

7-30-2020

Pipeline Design and Simulation Optimization of Hydraulic Driving System for Rape Windrower

Caixia Shu

College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China;

Yan Lei

College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China;

Li Lei

College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China;

Cairui Han

College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China;

See next page for additional authors

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

Pipeline Design and Simulation Optimization of Hydraulic Driving System for Rape Windrower

Abstract

Abstract: Based on disadvantages with large pipeline size and tube loss about the existing hydraulic driving system of rape windrower, according to the pipelines of hydraulic drive system for rape windrower, the relationship between the tube loss and pipeline structure parameters was analyzed and determined. Combined with the effect of tube losses, minimum bend radius and cost, *the comprehensive scoring method was used to optimize the pipe diameter of the header, horizontal and vertical conveyor assembly operating branches. Consistency was determined between the simulation of the tube loss by FLUENT module of the ANSYS and the result obtained by fuzzy evaluation.* The method would provide better reference for the pipeline optimization of windrower hydraulic driving system.

Keywords

windrower, tube loss, optimizing the pipe diameter, hydraulic drive system, pipe diameter simulation analysis

Authors

Caixia Shu, Yan Lei, Li Lei, Cairui Han, Yajun Jiang, Youchun Ding, and Qingxi Liao

Recommended Citation

Shu Caixia, Yan Lei, Li Lei, Han Cairui, Jiang Yajun, Ding Youchun, Liao Qingxi. Pipeline Design and Simulation Optimization of Hydraulic Driving System for Rape Windrower[J]. Journal of System Simulation, 2015, 27(12): 3087-3095.

油菜割晒机液压驱动系统管道设计与仿真优化

舒彩霞, 严磊, 李磊, 韩彩锐, 蒋亚军, 丁幼春, 廖庆喜

(华中农业大学工学院, 武汉 430070)

摘要: 针对已有油菜割晒机液压驱动油路系统管道尺寸粗大与管程损失大的实际情况, 以割晒机液压驱动系统管道为研究对象, 分析确定了管程损失与管道结构参数的关系。综合考虑管径对管程损失、最小弯曲半径及成本的影响, 采用综合评分法对割台、横向输送总成和纵向输送总成 3 条主要运行支路管径进行优选, 并运用基于 ANSYS 的 Fluent 模拟仿真验证得出与模糊评判分析所得管程损失值的一致性。所采用的方法对于割晒机液压驱动系统管道设计具有重要参考价值。

关键词: 割晒机; 管程损失; 管径优选; 液压驱动系统; 管径仿真分析

中图分类号: S225.2+1 文献标识码: A 文章编号: 1004-731X (2015) 12-3087-09

Pipeline Design and Simulation Optimization of Hydraulic Driving System for Rape Windrower

Shu Caixia, Yan Lei, Li Lei, Han Cairui, Jiang Yajun, Ding Youchun, Liao Qingxi

(College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China)

Abstract: Based on disadvantages with large pipeline size and tube loss about the existing hydraulic driving system of rape windrower, according to the pipelines of hydraulic drive system for rape windrower, the relationship between the tube loss and pipeline structure parameters was analyzed and determined. Combined with the effect of tube losses, minimum bend radius and cost, the comprehensive scoring method was used to optimize the pipe diameter of the header, horizontal and vertical conveyor assembly operating branches. Consistency was determined between the simulation of the tube loss by FLUENT module of the ANSYS and the result obtained by fuzzy evaluation. The method would provide better reference for the pipeline optimization of windrower hydraulic driving system.

Keywords: windrower; tube loss; optimizing the pipe diameter; hydraulic drive system; pipe diameter simulation analysis

引言

目前, 国内研制的割晒机多为中小型前悬挂式结构, 割晒机液压驱动系统流量小、支路多, 原有管道尺寸较大, 不仅装置质量大, 同时也增加了安装与布置的难度。管道作为液压驱动系统的重要组成部分, 其设计合理与否影响系统的工作性能和可

靠性^[1]。通常管道参数的确定大多从推荐流速范围中选取某个流速来设计管径, 如管道参数设置不合理, 将导致能量损失、冲击及振动过大, 影响系统正常运行。而仅仅考虑减少能量损失, 又会增加设备的成本费用, 加大管道安装难度^[2]。因此, 本文在分析管程损失组成的基础上, 应用流体动力学 (CFD) 方法和 Fluent 流场仿真技术, 结合 4SY-1.8 型油菜割晒机液压驱动系统的具体运行条件, 综合考虑价格成本及安装布置等因素, 对割晒机液压驱动系统管道进行了改进设计。



收稿日期: 2014-10-10 修回日期: 2015-05-03;
基金项目: 武汉市高新技术产业科技创新团队项目 (2014070504020240); 湖北省高等学校优秀中青年科技创新团队计划项目 (T201316);
作者简介: 舒彩霞 (1969-), 女, 湖北鄂州, 硕士, 副教授, 研究方向为现代农业装备设计与测控。

