

For citation: Zhang Zhenhui. Design of Horizontal Organic Fertilizer Mixer // Grand Altai Research & Education — Issue 2 (22) 2024 (DOI: 10.25712/ASTU.2410-485X.2024.02) — EDN: <https://elibrary.ru/ICSFXU>

UDK 631.333

DESIGN OF HORIZONTAL ORGANIC FERTILIZER MIXER

*Zhang Zhenhui*¹

¹ School of Mechanical Engineering and Automation, Wuhan Textile University, Wuhan, 430073, China
E-mail: 2236928667@qq.com

Abstract. In recent years, the rapid development of China's agricultural breeding industry has led to a swift increase in the generation of poultry and livestock manure, causing significant environmental pollution and posing threats to human health and safety. Therefore, it is essential to transform waste from poultry and livestock manure into valuable resources by producing organic fertilizers. To address the issues of low work efficiency, uneven mixing, and easy clogging and accumulation at the end in traditional organic fertilizer processing equipment, a dual-shaft horizontal mixer for organic fertilizer is designed in this study. This paper analyzes the overall structure of the dual-shaft horizontal mixer for organic fertilizer, including the selection of the electric motor, analysis of the transmission system, and analysis of the mixing device, to determine a scheme. Subsequently, the design and calculation of the transmission device's belt drive are conducted, followed by the design and calculation of the transmission device's reducer. Then, the design and calculation of other components of the transmission device are carried out, including the selection of the coupling and the design calculation of the driving gear set. Finally, an analysis of the mixing device is performed.

Keywords: Organic fertilizer; Dual-shaft horizontal mixer; Belt drive; Reducer; Driving gear set

有机肥卧式搅拌机的设计

*张振辉*¹

¹ 武汉纺织大学, 湖北省数字化纺织装备重点实验室, 机械工程与自动化学院, 武汉 430073
E-mail: 2236928667@qq.com

摘要: 近年来中国的农业养殖业快速发展, 禽畜类粪便产生量也迅速增加, 给环境带来了极大的污染, 威胁着人类健康和安全. 所以将禽畜粪便变废为宝, 制成有机肥是十分必要的. 为了解决传统有机肥加工设备存在的工作效率低, 混合不均匀, 尾端易堵塞堆积等问题, 现在设计一款有机肥双轴卧式搅拌机. 本文对有机肥双轴卧式搅拌机进行总体结构的分析, 包括电动机部分的选择, 传动系统

的分析, 搅拌装置的分析, 进而确定一个方案. 然后对传动装置带传动进行设计计算, 紧接着对传动装置减速器进行设计计算, 再然后是对传动装置的其他零部件进行设计计算, 包括联轴器的选择, 以及驱动齿轮组进行设计计算. 最后是对搅拌装置进行分析.

关键词: 有机肥; 双轴卧式搅拌机; 带传动; 减速器; 驱动齿轮组

0 引言

中国是农业与畜牧业大国, 每年有大量的农作物秸秆和动物粪便废物等的产出. 据统计 2020 年我国玉米种植面积 4126.69 亿 m^2 , 总秸秆量为 9 亿 t, 牛粪排放量 20 亿 t, 玉米秸秆和牛粪不能有效处理, 致使生态环境受到破坏 [1]. 将农作物秸秆和动物粪便废物转化为有机肥料有诸多好处, 不仅可以提高农业污染的防治水平, 还可以实现废弃物资源化的利用和生态农业的可持续发展, 改善人类的居住环境. 有机肥生产工艺, 是近年来发展起来的一项新技术, 主要利用农作物秸秆和动物粪便等废料, 在其中掺入微生物菌种等使其发酵. 有机肥可充分改善土壤物理性质, 提高土壤有效水含量. 有机肥在预处理过程中通常使用固液分离设备, 粉碎和搅拌设备 [2-3]. 现在的有机肥加工设备存在的工作效率低, 混合不均匀, 尾端易堵塞堆积等问题. 因而, 急需设计一种新型有机肥料搅拌机. 搅拌机作为一种基础设施, 为各种制造领域提供了重要的材料混合和加工服务. 随着制造工艺的不断发展, 对搅拌机的要求越来越高, 使其在性能, 可靠性和效率方面需要不断改进和完善.

