段切换处产生边缘压入或几何互锁，需要真实三维几何与顺应性验证。

表 8 失效模式、判据与验证对象

模式	模型边界	实际验证重点	可采用的设计方向
竖向滑移	Sf<1 或 μ≤tanγ；研究目标 Sf<1.5	最低腔压、实际污染/温度、起滑力、加速度	提高经验证的有效法向力；增大有效面积；增加正向支承
桶壁损伤	χNi/Aeff 超过允许值；局部壳失稳	压力膜、永久凹陷、圆度、裂纹/泄漏、蠕变	优化衬垫顺应性与接触区域；避开弱壁
机构卡死	行程/角度越限；雅可比退化；接触段跳变	真实限位、杆端偏载、全行程碰撞与夹板边缘	保留双向运动余量；建立实际接触集合
一侧失压或偏心	对称受力假设破坏；接触可能丢失	左右独立腔压、法向力、桶心偏移	逐侧监测与机械保持；不按总压力推断两侧均有效
托底脱出/倾覆	|e|≥s 或啮合量不足	桶底进入空间、托底保持锁止、侧向扰动	贴底承载及机械啮合保持；核对完整承载路径
托底局部断裂	任一托指/连接/桶底容量不足	偏心反力、焊缝/紧固件和桶底强度	按最弱环节定义 Cb；不可只验证托指板厚
有间隙的托底接坠	本准静态支承模型失效	跌落间隙、吸能行程、峰值冲击、桶底损伤	另立能量/冲击验证；不套用 3800 N 静态需求

表 9 三种保持方案的选型比较

方式	等效力及评价量	适用优点	必须闭合的限制
自调平平面接触	每侧法向 Q；NΣ=2Q；Sf=μNΣ/Wd	力定义简单，易用大面积软垫分压	低 μ 时夹紧需求高；圆柱线接触的真实面积要测量
理想 90° V 形接触	每面 Q/(2cos45°)；NΣ=2Q/cos45°；按新几何求 Q	对中与多点接触，可提高法向标量和	两面必须真实接触；窄面压力升高；占用空间和摆角变化
机械托底+侧向定位	R1+R2=Wd；按 Cb/Wd 和啮合量评价；摩擦安全系数不适用	可把主要竖直负载交给形状约束	桶底和连接强度、偏心、贴底状态、失气啮合保持均需验证

注：托底模式的侧夹仍有法向力，但不是主竖向承载能力的定义。原方案未标明托底配置，本表将其作为独立比较结构。

原方案列有回路保压、储气罐备用气源、关节断气刹车和防误释放。[1] 关节制动限制回转，储气罐延缓供气衰减，夹紧腔保压维持法向力，它们作用不同。配置存在不能推导出任何特定保压时长，也不能由关节刹车证明圆桶不会从夹板中滑出。托底是否在零气压下仍保持啮合，需要另有几何锁止或独立机械保持的证据。

06 结论与验证方法

- 双缸力必须逐侧经铰点力矩换算。基准参数化平面模型的总法向力为 6.638—7.597 kN，理想 V 形为 9.884—12.463 kN；气缸输出、每侧水平合力和总法向力不能混用。
- 在 310 kg、0.25g、μ=0.40、0.625 MPa 假设工况下，平面 Sf=0.699—0.800，V 形 Sf=1.040—1.312。两者均没有在四档桶径下达到本研究 1.5 的统一比较目标；这不是对原设备的验收判断。
- 在所选涂油窗口和±20%压力范围中，即使理想 V 形的最高 Sf 也小于 1；低温涂层窗口不支持统一 1.5 裕度。各表面条件必须以原件摩擦试验取代当前假设。
- V 形接触提高法向标量和，同时提高局部受压。必须以摩擦下限和桶壁受压上限的交集选压力；单独升压可能使两项要求更难兼容。
- 机械托底采用支承反力、偏心、局部强度与啮合量评价，不套用纯摩擦安全系数。假设双托指的弯曲裕度 1.263 仅覆盖托指板本身，未形成完整机械防坠证明。
- 连续几何与独立力矩/虚功复算验证了本参数化模型的自洽性；图纸尺寸、真实接触与设备级试验仍是将研究转化为具体产品评价的必要条件。

本篇实际完成的是来源文本与夹爪拓扑核对、解析推导、脚本扫描以及代表工况独立复算。验证程序不用主模型函数重新计算基准几何、力矩和接触平衡，并检查单位换算、左右计数、压力线性、直径连续性和托底偏心平衡。图表由结果数据生成。没有执行实物拉脱、桶壁压溃、失气或耐久试验，不将以下验证计划表述为已通过。

