

连栋塑料温室气动四连杆天窗机构优化设计与选配

刘淑珍¹, 苗香雯¹, 崔绍荣¹, 张玉宝²

(1. 浙江大学农业生物环境工程研究所, 杭州 310029; 2. 浙江轻纺职业技术学院, 宁波 315211)

摘要: 在塑料温室气动四连杆天窗机构的静力学分析基础上, 考虑强度条件、安装裕量、边界约束等约束条件, 以气缸输出推力最小为目标构建优化模型, 得到的优化结果采用标准气缸, 选配机构满足稳定性要求。通过改变载荷参数和结构参数, 优化模型也可用于其它塑料温室的气动四连杆天窗机构设计。运行试验表明: 与原有的齿轮齿条开窗机构相比, 选配的气动四连杆天窗机构天窗开度增加 20°, 开窗高度增加 28%, 开到最大角度只需 9.3 到 11.7 s。

关键词: 连栋塑料温室; 开窗机构; 气动四连杆机构; 优化设计

中图分类号: S625.3; TH112.1

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2004)05-0258-04

0 引言

连杆机构可以承受很高的载荷, 能保证运动传递的强制性, 被广泛应用于农业技术、仪器制造和机械制造等领域^[1]。与气动技术相结合的气动连杆机构成本低, 坚实耐用, 在高温、潮湿、污染严重的恶劣环境中优势明显, 而且易于实现遥控、自动化或半自动化等优点, 已广泛运用到矿山、冶金、建筑、交通运输、轻工、国防等部门中^[2]。

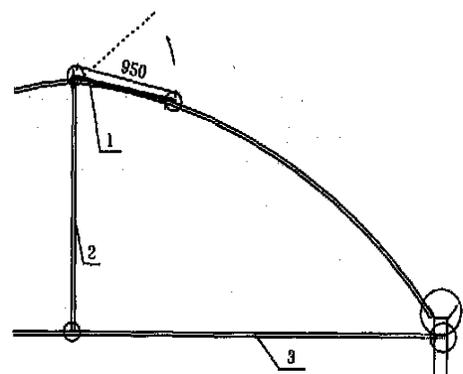
现有的温室天窗开启机构采用电机加齿轮拉杆或齿条等复杂的机械方式, 开启高度受限, 响应慢, 不能准确地随室内环境的改变而自动调节。在我国东南沿海等地区, 夏季高温高湿, 齿条等构件多次磨损易生锈腐蚀, 影响工作性能, 使用寿命短。在华东型连栋塑料温室智能控制机械系统的初步设计中, 发现气动天窗开启系统不仅可提高开窗高度, 增大通风面积, 而且响应速度快, 定位精确, 能够胜任温室环境的特殊要求, 可产生显著的经济效益和社会效益, 具有较好的推广价值和应用前景, 为中国温室结构及设备的现代化、国产化和低成本化提供了一个新的途径^[3,4]。但在机构设计过程中, 尚未涉及开窗结构的强度条件, 稳定性和安装裕量等内容, 没有解决该系统气缸的选配问题。

本文结合上述问题, 对气动四连杆天窗机构进行了优化设计, 并根据优化各种选配四连杆天窗机构在华东型连栋塑料温室上安装运行。

1 气动四连杆天窗机构优化设计与选配

气动开窗机构的设计原则是结构简单、安装方便。根据连栋塑料温室天窗结构及其开闭原理, 温室气动开窗机构可采用气动连杆机构中最简单、最基本的四连杆机构型式。设计中气缸的安装位置尽量选择立柱或竖向撑杆上。华东型连栋塑料温室天窗结构如图 1 所示, 这种温室的气动天窗开启机构安装在主拱旁边的竖向撑杆上。在满足性能要求和结构紧凑的前提下, 以气缸

输出力最小为目标进行优化设计。



1. 天窗窗杆 2. 主拱旁边的竖向撑杆 3. 横向拉杆
(1 采用钢管 $\Phi 32 \times 1.5$ mm; 2, 3 采用钢管 $\Phi 32 \times 2$ mm)