双轴卧式搅拌机作为一种近年来新型的混合设备, 具有多种优点和应用场合, 成为了目前研究的热点之一. 设计新型有机肥双轴卧式搅拌机设备, 对促进有机肥产业的发展, 解决我国土地问题, 保障食品安全都有重要意义. 同时为农业生产服务, 对发展农业, 提高粮食和经济类作物产量有着重要的现实意义, 符合国家产业政策和发展方向.

1 有机肥双轴卧式搅拌机的原理

如图1所示, 当搅拌机启动后, 电机的动力先经过带传动和减速器进行减速, 达到合适的输出转速, 然后通过驱动齿轮组带动搅拌轴进行运转, 将原料进行混合.

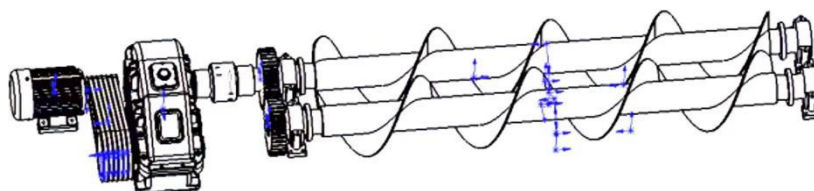


图1 有机肥双轴卧式搅拌机整体预设图

Figure 1. Overall Preset Diagram of Double-shaft Horizontal Organic Fertilizer Mixer

2 有机肥卧式搅拌机的结构设计

2.1 电动机的选择

选取如表1, 图2 所示参数的电动机

功率: 11kw

转速: 1460r/min

表1 电动机参数

Table 1 Electric Motor Parameters

型号	功率	转速
YE3-160M-4	11KW	1460r/min



图2 YE3-160M-4 电动机
Figure 2. YE3-160M-4
Electric Motor

2.2 传动装置的设计与计算

2.2.1 电机与减速器之间的传动设计

由于电动机功率过大, 不能直接与减速器相连, 而且传动比太大, 需要借助传动来降低转速, 考虑到工厂环境以及经济效益和安全等诸多方面, 本次设计采用带传动来降低传动比, 如图3 所示。

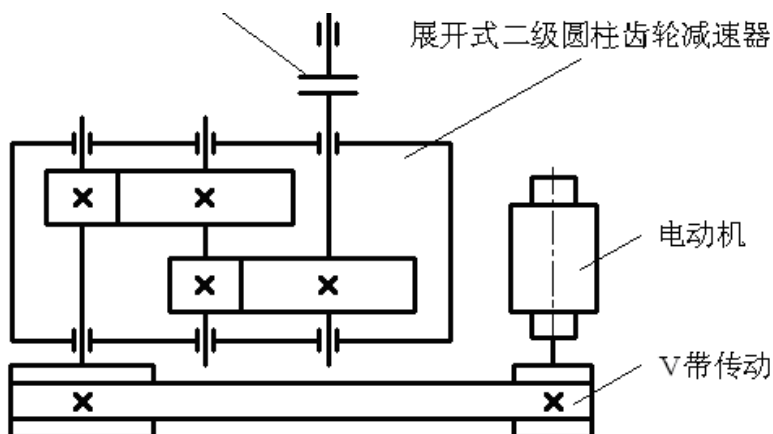


图3 电机与减速器之间加入带传动的示意图

Figure 3. Schematic Diagram
of Adding Belt Drive Between
Motor and Reducer

2.2.2 带传动的设计与计算

- (1) 工作情况系数: 按照载荷变动较大, 重载启动, 每天工作 10h, K_A 取 1.4;
- (2) 确定计算功率: $P_{ca}=K_A \cdot P_d=1.4 \cdot 11=15.4\text{kw}$
- (3) 确定V带型号: 普通 V 带结构简单, 允许的传动比大, 且结构紧凑, 大多数 V 带都已标准化, 较容易设计. 本次设计中选用普通 V 带进行传动.
- (4) 由 PC 的值 15.4kw 和主动轮转速 1460r/min, 由 [4] 图8-11 选 B 型普通 V 带.
- (5) 依据机械设计手册 [5], 确定带轮的基准直径并验算带速 v , 确定中心距 a 及带的基准长度, 验算小带轮上的包角, 确定 V 带的根数, 求单·根 V 带初拉力及带轮轴的压力;
- (6) 设计结果;
- (7) 选用 B 型普通 V 带 6 根, 带基准长度 1760mm. 带轮基准直径 d_{d1} (小带轮)=132mm, d_{d2} (大带轮)=280mm, 中心距控制在 $a=524.7\sim 603.9\text{mm}$. 单根带初拉力 $F_0=221.17\text{N}$, 如表2 所示.