1. 制造输入确认：记录左右气缸完整型号、缸径/杆径、有效行程和实际夹紧方向；测量固定铰点、杆端销和夹板曲面/折线，建立每一档桶径的接触集合。分开登记工件实测质量、夹具质量和上游设备质量。
2. 传力链测量：在无人员进入负载下方的受控台架上，逐侧测两腔压力、气缸轴向力、各接触面法向力、摆角和杆行程；至少覆盖 310、620 mm 端点、400/500 mm 研究档及真实规格清单。保持同一坐标基准，比较实测 Fc、Q、Ni 与模型，不以入口压力替代腔压。
3. 摩擦与滑移试验：使用实际桶材、涂层和衬垫，分别建立干燥、规定油量及最低实际使用温度条件；记录表面处理、温度、油膜量、法向压力、保持时间和试样批次。对竖向受控加载记录起滑力、位移及对应 Ni，按实际几何求有效 μ。研究计划可先每工况不少于 5 次，并使用经评审的下限值和测量不确定度；5 次不是统计认证充分性的声明。
4. 动态保持验证：采用实测工件质量与重心，在有独立防坠保护的台架中施加项目规定的加速度与停机减速，比较最大载荷与最小同期腔压。验证左右不同步、一侧泄漏、供气中断和恢复时的接触保持；观察失压后是否先发生桶体变形或微滑移。
5. 桶壁受压验证：用压力膜或阵列测得实际面积和峰值分布，同时记录桶身变形、永久凹陷、密封/泄漏和保持时间影响。对钢桶、塑料桶、纸桶及不同加强筋分别建立允许载荷；以其真实支撑条件开展壳体分析或压夹试验，替代条带筛查和 χ=2 假设。
6. 卡死与托底验证：覆盖开爪端、闭爪端、接触段切换点及中间全行程，测杆端偏载并核对实体干涉。托底先证明贴底、最小啮合和被动保持，再分别验证最不利偏心下托指、连接与桶底；有落差的接坠另设冲击/能量验证。
7. 判定与追溯：以确认后的工况、材料、实测压力和风险目标冻结输入；将试验、模型修正和对应文件版本绑定。只对已覆盖的桶型、状态和动作发布能力结论，不把 310—620 mm 几何范围直接扩展为所有桶材的额定能力。

> **仍需实物证据的内容** 本研究未获得实际缸径/行程、制造铰点、接触面材料参数、桶壁允许压强和零气压保持能力。原方案的效果图只支持结构研究入口；当前数值用于机构比较和试验设计，不能用于签发该设备的承载证明。

参考文献

[1] 匿名圆桶抱夹项目技术方案. 2026 年 10 月，13 页. 第 3、7—9、11 页及图 3-5 至 3-7. 设计资料与效果图；原件及哈希保存在受控研究证据包中，未作为实物试验报告。（访问日期：2026-10-25）

[2] SMC Corporation. Air Cylinders Model Selection / Technical Data 1: Bore Size Selection. Best Pneumatics, 印刷页 1820（PDF 第 26 页），理论输出表见印刷页 1825（PDF 第 31 页）. 官方 PDF 封面未显示出版年；本篇引用理论输出、推/拉有效面积与选型限制，未采用其负载率作为效率实测值。 https://ca01.smcworld.com/catalog/BEST-Guide-en/pdf/2-m27-49_en.pdf（访问日期：2026-10-25）

[3] IPR Intelligente Peripherien für Roboter GmbH. Gripping force calculation for parallel grippers. 官方工程说明，网页未标日期. 定义总夹持力，并区分摩擦保持与形状约束。 https://en.iprworldwide.com/calculation-of-gripping-force/（访问日期：2026-10-25）

[4] J. Schmalz GmbH. Theoretical Holding Force of a Suction Cup. 官方工程说明，网页未标日期. 本篇仅借鉴摩擦系数需要原件试验及污染敏感性；不将真空吸盘数值直接认定为抱夹衬垫性能。 https://www.schmalz.com/en/support/know-

how/vacuum-knowledge/the-vacuum-system-and-its-components/system-design-calculation-example/theoretical-holding-force-of-a-suction-cup（访问日期：2026-10-25）