<http://www.china-simulation.com>

• 3087 •

1 割晒机液压驱动系统的结构组成与功能

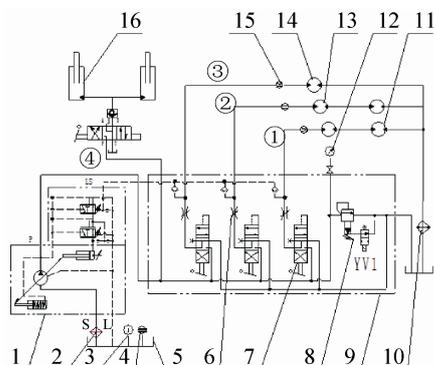
4SY-1.8 型油菜割晒机与东方红-400H 型拖拉机配套,其结构如图 1 所示。该机采用横向输送带总成与纵向输送总成组合输送,茎秆呈中间有序条铺,设计幅宽 1 800 mm,前进速度 0.6~0.9 m/s。割晒机主要运转部件拨禾轮、切割器、横向输送带总成和纵向输送总成等均由液压马达驱动。



1. 液压驱动系统 2. 东方红-400H 拖拉机 3. PVC 侧板 4. 切割器 5. 纵向输送总成 6. 横向输送带总成 7. 拨禾轮

图 1 4SY-1.8 型油菜割晒机

割晒机液压驱动系统原理图如图 2 所示。



1. 变量泵 2. 过滤器 3. 温度计 4. 液位计 5. 油箱 6. 节流阀 7. 换向阀 8. 溢流阀 9. 油路块 10. 冷却器 11. 立辊马达 12. 压力表 13. 输送带马达 14. 割台主马达 15. 测试点 16. 液压缸

图 2 割晒机液压驱动系统原理图

现有系统由 3 条并联支路组成,其中①支路为纵向输送总成支路,该支路中两个立辊马达反相串联,分别驱动构成纵向输送总成的左右两个立辊装置;②支路为横向输送带总成支路,该支路中两个输送带马达反相串联,分别驱动构成横向输送带总成的左右输送带装置;③支路为割台支路,支路中的割台主马达输出动力驱动切割器和拨禾轮。作业

时立辊马达、输送带马达和割台主马达同时动作,且均无反转要求,为减少油管数量,3 条支路回油经油路块集中后输送到冷却器。

系统的主要管道分布及油管的选用情况如表 1 所示。

表 1 割晒机液压驱动系统主要管道分布

液压管位置	管径 /mm	长度 /mm	管接头	
			弯头	直头
油泵至油路块	25	1 340	1	1
油路块至主马达	19	5 120	1	1
油路块至输送带马达	16	7 980	1	1
油路块至立辊马达	16	4 620	1	1

2 管程能量损失分析

在液压系统的无功能耗中,液阻所造成的压损占突出的比重^[3]。根据损失形成的机理不同,整个管道的能量损失等于各管段的沿程损失和局部损失的总和^[4-5]。

2.1 能量损失与流态的关系

由能量损失公式可知,确定管道参数设计后,管程损失大小决定于能量损失系数。不同流态时的管程损失遵循着不同的规律,损失系数增长情况也不同。

层流时,接有标准接头的橡胶软管的层流流动的沿程阻力系数取 $\lambda = \frac{80}{Re}$ ^[6]。紊流光滑区内,通过布拉修斯公式 ($Re < 10^5$) $\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$ 来计算沿程阻力系数。

将平均流速带入可得管道的沿程损失:

$$h_f = \begin{cases} \frac{2.67\nu l Q}{\pi g d^4} & Re \leq 2000 \\ \frac{43.757\nu^{0.25} l Q^{1.75}}{\pi^{1.75} g d^{4.75}} & 2000 < Re < 10^5 \end{cases} \quad (1)$$

局部弯管流体流动十分复杂,通过 Weisbach 的经验公式估计弯管的能量损失带入平均流速得:

$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g} = \left[0.131 + 0.159 \left(\frac{d}{\rho} \right)^{3.5} \right] \cdot \frac{\theta}{90} \cdot \frac{2.2 \times 10^3 Q^2}{\pi^2 g d^4} \quad (2)$$

式中: ρ 为局部弯管中线的曲率半径, mm; θ 为

流速方向变化的角度, °; Q 为流量, L/min; ζ 为局部阻力系数。

2.2 能量损失计算

由式(1)知, 管道长度 l 越长, 则沿程损失 h_f 越大。在确定系统中, 由于元件的安装位置已相对固定, 限制了连接管道的总长, 且沿程阻力系数 λ 很小, 管长增加造成的沿程损失非常有限。对于确定的系统而言, 管长并非影响能量损失的主要因素。

针对 4SY-1.8 型割晒机液压驱动系统, 当元件选型确定后, 执行元件的运转需求决定每条管道的

最大通流量; 系统工作时的油温及环境温度确定油液粘度的等级。因而, 由式(1)可知, 管径是决定管层损失的主要因素。

在液压驱动系统设计初期因负载情况不明, 割晒机运动部件工作参数匹配设计未定, 为保证割晒机可在油菜收获期内正常工作, 系统中的元件选型普遍偏大。现将表 1 中割晒机管道设计参数, 及割晒机田间试验时测得最大流量带入式(1)、(2), 计算得自系统设计管径开始管径逐渐减小的系统主要支路压油管道的损失计算值, 如表 2 所示。