表2 带传动的设计结果
Table 2. Design Results of Belt Drive

带型	B型	根数	6根
小带轮基准直径 d_{d1}	132mm	大带轮基准直径 d_{d2}	280mm
V带中心距 a	551.1mm	V带基准长度 L_d	1760mm
小带轮包角 α_1	164.6°	带速	10.10m/s
单根V带初拉力 F_0	221.17N	压轴力 F_p	352.40N

2.2.3 减速器的设计与计算

根据传动方案进行计算, 并查阅机械设计手册 [5] 得, 本次设计选用标准二级直齿圆柱齿轮减速器 (展开式结构), 压力角 $\alpha = 20^\circ$, 如图4所示。

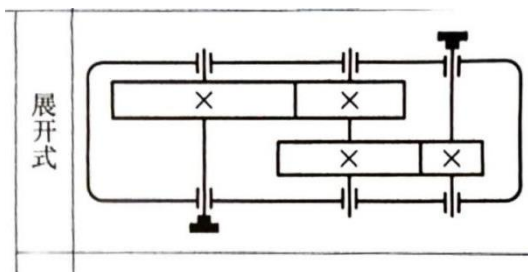


图4 二级直齿圆柱齿轮减速器 (展开式) 结构简图
Figure 4. Schematic Diagram of a Two-stage Straight-tooth Cylindrical Gear Reducer (Unfolded)

- (1) 计算总传动比:

$$i_{\text{总}} = n_{\text{电机}} / n_{\text{搅拌轴}} = 1460 / 20 = 73 \quad (1-1)$$

(假设搅拌轴转速 20r/min)

- (2) 分配各级传动比: 如图5 所示;

i_1 为V带传动的传动比 ($i_1=2$)

i_2 为减速器高速级传动比

i_3 为低速级传动比

i_4 为联轴器连接的两轴间的传动比 ($i_4=1$)

i_5 为驱动齿轮组的传动比 ($i_5=1$) (齿轮组齿数相同)

$$i_{\text{总}} = i_1 i_2 i_3 i_4 i_5 = 36.5 \quad (1-2)$$

$$i_2 i_3 = 73/2 = 36.5 \quad (1-3)$$

$$i_2 = (1.3 i_2 i_3)^{1/2} = 6.9 \quad (1-4)$$

$$i_3 = 5.3$$

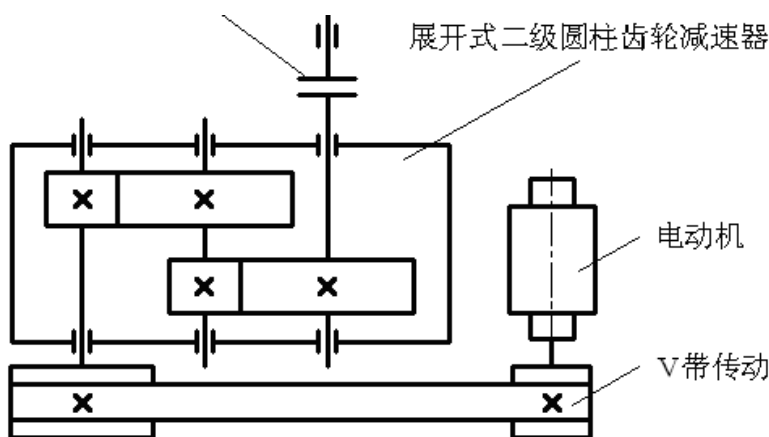


图5 减速器各级传动示意图
Figure 5 Schematic Diagram of Gearbox Stage Transmission

(3) 计算传动装置的传动和动力参数: 依照机械设计基础 [5], 机械设计手册 [5] 分别对“电动机轴, 减速器轴, 驱动齿轮组, 搅拌轴”进行计算;

(4) 各轴参数总结: 如表3 所示;