[5] ISO. ISO 4414:2010, Pneumatic fluid power — General rules and safety requirements for systems and their components. Edition 3, 2010-11. 本次核验官方目录的版本和适用范围，未进行付费全文逐条符合性审查。https://www.iso.org/standard/44790.html（访问日期：2026-10-25）

[6] ISO. ISO 12100:2010, Safety of machinery — General principles for design — Risk assessment and risk reduction. Edition 1, 2010-11. 本次核验官方目录的版本和范围；引用已发布版本，不将草案作为发布标准。https://www.iso.org/standard/51528.html（访问日期：2026-10-25）

[7] Fortunato G., Ciaravola V., Furno A., Scaraggi M., Lorenz B., Persson B. N. J. On the dependency of rubber friction on the normal force or load: theory and experiment. arXiv:1512.01359v1, 2015. DOI:10.48550/arXiv.1512.01359. 本篇仅引用其压力、温度与滑动历史相关性的研究结论，未移用道路橡胶的试验系数。 https://arxiv.org/abs/1512.01359（访问日期：2026-10-25）

附录 A 各档坐标与复现方法

以下坐标全部为本文假设，单位 mm；右夹爪固定铰 O=(400,0)、气缸尾铰 A=(600,0)，左夹爪镜像。表中 P 为平面切点或 V 形顶点，V 形真实接触点另列 K±，避免把顶点误作桶壁接触点。

表 10 计算坐标（mm）

桶径/模式	B	P	桶心 C	接触点 K
310 / 平面	(246.88,197.62)	(155.00,316.19)	(0.00,316.19)	(155.00,316.19)
310 / V 形	(287.00,223.01)	(219.20,356.81)	(0.00,356.81)	(109.60,247.21)；(109.60,466.41)
400 / 平面	(275.00,216.51)	(200.00,346.41)	(0.00,346.41)	(200.00,346.41)
400 / V 形	(326.78,239.04)	(282.84,382.46)	(0.00,382.46)	(141.42,241.04)；(141.42,523.88)
500 / 平面	(306.25,231.76)	(250.00,370.81)	(0.00,370.81)	(250.00,370.81)
500 / V 形	(370.97,248.31)	(353.55,397.29)	(0.00,397.29)	(176.78,220.52)；(176.78,574.07)
620 / 平面	(343.75,243.59)	(310.00,389.74)	(0.00,389.74)	(310.00,389.74)
620 / V 形	(424.00,248.84)	(438.41,398.15)	(0.00,398.15)	(219.20,178.95)；(219.20,617.36)

计算源文件依次为 prepare_inputs.py、model.py、calculate.py、plots.py、build_report.py 及 validate.py。输入和结果采用 JSON/CSV，图表同时提供 PNG 与 SVG；公式在结构化正文中保留 LaTeX 源。标准重算顺序、Python 依赖和核验命令见研究包 BUILD.md。公开图示均为本研究绘制，不包含客户标识或内部路径。

符号单位：D、Dc、dr、L、a、b、ℓ、hc、hN、s、e 和厚度用 mm；p 用 MPa=N/mm²；力用 N；力矩在机构平面采用 N·mm，需要 N·m 时除以 1000；质量用 kg；加速度用 m/s²；计算三角函数采用弧度，输入输出角度用度。

附录 B 证据与验证范围

原始方案为 13 页 PDF，本次全文提取并核对额定负载定义、双缸数量、压力范围及端点夹爪图；未从图像量取制造尺寸。原文件哈希与来源索引相符。来源及内部路径独立存储在证据包，未写入公开正文。

一手资料核验包括 SMC 气缸选型资料、IPR 夹持力定义、Schmalz 摩擦验证说明、ISO 官方标准目录和作者提交的摩擦研究。标准仅核验版本和适用范围；正文公式是基本力学推导与本研究定义，没有声称来自未取得的标准条款。

实际执行记录和独立复算数值保存在 validation.json。计算检查能发现单位、重复计数和解析实现错误，但不能发现未建模的桶壁缺陷、衬垫老化或机械间隙。完整性能判断需结合第 6 章实物验证。

AUREK
安睿克智能科技

关于本报告

ABOUT THIS REPORT

本报告属于安睿克技术研究报告系列。报告中的研究对象、输入、模型与结论以正文及其引用依据为准。适用于具体工程项目时，应结合实际工况、设计条件与验证记录进行评价。

发布单位

江苏安睿克智能科技有限公司

资料中心

www.aurek.cn/resources

AUREK-RC-AR-045