表 2 主要运动部件支路压油管损失计算

d_1	$v/m \cdot s^{-1}$	h_f/m	$\Delta P/MPa$	d_2	$v/m \cdot s^{-1}$	h_f/m	$\Delta P/MPa$	d_3	$v/m \cdot s^{-1}$	h_f/m	$\Delta P/MPa$
18	2.75	8.33	0.07	16	1.57	12.21	0.10	16	0.41	1.85	0.02
16	3.48	13.35	0.11	14	2.06	20.83	0.18	14	0.54	3.16	0.03
14	4.55	22.77	0.19	12	2.80	38.58	0.33	12	0.74	5.86	0.05
12	6.19	42.18	0.36	10	4.03	80.01	0.68	10	1.06	12.15	0.10
10	8.91	87.46	0.75	8	6.30	195.33	1.67	8	1.66	29.66	0.25
8	13.93	289.71	2.48	6	11.20	617.33	5.28	6	2.95	93.73	0.80
6	24.76	1132.99	9.68	4	25.20	3947.83	33.74	4	6.63	474.49	4.05

注: 割台支路最大流量为 42 L/min, 压油管内径为 d_1 ; 横向输送总成支路最大流量为 19 L/min, 压油管内径为 d_2 ; 纵向输送总成支路最大流量为 5 L/min, 压油管内径为 d_3 。

由表 2 知, 各支路的管程损失均较小, 系统管径选择明显偏大。液压系统中, 管径一般根据推荐流速设计, 其系统使用性能与设计指标无大差别。其中, 压油管的推荐流速为 3~6 m/s, 但在部分工程实际应用中, 流速达 10 m/s 以上, 远高于推荐流速范围, 系统依然能正常运行。

3 理想管径分析与支路管径的优选

比较三条支路的压油管损失计算结果知, 同在推荐流速 3~6 m/s 范围内, 流量小时, 管道压力损失更大; 小流量管道的管径不宜太小, 流速不能过高, 否则压力损失将急剧增大以致系统无法正常工作, 必须保证流态在紊流光滑区范畴内。

管道能量损失、成本及安装难易对于系统管道设计的影响是模糊的, 为了综合考虑管道损失、成本、安装与结构布局等因素, 将定性的问题进行定量分析, 采用模糊综合评判的方法开展管道优化设计。

3.1 确定因素集 U 和评价集 V

管径评判的因素集: $U = \{u_1, u_2, u_3\}$ 。式中: u_1 为管道损失, u_2 为安装难度, u_3 为价格成本。

为了反映所选管径是否合理, 将评价标准划分为 5 个等级: $V = \{v_1, v_2, v_3, v_4, v_5\}$ 。

3.2 管径的模糊评价

以割晒机液压驱动系统割台支路的管道设计为例, 对该支路的不同管径进行模糊评判。

通过建立隶属度函数确定指标隶属度, 以获得评判向量, 隶属函数统一采用下式:

$$u_i(x_i) = \begin{cases} 1 & x_i \leq a_i \\ \frac{b_i - x_i}{b_i - a_i} & a_i < x_i < b_i \\ 0 & x_i \geq b_i \end{cases}$$

式中: $u_i(x_i)$ 为评价因子的隶属函数; x_i 为评价因子的固有值; a_i 、 b_i 为第 i 个评价因子对评价级别

的基准界限值。

通过采用隶属度(4)对各个因素进行处理,构建效用函数(3),从而将多目标优化问题转化为单目标规划问题的最优解。

理想管径确定方程:

$$\begin{cases} \min Y(d) = w_1 \times h_l + w_2 \times \rho + w_3 \times M \\ \text{st.} \sum_{i=1}^3 w_i = 1 \\ w_i \geq 0, i=1,2,3 \end{cases} \quad (3)$$

$$\text{隶属度} = \frac{\text{指标值}-\text{指标最小值}}{\text{指标最大值}-\text{指标最小值}} \quad (0 \leq \text{隶属度} \leq 1) \quad (4)$$

式中: w 为指标所占权重; h_l 为管程总损失, m; ρ 为最小弯曲半径, m; M 为管道成本, 元。

在割晒机液压驱动系统中, 管程损失、管道安装难易程度及管道成本的重要程度不一致。为了保证系统的正常运行, 管程损失不能过大, 管程损失应优先控制以满足使用要求, 其次, 割晒机局部结构存在空间位置狭小而油路方向需改变, 应对胶管的最小弯曲半径进行限制, 而管道初始费用成本可以稍高, 但管径增大时, 元件规格也增大, 会导致

成本过高。

为了确定各要素的权重, 采用 5 级标度赋值法^[7], 可得赋值矩阵为:

$$D = (d_{jk})_{m \times n} = \begin{bmatrix} 4 & 7 & 6 \\ 1 & 4 & 3 \\ 2 & 5 & 4 \end{bmatrix}$$

各要素的 5 级标度偏好优序数:

$$O_j = \sum_{k=1}^n d_{jk}, j=1,2,3 \quad (5)$$

取:

$$w_j = \frac{O_j}{\sum_{k=1}^n O_k}, j=1,2,3 \quad (6)$$

由(5)、(6)得全部管径确定要素的权重向量为:

$$w = (0.47, 0.22, 0.31)^T$$

因此, 每个管径的综合分数=管程损失隶属度 \times 0.47+管道成本 \times 0.22+安装布置隶属度 \times 0.31, 满分为 1.00 分。