表3 各轴动力学参数表

Table 3. Dynamic Parameters of Each Shaft

参数, 轴名	电机轴	高速轴	中间轴	低速轴	搅拌轴
转速 n (r/min)	1460	730	105.8	19.96	19.96
功率 P (KW)	11	10.56	10.04	9.54	9.44
转矩 T (N·mm)	7.195×10^4	1.38×10^5	9.06×10^5	4.567×10^6	4.519×10^6
传动比	1	6.9	5.3	1	1

(5) 减速器齿轮的设计计算

① 高速级齿轮主要设计结论

齿数 $z_1=38$, $z_2=262$, 模数 $m=2\text{mm}$, 压力角 $\alpha=20^\circ$, 中心距 $a=300\text{mm}$, 齿宽 $b_1=81\text{mm}$, $b_2=76\text{mm}$. 小齿轮选用 40Cr (调质), 大齿轮选用 45 钢 (调质), 7 级精度. 如表4 所示;

表4 高速级齿轮各参数总结

Table 4. Summary of Parameters for High-Speed Stage Gears

名称代号	公式	小齿轮	大齿轮
模数m		2	2
中心距	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$	300	300
齿数 z		38	262
齿宽 B		81	76
分度圆直径 d		76	524

② 低速级齿轮主要设计结论

齿数 $z_1=26$, $z_2=138$, 模数 $m=3\text{mm}$, 压力角 $\alpha=20^\circ$, 中心距 $a=246\text{mm}$, 齿宽 $b_1=83\text{mm}$, $b_2=78\text{mm}$. 小齿轮选用 40Cr (调质), 大齿轮选用 45 钢 (调质), 7 级精度. 如表5 所示;

表5 低速级齿轮各参数总结

Table 5. Summary of Parameters for Low-Speed Stage Gears

名称代号	公式	小齿轮	大齿轮
模数m		3	3
中心距	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$	246	246
齿数 z		26	138
齿宽B		83	78
分度圆直径d		78	414

(6) 减速器轴的设计计算:

① 依据机械设计手册 [5], 考虑到轴上齿轮, 滚从轴承连接等, 对高速轴进行设计计算, 如表6, 图6, 图7 所示.

表6 高速轴数据

Table 6. High-Speed Shaft Data

	第一段	第二段	第三段	第四段	第五段	第六段	第七段
直径 (mm)	30	33	35	42	49	42	35
长度 (mm)	34	50	32	94	67	9	32

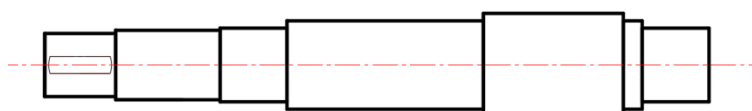


图6 高速轴结构示意图

Figure 6. Schematic Diagram of High-speed Shaft Structure

② 对高速轴进行设计校核: 如图7 所示.

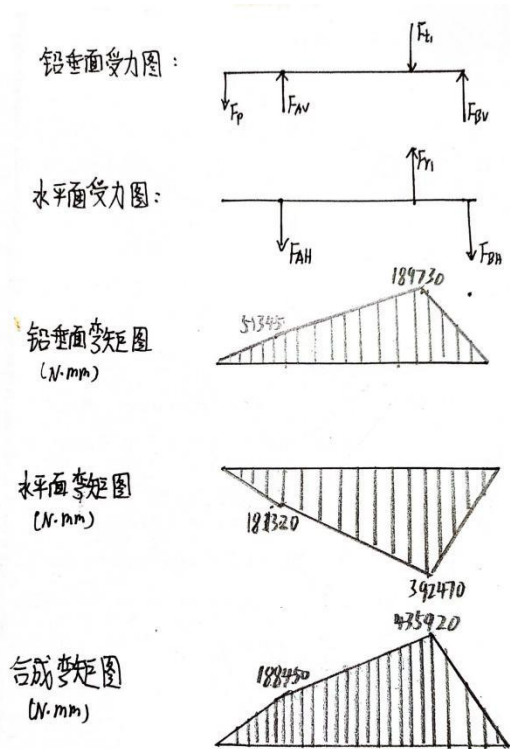


图7 高速轴弯矩图
Figure 7. Bending Moment Diagram of the High-Speed Shaft

③ 依次对减速器中间轴, 低速轴进行设计计算: 如表7, 表8, 图8, 图9, 图10, 图11 所示.