图 1 华东型连栋塑料温室天窗结构简图

Fig 1 Structure diagram of roof window of East China Type M multi-span Plastic Greenhouse

1.1 天窗机构静力学模型

本结构的杆件模型, 有关参数含义以及受力情况如图 2 所示。

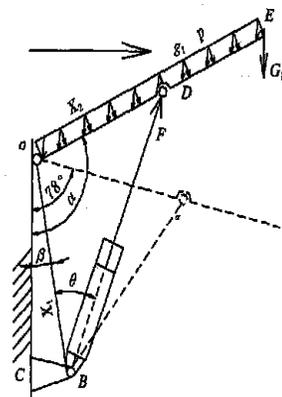


图 2 气动四连杆天窗结构简图

Fig 2 Diagram of pneumatic four-bar linkage mechanism of roof window

收稿日期: 2001-01-15 修订日期: 2004-06-10

基金项目: 国家自然科学基金项目 (50175101) 资助

作者简介: 刘淑珍 (1975-), 女, 山西交口人, 杭州市凯旋路 268 号

浙江大学农业生物环境工程研究所, 310029. Email: shuzhen1@163.com

com

1) 风载荷计算

$$P = pA \tag{1}$$

式中 P —— 天窗风载荷, N; A —— 天窗面积, m^2 , 根据温室设计图纸计算得 $A = 22.8 m^2$; p —— 作用在天窗上的静风压, N/m^2 .

$$p = q_z(GC_p) - q_z(GC_{pi}) \tag{2}$$

式中 q_z —— 高度 z 处动压值, N/m^2 ; G —— 阵风作用因子, 根据美国温室标准暴露分类选 C 类, 天窗最大开启高度为 5.95 m, 查表并用线性插值计算得 $G = 1.2906$; C_p, C_{pi} —— 外压、内压系数, 按风载最大即正风向时天窗开到极限位置时计算, 根据温室结构尺寸并借鉴美国温室风载设计计算方法^[5], 当 $\alpha = 180^\circ$ 时, $C_p = 0.8, C_{pi} = -0.7$.

$$q_z = 0.61K_z(V)^2 \tag{3}$$

式中 K_z —— 高度 z 处速度暴露系数, 根据美国温室设计标准天窗开启高度 $5 m < Z < 5.95 m$, 查表用 Matlab 线性插值得 $K_z = 0.888$; I —— 重要性系数, 因浙江属沿海台风多发地区, 取 $I = 1$; V —— 基本风速, 根据温室管理者经验, 当风速达到 5 级以上, 一般不打开天窗, 设计中取 $v = 8 m/s$ (相当于 5 级风).

2) 天窗结构质量荷载

天窗均布质量荷载包括均匀分布的窗杆、加强结构以及塑料薄膜质量, 根据温室设计计算得均布荷载 $G_1 = 288.8 N$, 其分布密度 $g_1 = 12.67 N/m^2$. 集中质量荷载包括窗沿钢管、窗杆顶部焊接板和弹簧夹板, 计算得 $G_2 = 382.09 N$.

3) 力学模型

如果假设天窗运动速度很小, 可视为匀速运动. 那么以整个天窗为分离体, 根据力矩平衡原理, 作用于天窗的力与对过点 O 的转轴的合力矩为零, 即

$$F \cdot x_1 \sin \theta - \frac{1}{2} l \cdot P - \frac{1}{2} l \cdot G_1 \sin \alpha - G_2 \cdot l \cdot \sin \alpha = 0 \tag{4}$$

式中 F —— 气缸对天窗的作用力, N; l —— 窗杆长度, m; $\sin \theta = x_2 \sin(\alpha - \beta) / BD$; $BD = \sqrt{x_1^2 + x_2^2 - 2x_1x_2 \cos(\alpha - \beta)}$