各支路的管程损失、管道成本和最小弯曲半径的拟合式及其隶属度计算式如表 3 所列。

表 3 因素与管径关系式列表

支路	表达式	隶属度
割台支路	管程损失 $h_{11} = \begin{cases} \frac{874629}{d^4} & 10 \leq d \leq 19 \\ \frac{5564845}{d^{4.75}} + \frac{16779}{d^4} & 6 \leq d < 10 \end{cases}$	$h_{11} \text{隶属度} = \frac{h_{11} - 6.71}{1126.28}$
	最小弯曲半径 $\rho = 0.0009d^4 - 0.0836d^3 + 2.5407d^2 - 16.647d + 121.98$	$\rho_1 \text{隶属度} = \frac{\rho_1 - 100}{160}$
	管道成本 $M_1 = -0.0214d^3 + 2.3403d^2 - 22.284d + 219.26$	$M_1 \text{隶属度} = \frac{M_1 - 171.76}{219.48}$
横向输送总成支路	管程损失 $h_{12} = \frac{800064}{d^4} \quad 5 \leq d \leq 16$	$h_{12} \text{隶属度} = \frac{h_{12} - 12.21}{1267.9}$
	最小弯曲半径 $\rho = 0.0009d^4 - 0.0836d^3 + 2.5407d^2 - 16.647d + 121.98$	$\rho_2 \text{隶属度} = \frac{\rho_1 - 92.4}{127.6}$
	管道成本 $M_2 = -0.0408d^3 + 4.3071d^2 - 42.556d + 394.39$	$M_2 \text{隶属度} = \frac{M_2 - 284}{305}$
纵向输送总成支路	管程损失 $h_{13} = \frac{121470.3}{d^4} \quad 3 \leq d \leq 16$	$h_{13} \text{隶属度} = \frac{h_{13} - 1.85}{1497.8}$
	最小弯曲半径 $\rho = 0.0009d^4 - 0.0836d^3 + 2.5407d^2 - 16.647d + 121.98$	$\rho_3 \text{隶属度} = \frac{\rho_3 - 90}{130}$
	管道成本 $M_3 = -0.0248d^3 + 2.6889d^2 - 25.877d + 250.3$	$M_3 \text{隶属度} = \frac{M_3 - 196}{305}$

注: 最小弯曲半径及管道成本拟合式参考伊顿软管样本参数及价格通过数据拟合得到

3.3 割台支路的管径优选分析

将割台支路的全部函数关系式带入 Matlab 运行处理, 得不同管径的综合得分曲线图如图 3 所示。

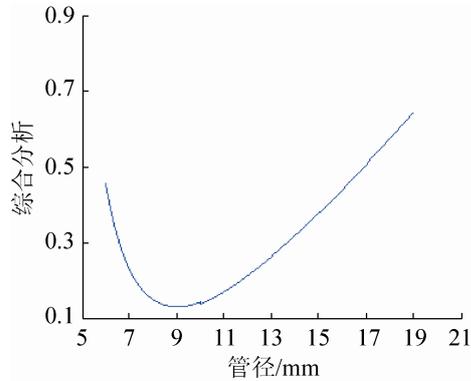
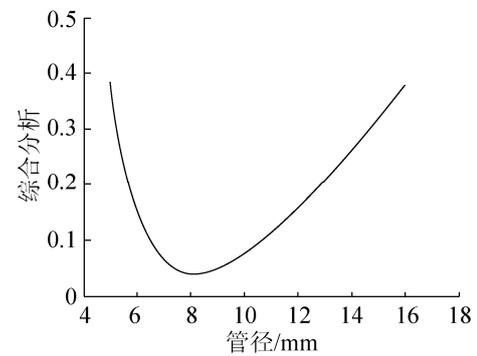


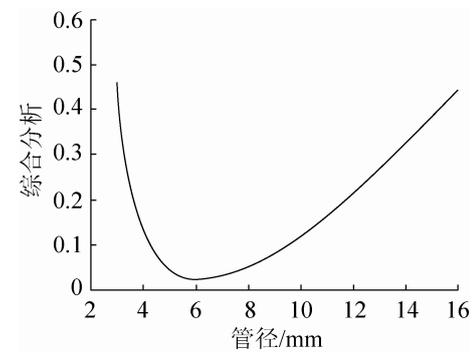
图 3 割台支路管道综合得分变化曲线

由图 3 可以看出, 各管径综合分随管径的增大呈先减小后增大的趋势。管道成本和最小弯曲半径都随管径的减小而减小, 而管程损失则随管径的减小而增大, 且管径减小到一定程度后, 损失急剧增大。因此综合分最低的管径即当前权重下, 管程损失低、安装容易且价格较优的优选管径值。管径为 8.99 mm 时, 综合分最低, 即割台支路的理想管径为 8.99 mm。取标准管径系列中的可选软管, 并比较临近管径综合分, 最终确定优选管径为 10 mm。