表7 中间轴数据

Table 7. Intermediate Shaft Data

中间轴	第一段	第二段	第三段	第四段	第五段
直径 (mm)	55	61	64	71	55
长度 (mm)	47	80	17	75	48.5

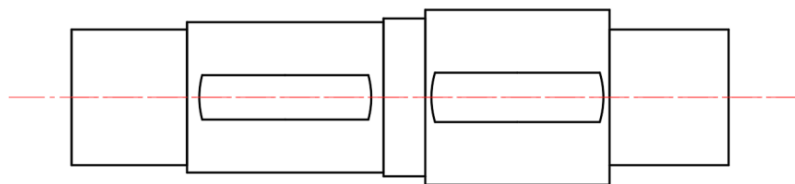


图8 中间轴结构示意图

Figure 8. Schematic Diagram of the Intermediate Shaft Structure

表8 低速轴数据

Table 8 Low-Speed Shaft Data

低速轴	第一段	第二段	第三段	第四段	第五段	第六段	第七段
直径 (mm)	100	107	110	117	124	113	110
长度 (mm)	165	113	53	91	12	76	73

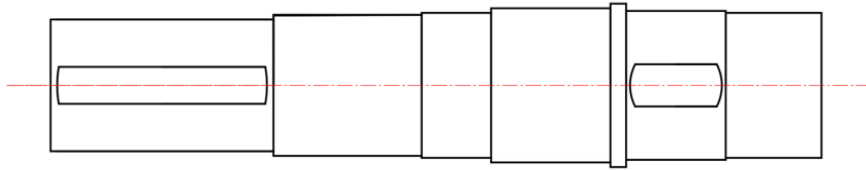


图9 低速轴结构示意图

Figure 9. Schematic Diagram of the Low-Speed Shaft Structure

④ 对中间轴, 低速轴进行设计校核

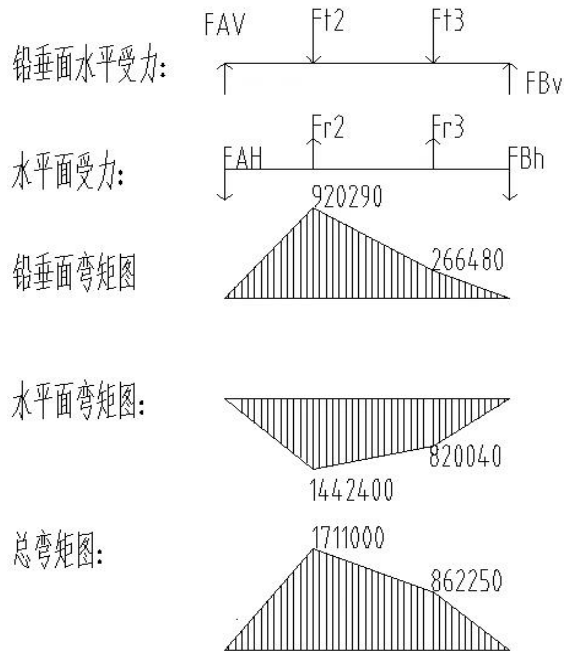


图10 中间轴弯矩图
Figure 10. Bending Moment Diagram of the Intermediate Shaft

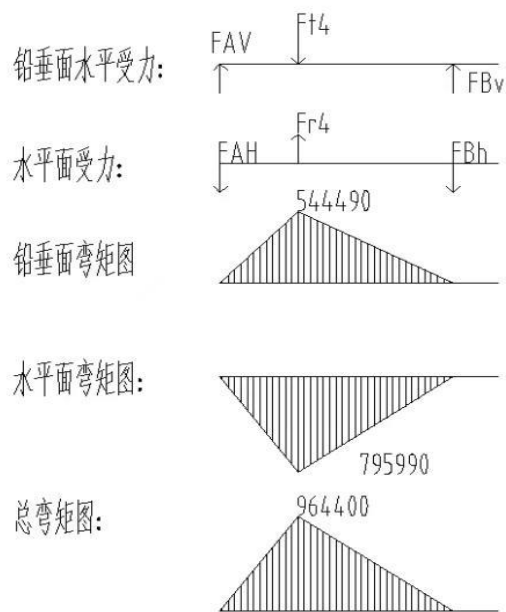


图11 低速轴弯矩图
Figure 11. Bending Moment Diagram of the Low-Speed Shaft

(7) 滚动轴承的设计计算:

① 高速轴轴承计算校核: 如表9 所示.