1.2 设计变量和目标函数

1) 目标函数

参照美国温室制造业温室设计标准^[1], 分析温室天窗开启和关闭过程中的受力情况, 结果表明: 天窗开启时, 随着开启角度的增大, 风载荷不断增加, 而气缸输出力的力臂逐渐减小, 因此, 在整个开启过程中, 气缸承受的负载不断增加, 到最大角时气缸输出力达到最大值. 天窗关闭时, 随着开启角度的减小, 气缸输出力的力臂逐渐增大, 而作用在天窗上的风载荷逐渐减小, 当气缸处于关闭状态时, 气缸承受的压力最小. 因此在气动天窗四连杆机构设计时, 气缸额定输出推力至少应该等于天窗开到最大角度位置时, 气缸的输出推力. 优化设计在保证结构紧凑的条件下, 以天窗开到最大角度位置时, 气缸输出推力最小为目标, 即

$$\min F = \left[\frac{1}{2} Pl + \left(\frac{1}{2} G_1 + G_2 \right) \times l \times \sin \alpha \right] \times \sqrt{x_1^2 + x_2^2 - 2x_1x_2 \cos(\alpha - \beta)} \div [x_1x_2 \sin(\alpha - \beta)] \tag{5}$$

2) 设计变量

设计变量包括: 气缸在温室主拱旁边竖向撑杆上的铰接位置 (即 x_1 的长度和角 β)、气缸在天窗窗杆上的铰接位置 (即 x_2 长度)、天窗开启最大角度 α , 度 (图 2); 气缸行程 s , mm; 推起天窗的气缸个数, n .

1.3 约束条件

1) 伸缩气缸极限长度约束

采用气缸驱动时, 考虑制造、装配、维修时可能出现的误差, 并避免活塞撞击端盖而损伤气缸, 设计时, 气缸缩回时的真实极限最小长度要比理论极限最小长度大一些; 气缸伸出时的真实极限最大长度要比理论最大极限长度小一些, 一般按机构所需行程多加 10~20 mm 的行程裕量^[6]. 在气动天窗四连杆机构设计中, 考虑安装调整的便利性和运动安全, 气缸缩回时的最短长度 L_1 与气缸伸出时的最大长度 L_2 分别满足:

$$L_1 = \sqrt{x_1^2 + x_2^2 - 2x_1x_2 \cos(78^\circ - \beta)} > a + s$$

$$L_2 = \sqrt{x_1^2 + x_2^2 - 2x_1x_2 \cos(\alpha - \beta)} < a + 2s$$

式中 L_1 —— 气缸缩回时的最短长度 (即天窗处于关闭状态时 BD 的长度), mm; L_2 —— 气缸伸出时的最大长度 (天窗开到最大位置时 BD 的长度), mm; s —— 气缸的理论工作行程, mm; a —— 气缸安装结构附加尺寸, mm. 因此, 气缸的实际工作行程要比理论工作行程小一些.

2) 边界约束

根据天窗机构实际尺寸, 设计变量 x_1 和 x_2 的取值范围为:

$$0.5 < x_1 < 1.5 (m); 0.45 < x_2 < 0.9 (m)$$

根据开窗高度要求, $2.422 < \alpha < 3.14$ (弧度).

为保证系统运动平稳, 不晃动, 气缸对竖向撑杆的力矩应尽可能小. 即气缸和竖向撑杆的铰接点到竖向撑杆的水平距离应尽可能小 (以满足安装要求为宜), 因此设计变量 β 应该满足: $0 < \beta < 0.2525$ (弧度).

3) 窗杆强度约束

华东型连栋塑料温室已经形成标准化生产, 得到了大面积推广, 因此设计开窗系统时必须考虑原有构件的强度. 本开窗系统与气缸铰接的窗杆截面尺寸为 $\varnothing 32 \times 1.5 mm$, 材料为 Q235, 拉 (压)、弯曲许用应力 $[\sigma] = 170 MPa$ ^[7]. 优化设计中, 以窗杆最大工作应力小于许用应力为约束条件.