用同样的方法可得另两条支路的综合得分如图 4 所示。



(a) 横向输送总成得分



(b) 纵向输送总成得分

图 4 横向输送带总成及纵向输送带总成支路管道综合得分变化曲线

支路的优选结果比较如表 4 所示。

表 4 支路管径优选结果比较

支路	流量 Q /L·min ⁻¹	进油路管长 l /mm	原管径 d /mm	优选管 径 d /mm	优选流速 v /m·s ⁻¹	损失占传递功率 的百分比/%	压力损失 ΔP /MPa
割台支路	42	5 120	19	10	8.9	22	0.75
横向输送总成支路	19	7 980	16	8	6.3	35	1.67
纵向输送总成支路	5	4 620	16	6	2.95	90	0.8

比较以上管径优选结果可见, 管道内径选定与管内通过的流量直接相关, 流量对管径的确定起主导作用, 但不同流量的管道优选流速有所不同。割台支路的优选管径下, 管内流速最大值为 8.9 m/s, 大于推荐流速; 横向输送总成支路的优选流速为 6.3 m/s, 略大于推荐流速最大值; 纵向输送总成支路的优选流速为 2.95 m/s, 略小于推荐流速范围最

小值。即流量大时, 优选流速更高, 而所传递的功率与管程损失无直接联系。

由表 5 优选管径安装及成本比较结果可见, 管径优选后最小弯曲半径降低, 成本下降, 虽然管程损失有少量增大, 但管径减小后总效益提高。特别是对于批量生产的设备, 设计时应在保证系统使用性能的前提下考虑一定的经济及安装因素。

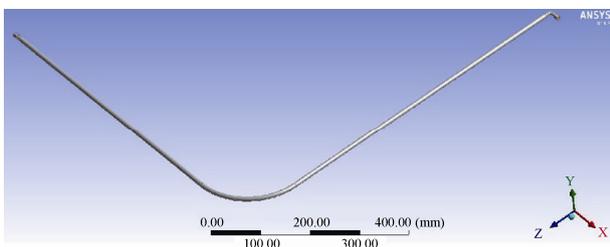
表 5 优选管径的安装及成本比较

支路	管径 d/mm		最小弯曲半径 ρ/mm		管道成本 $M/元$	
	原管径	优选管径	原管径	优选管径	原管径	优选管径
割台支路	19	10	260	130	391	233
横向输送总成支路	16	8	220	110	589	320
纵向输送总成支路	16	6	220	100	386	194

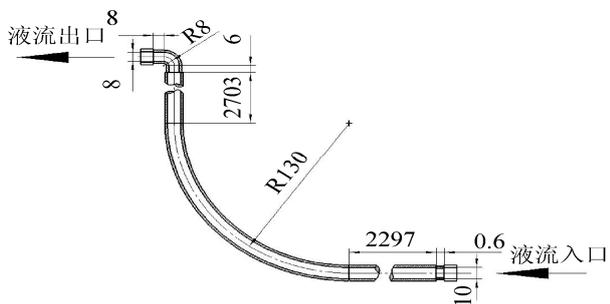
4 优选管径的仿真实验验证分析

4.1 模型建立

分析可得割台支路受到的负载及振动冲击最大，故以优选管径为 10 mm 的管道为分析对象，弯管模型如图 5(a)所示，由模糊评判中表 4 及表 5 所得结论，建模时设定割台支路管道的管径为 10 mm，最小弯曲半径为 130 mm，流量为 42 L/min，入口速度为 8.9m/s，压油管长为 5120 mm 的带有管接头的弯管模型，液流入口和液流出口的管接头处分别有液流突然扩张和突然收缩的截面，其液流入口上、下游直线段的长度分别为 2297 mm、2703 mm，基本尺寸如图 5(b)所示。



(a) 弯管模型

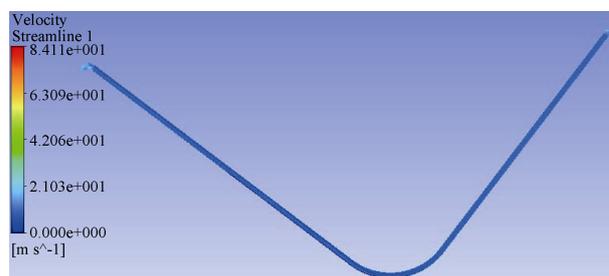


(b) 弯管基本尺寸

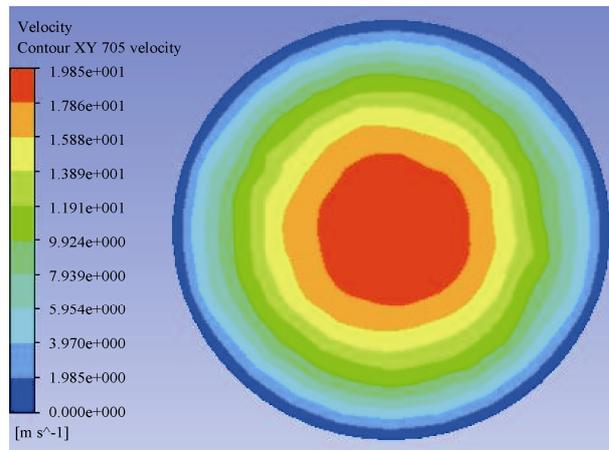
图 5 管道结构模型示意图

4.2 计算结果及分析

通过求解器对数学模型进行求解，最终得到收敛的运算结果，绘制了管道内液流的流线图以及流体对称剖面的压力云图^[8]，如图 6 所示。



(a) 流线图



(b) 速度云图

图 6 仿真结果图

由图 6(a)可以看出，液流刚通过管道入口及出口时，由于此段接头处的管径较小，流线分布比较密集，两段弯曲处的内外层的流线及速度矢量的模量无明显变化；由边界条件可知，管内流体的雷诺数为 1 934，属层流范畴，而层流的断面流速分布是以管中心线为轴的旋转抛物面。绘制远离弯管入流管段的一个截面($x=2000$ mm 处)的速度云图如图 6(b)所示，可知由于固体壁面的阻滞作用，边界层