表9 轴承参数表

Table 9. Bearing Parameters

轴承型号	内径d(mm)	外径D(mm)	宽度B(mm)	基本额定动载荷(kN)
6207	35	72	17	25.6

② 中间轴轴承计算校核: 如表10 所示.

表10 轴承参数表

Table 10. Bearing Parameters

轴承型号	内径d(mm)	外径D(mm)	宽度B(mm)	基本额定动载荷(kN)
6211	50	100	21	43.5

③ 低速轴轴承计算校核: 如表11 所示.

表11 轴承参数表

Table 11. Bearing Parameters

轴承型号	内径d(mm)	外径D(mm)	宽度B(mm)	基本额定动载荷(kN)
6222	110	200	38	73.5

(8) 各轴键的参数总结: 如表12 所示.

表12 各轴键的参数总结

Table 11. Summary of Parameters for Each Shaft Key

轴	轴径 (mm)	轴长 (mm)	键宽 (mm)	键高 (mm)	键长 (mm)
高速轴	30	34	8	7	32
中间轴	71	75	20	12	70
	61	80	18	11	70
低速轴	113	76	32	18	110
	100	165	28	16	160

2.2.4 驱动齿轮组的设计与计算

(1) 选择齿轮材料及精度等级

齿轮类型: 一对圆柱直齿齿轮, 压力角.

因为是普通齿轮传动, 故选用7级精度, 查 [4] 表10-7

齿轮选用 40Cr (调质), 硬度为 280HBS.

初选齿轮的齿数 Z_1 取 35

(2) 主要设计结论

经考虑传动效率, 经济条件, 以及与搅拌轴的装配等条件, 设计传动齿轮参数如下:

齿数38, 模数为8, 压力角 20° , 中心距 320mm, 齿宽为 70mm, 齿轮选用 40Cr (调质), 硬度为 280HBS, 7级精度.

其满足齿面接触疲劳强度，又满足了齿根弯曲疲劳强度，并做到了结构紧凑，如表12所示。

表12 驱动齿轮组各参数总结

Table 12. Summary of Parameters for the Drive Gear Set

名称代号	公式	齿轮
模数m		8
中心距	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$	320
齿数z		38
齿宽B		70
分度圆直径d		320

2.2.5 联轴器的设计选取

在保证计算转矩 T_{ca} 应小于联轴器公称转矩的条件同时，参考标准 GB/T4323-2002 手册，选用 TL12 型联轴器，许用转矩为 $T=8000\text{ N}\cdot\text{m}$ ，许用最大转速为 $n=1450\text{ r}/\text{min}$ ，联轴器轴孔直径为 100mm，长度为 167mm。

$$T_{ca} = K_A \times T_3 = 7763.9\text{ N}\cdot\text{m} < T = 8000\text{ N}\cdot\text{m}$$

$$n_3 = 19.96\text{ r}/\text{min} < n = 1450\text{ r}/\text{min}$$

联轴器满足要求，故可用，参数如表13所示。

表13 联轴器参数

Table 13. Coupling Parameters

型号	公称扭矩 (N·m)	许用转速 (r/min)	轴径 (mm)	轴孔长度 (mm)	D (mm)
TL12	8000	1450	100	167	100

2.3 搅拌装置的设计

2.3.1 搅拌装置之间的传动

经带传动和减速器降速后，从减速器输出的转速已经较为合适，考虑到链传动不稳定，且需要比较高的效率。所以在搅拌装置之间的传动，我们采用驱动齿轮组设计，通过齿轮组啮合传动带动搅拌轴进行搅拌。

2.3.2 搅拌轴的确定

考虑物料混合，工作效率等因素，再加上搅拌轴有齿轮组带动，齿轮组中心距为中心距 320mm，又因为本文中采用双轴搅拌轴，搅拌轴的转速定为 20r/min。

综合以上因素，本次设计中，暂定搅拌轴直径为 160mm，两搅拌轴距离适中。最后，只需合理选取桨叶，使搅拌装置能正常运转，不会碰撞。

2.3.3 搅拌轴浆叶的选取

根据有机肥搅拌机的具体应用需求进行选择,使其达到最佳的搅拌效果.另外考虑到物料的特性,搅拌机的工作条件以及所需的混合均匀度,结合要求和工作条件,工作效率等因素.双轴浆叶式混合机:双旋转方向,特殊角度浆叶,适合多种物料混合 [7].