设由 n 个均匀分布 (确保各气缸受力情况相同) 气缸推动天窗, 则与气缸铰接窗杆的受力情况相似. 以靠近天窗纵向边缘的与气缸铰接天窗窗杆为分离体, 对窗杆进行强度分析, 窗杆受力属弯拉 (压) 组合问题. 以 O 为原点, OE 为 x 轴, 分析可知窗杆在铰接点 D 处的总弯矩最大 (图 2), 即

$$M_{max} = \frac{1}{n} [G_2 \cdot (0.95 - x_2) \sin\alpha + \frac{1}{2} g_1 \times 2.4 \times [G_2(0.95 - x_2) \sin\alpha + \frac{1}{2} \times g_1 \times 2.4 \times (0.95 - x_2)^2 \sin\alpha + \frac{1}{2} \times p_1 \times 2.4 \times (0.95 - x_2)^2] + (G_1 + G_2) \cos(\alpha - \frac{\pi}{2}) / S \quad 170 \times 10^6 \times n \times W$$

则窗杆强度条件为:

$$\frac{M_{max}}{W} + \frac{F_N}{S} \quad [\sigma] = 170 \text{ MPa}$$

式中 M_{max} ——窗杆最大总弯矩, $N \cdot m$; W ——窗杆截面模量, m^3 ; F_N ——轴向力, N (OD 和 DE 段间的轴力不等, 这里取两段内轴力之和); S ——窗杆横截面积, m^2 。即

1.4 优化结果

目标函数和约束条件都是优化变量的非线性函数, 最优化问题属于非线性规划问题, 考虑到确保气缸同步运动和各个气缸受力情况相同, 设计中取 $n = 2$ 。采用 Matlab 编程进行优化, 优化计算结果如表 1。

表 1 优化计算结果

Table 1 Optimization results

组数	x_1/mm	x_2/mm	$\alpha/度$	$\beta/度$	S/mm	a/mm	L_1/mm	L_2/mm	n	F/N
1	900	750	148	13	650	240	895	1530	2	3167.7
2	850	750	140	14	600	240	851	1425	2	2897.0

1.5 气缸选型

由于 $n = 2$, 则每个气缸承受的最大载荷即气缸所需最大输出推力 $f_{推} = F/2$ 。根据双作用气缸输出推力计算公式^[10], 可得得活塞直径:

$$D = \sqrt{\frac{4f_{推}}{\pi \cdot p_{工作} \cdot \eta}} \times 10^{-6}$$

式中 $p_{工作}$ ——气缸工作压力, 取 $p_{工作} = 0.6 \text{ MPa}$; η ——气缸工作效率, 取 0.8。其结构均可采用活塞直径为 63 mm 的气缸, 活塞杆直径为 40.5 mm, 材料为低碳钢。

1.6 结构稳定性校核

当天窗开到最大位置时, 各构件的受力情况最不利。因此, 只校核天窗开到最大位置时, 各构件的稳定性。稳定条件为:

$$p_{实际} \leq \frac{p_c}{k}$$

式中 $p_{实际}$ ——实际压力载荷, N ; k ——稳定安全系数 (取 $k = 4$)。

据杆件弹性稳定的临界载荷计算公式^[7], 杆件的临界压力:

$$p_c = \frac{\pi^2 EI}{(\mu L)^2}$$

式中 p_c ——临界压力载荷, N ; E ——弹性模量, N/mm^2 ; I ——惯性矩, mm^4 ; L ——杆件长度, m ; μ ——杆件约束条件系数。对第一组优化结果进行校核, 结果如表 2。用同样的方法可以验证第二组优化结果也能满足系统稳定性要求。

表 2 结构稳定性校核计算结果

Table 2 Structure stability verifying results

杆件	项 目						
	弹性模量 $E/N \cdot mm^{-2}$	惯性矩 I/mm^4	μ	长度 L/m	临界压力载荷 p_c/N	实际压力载荷 $p_{实际}/N$	校核结果
天窗窗杆 DE	206000	16744.8	1	0.2	850249.7	568.95	稳定
竖向撑杆 OC	206000	21289.2	0.5	0.877	224877.8	2627.66	稳定
气缸活塞杆	196000	131998.7	0.7	0.85	720528	3167.7	稳定

2 运行试验

气动四联杆天窗机构的选配按照表 1 提供的第一组优化结果进行, 气缸选用杭州东方液压气动成套有限公司生产的 QGB-63×650 缓冲型普通气缸, 并于 2003 年 11 月在浙江大学农业生物环境工程研究所校内实验基地的华东型连栋塑料温室安装运行。运行试验表明: 与原有的齿轮齿条机构相比, 天窗开度由原先的 50° 增加到 70°; 开窗高度增加了 28.2%。因为自然通风对降温除湿的影响, 随着开窗高度和室外风速的增大而