油液流速低, 几乎为 0, 而管道中心的速度很大, 大于边界条件设置的均匀来流平均速度, 仿真所得管道内流速分布符合圆管内层流的速度分布规律。

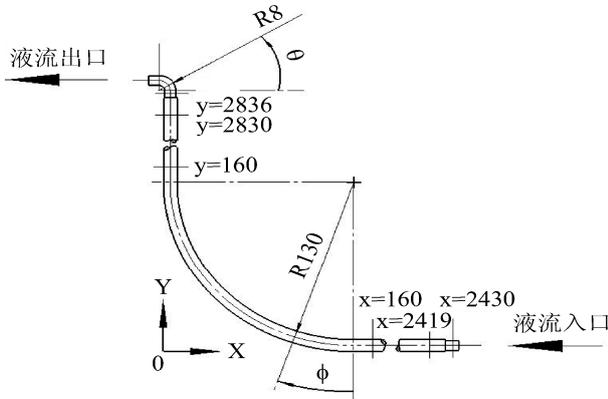


图 7 液流位置示意图

由图 8~9 可得出管径向压力梯度的变化过程。

图 8 所示分别为中间段弯管及其附近的液流断面

压力云图, 左侧为弯管内侧, 右侧为弯管外侧, 由图 8(a)可知, 当液流未到达弯管部位时, 管道内压力均匀分布, 平均压力约 3.37×10^6 Pa, 最大压力差仅有 2.9×10^4 Pa。到达弯管后, 弯管使液流的流向发生改变, 由于流体质点受离心力的作用, 有向外运动的趋势, 众多流体质点推挤外侧壁面, 故弯管外侧压力沿程增大, 而内侧的压力则沿程减小, 如图 8(b)~(c)所示, 图 8(c)中管壁的内外侧压差最大, 达 0.2×10^5 Pa。液流在离开弯管后压力重新均匀分布, 如图 8(d)所示, 比较图(a)与图(d)可知, 经过弯管后流体压力损失了 4.39×10^5 Pa。由图 9 可知, 当液流到达出口处弯管时平均压力约为 2.187×10^5 Pa, 最大压力差为 2.89×10^4 Pa。