我们的搅拌轴浆叶采用双轴浆叶式,如图12所示.

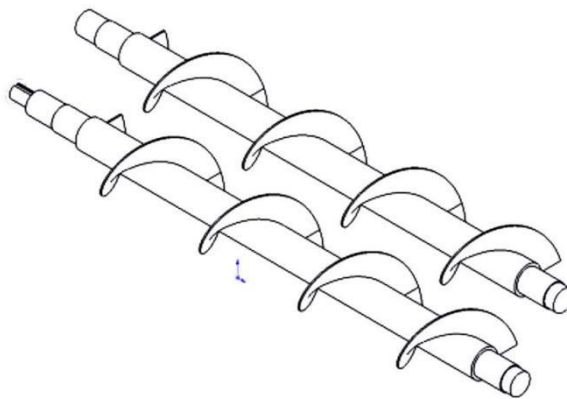


图12 双搅拌轴示意图

Figure 12 Schematic Diagram of Dual Stirring Shafts

3 结束语

本文通过对有机肥双轴卧式搅拌机进行原理与结构分析,并对各个部分进行合理的设计,传动装置选用带传动与驱动齿轮组,搅拌装置采取双轴搅拌轴.双轴搅拌机具有混合效率高,动力消耗低,占地面积小等优点,采用该装置可以大幅提升生产效率.有机肥搅拌机作为有机农业生产中的重要设备,具有广阔的市场前景.随着有机农业的发展和人们环保意识的增强,对新型有机肥搅拌机的需求将进一步增加,为其市场发展提供了良好的机遇.

参考文献

- [1] 刘恩城. 畜禽粪便有机肥加工技术及设备的使用[J]. 农业灾害的研究, 2023, 13(08):114-116.
- [2] 孙志华. 有机肥利用现状评价与农业废弃物堆肥化利用研究[D]. 杨凌: 西北农林科技大学, 2011.
- [3] 米强, 刘江, 张航等. 牵引式红枣残枝粉碎机的设计与试验[J]. 农机化研究, 2021, 43(1):101-108.
- [4] 濮良贵, 陈国定, 吴立言. 机械设计[M]. 高等教育出版社, 2019.
- [5] 邝鸥. 传承发展 再创辉煌——《机械设计手册 (第6版)1-7卷》重磅出版[J]. 机械工程师, 2019(1):140-140.李瑜锡, 机械设计课程设计第二版, 西北工业大学.
- [6] 陈立德. 机械设计基础 (第3版) [M]. 高等教育出版社, 2008.
- [7] 盛玉龙. 双轴浆叶式混合机混合性能分析及结构优化[D]. 南京理工大学, 2017.

References

- [1] Liu, E. C. (2023). Technology and equipment use in the processing of livestock manure into organic fertilizer. Journal of Agricultural Disaster Studies, 13(08), 114-116.

- [2] Sun, Z. H. (2011). Evaluation of the current status of organic fertilizer utilization and research on the composting utilization of agricultural waste. Yangling: Northwest A&F University.
- [3] Mi, Q., Liu, J., Zhang, H., et al. (2021). Design and test of a traction-type red date branch shredder. *Research on Agricultural Mechanization*, 43(1), 101-108.
- [4] Pu, L. G., Chen, G. D., & Wu, L. Y. (2019). *Mechanical Design*. Higher Education Press.
- [5] Kuang, O. (2019). Inheriting and developing to create brilliance again — the 6th edition of the 'Mechanical Design Handbook' volumes 1-7 is published with a bang. *Mechanical Engineer*, (1), 140-140. Li Yuxiu, *Second Edition of Mechanical Design Course Design*, Northwestern Polytechnical University.
- [6] Chen, L. D. (2008). *Fundamentals of Mechanical Design (3rd Edition)*. Higher Education Press.
- [7] Sheng, Y. L. (2017). Analysis of mixing performance and structural optimization of double-shaft paddle mixer. Nanjing University of Science and Technology.