增强, 开窗高度越大, 达到平衡状态时, 温室内空气湿度的降低幅度越大^[12]。所以, 新的天窗开启机构增大了通风面积, 提高温室降温除湿能力。使用齿轮齿条开到最大角度需要 2 分 45 秒到 3 分 15 秒; 用气动四联杆机构开到最大角度, 只需 9.3 到 11.7 s。

3 结 论

本文在华东型连栋塑料温室气动四联杆天窗机构的静力学分析基础上, 考虑温室天窗开启机构的强度条件、安装裕量、边界限制等约束条件, 构建了以气缸输出推力最小为目标的优化模型, 得到的两组优化结果均能

满足稳定性要求。通过改变载荷参数和结构参数, 优化模型也可用于其它塑料温室的气动天窗四连杆机构设计。根据优化结果选配的气动四连杆天窗机构已在华东型连栋塑料温室中安装运行, 与原有的齿轮齿条机构相比, 天窗开度增加 20°; 开窗高度增加 28.2%; 开到最大角度只需 9.3 到 11.7 s。

[参 考 文 献]

- [1] J. 伏尔默等著, 石则昌等译. 连杆机构[M]. 北京: 机械工业出版社, 1989, 1- 10
- [2] 李学荣. 气液动连杆机构设计(四连杆机构综合概论第三册)[M]. 北京: 机械工业出版社, 1983, 1- 3
- [3] 司慧萍, 苗香雯, 崔绍荣. 连栋塑料温室气动天窗系统设计[J]. 农业工程学报, 2003, 19(4): 234- 237.
- [4] 司慧萍, 苗香雯, 崔绍荣, 等. 现代玻璃温室智能气动开窗系统设计与研究[J]. 农机化研究, 2004, (1): 125- 130
- [5] 司慧萍. 自然通风动态温度调控的智能开窗系统[D]. 浙江大学博士论文, 2003
- [6] 周士吉. 液压气动系统设计运行禁忌[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002
- [7] 单辉祖. 材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1999
- [8] 史 岩, 李汝莘, 宋洪波, 等. 铁牛 55 型拖拉机悬挂机构的优化设计[J]. 农业机械学报, 1999, 30(5): 18- 22
- [9] 飞思科技产品研发中心. Matlab 6.5 辅助优化计算与设计[M]. 北京: 电子工业出版社, 2003
- [10] 吴振顺. 气压传动与控制[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1995
- [11] 田福祥. 自卸汽车单缸四连杆举升机构优化设计[J]. 工程机械, 1998(3): 16- 18
- [12] Meir Teitel, Josef Tanny. Natural ventilation of greenhouse: experiments and model[J]. Agricultural and Forest Meteorology, 1996(1999): 59- 70

Optimum design and selection for pneumatic four-bar linkage mechanism of roof-window for multi-span plastic greenhouse

Liu Shuzhen¹, Miao Xiangwen¹, Cui Shaorong¹, Zhang Yubao²

(1. Institute of Agricultural Bio-Environmental Engineering, Zhejiang University,

Hangzhou 310029, China; 2. Zhejiang Spinning Occupation College, Ningbo 315211, China)

Abstract Based on statics of four-bar linkage roof-window mechanism for multi-span plastic greenhouse, considering intensity requirement, installation error, boundary and other restrictions, optimizing model taking for minimal pneumatic cylinder output as object was developed and optimized results adopting standard pneumatic cylinder meet stability requirements. The optimum programme can be used to design pneumatic four-bar linkage roof-window mechanism of all kinds of multi-span plastic greenhouses by changing load and structure parameters. Running the new system indicates that the opening angle increases by 20° and its height increases by 28.2%, compared with traditional gear-rack operation system. It only takes 9.3 to 11.7 seconds to arrive at maximal angle.

Key words multi-span plastic greenhouse; roof-window operation mechanism; pneumatic four-bar linkage mechanism; optimum design