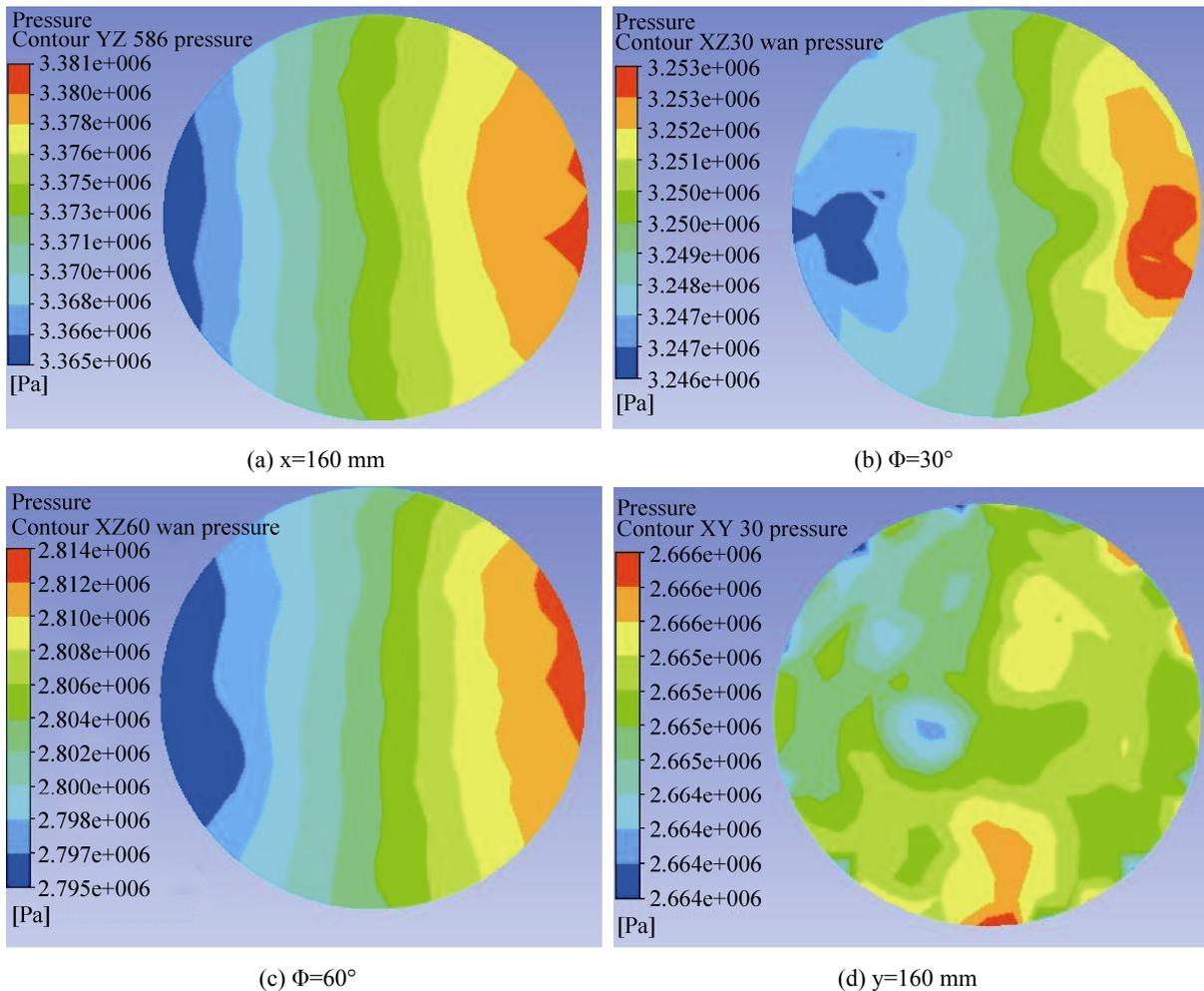


图 8 中间段弯曲处流体横截面压力云图

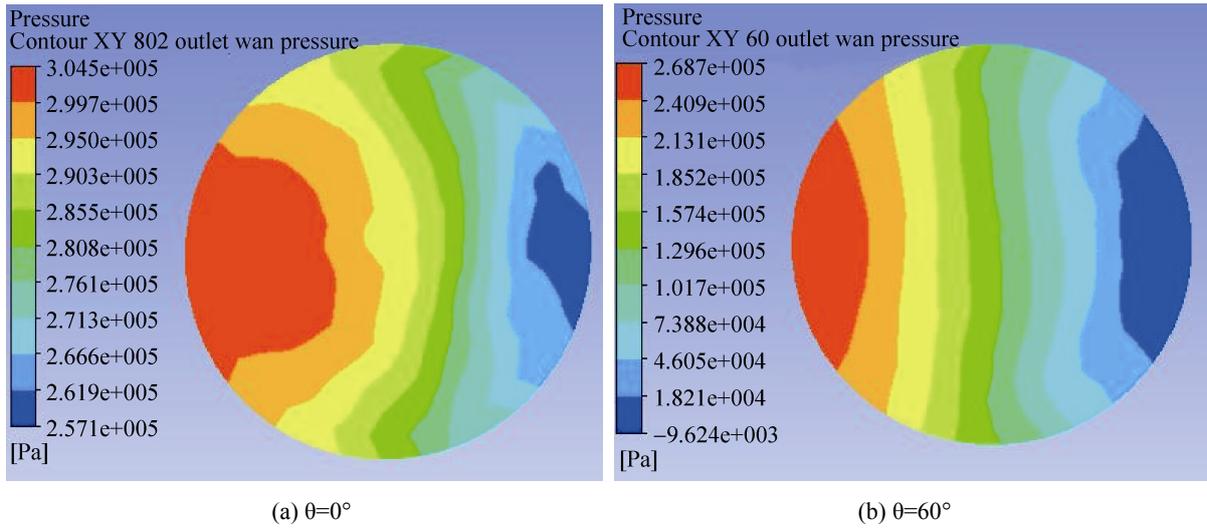


图 9 出油口段弯曲处流体横截面压力云图

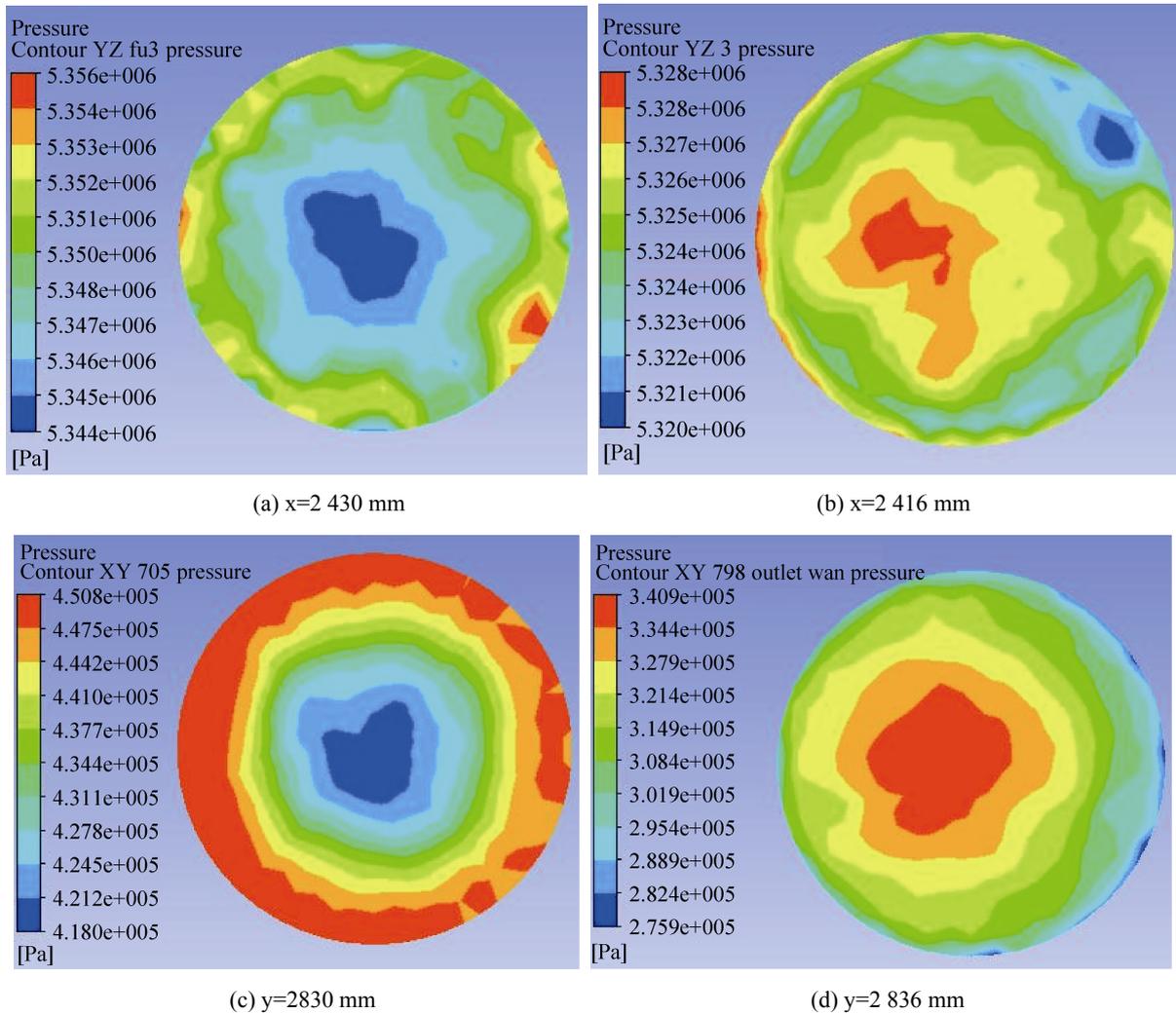


图 10 突然扩张和收缩处流体横截面压力云图

图 10 (a)~(b)中突然扩张和图 10 (c)~(d)中突然收缩的管道截面图表明, 流量和局部损失系数分别为 42 L/min 和 0.04 保持不变^[9], 初始压力的不同条件下, 突然扩张处的压力差为 2.5×10^4 Pa, 突然收缩处的压力差为 1.33×10^5 Pa, 图 10(c)可知, 靠近管壁处的压力最大, 即在主流外的收缩截面突然变化处形成涡流区, 造成涡流损失。

管道内流体流动的整个过程的压力损失为 6.84×10^5 Pa, 可见局部阻碍所造成的压力损失在整个管程损失中所占比重较大, 而模糊评判中通过理论计算所得的总压力损失为 7.5×10^5 Pa, 对比可得管道总压力损失差异较小。

5 结论

(1) 分析了割晒机液压驱动系统管程损失及系统损失构成要素, 分析计算得出了系统主要运动部件支路压油管损失, 得出割台、横向输送总成和纵向输送总成 3 条主要运行支路对应的管程压力损失分别为 0.75 MPa、1.67 MPa 和 0.8 MPa;

(2) 结合割晒机管道布置的要求并考虑一定比例的经济要素, 采用综合评分法确定了液压驱动系统管道的较优管径。计算得出割台、横向输送带总成和纵向输送总成 3 条主要运行支路的综合优选管径分别为 10 mm、8 mm 和 6 mm。采用优选管

径时, 系统管道的损失、安装与结构布局 and 成本要素综合最优。

(3) 采用 Fluent 流场仿真分析验证了割台支路优选管径结果的正确性, 为液压驱动系统中其余支路管道设计和管层压力损失的优化分析提供参考依据。

参考文献:

- [1] 付永领, 荆慧强. 弯管转角对液压管道振动特性影响分析 [J]. 振动与冲击, 2013, 13(32): 165-169.
- [2] 兰箭, 穆希辉, 马振书, 等. 管道对液压系统的影响 [J]. 科学技术与工程, 2007, 7(21): 5513-5516.
- [3] El-Sayed M, Sun T, Berry J. Shape Optimization with Computational Fluid Dynamics [J]. Advances in Engineering Software (S0965-9978), 2005, 36(9): 607-613.
- [4] 蔡增基. 流体力学泵与风机 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.
- [5] 李萍, 殷晨波, 叶仪, 等. 基于 AMESim 的 21t 液压挖掘机液压管路系统压力损失计算 [J]. 液压与气动, 2013, 3: 79-82.
- [6] 苏尔皇. 液压流体力学 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1979.
- [7] 王长青, 张一农, 许万里. 运用最小二乘法确定后评估指标权重的方法 [J]. 吉林大学学报, 2010, 28(5): 513-518.
- [8] 江帆, 黄鹏. Fluent 高级应用与实例分析 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2008.
- [9] 曲鲁滨, 王仲勋. 局部损失问题的有限元解析 [J]. 煤矿机械, 2008, 29(3): 69-71.