

柱进行三维建模并进行有限元仿真分析，其中最大变形量 25.16μm，最大应力 7.79MPa，一阶固有频率 60.03Hz。

机床设计的最大切削速度为 20m/min，根据文献 [6]：

$$f_v = \pi n D$$

式中 f_v 为机床进给切削速度， n 为主轴盘铣刀转速， D 为盘铣刀直径，此时外界激励频率公式：

$$f = nZ/60$$

式中 Z 为盘铣刀片数，则：

$$f = Zf_v / (60\pi D)$$

那么不同铣刀直径和齿数，其激振频率范围如表 1 所示。

表 1 不同条件下激振频率范围

铣刀直径/mm	齿数/个	频率范围/Hz
320	28	0~9.29
360	27	0~7.96
420	24	0~6.07

由以上分析可知，立柱一阶固有频率远大于激振频率，因此立柱不会发生共振现象。在后续的使用设计中，将一阶固有频率作为次要评估指标。

3 正交试验设计

针对影响立柱性能的主要因素，即立柱肋板结构，肋板厚度及开窗圆孔作为正交试验的因素，设计的正交试验的因素水平表如表 1 所示。

表 2 正交试验设计的因素水平表

水平	因素		
	肋板结构 (A)	肋板厚度/mm (B)	开窗圆孔内径/mm (C)
1	#	14	140
2	O	16	160
3	+	18	180
4	∧	20	200

如图 3 所示，设计的四种肋板结构分别为：“#”型、“O”型、“+”型、“∧”型。

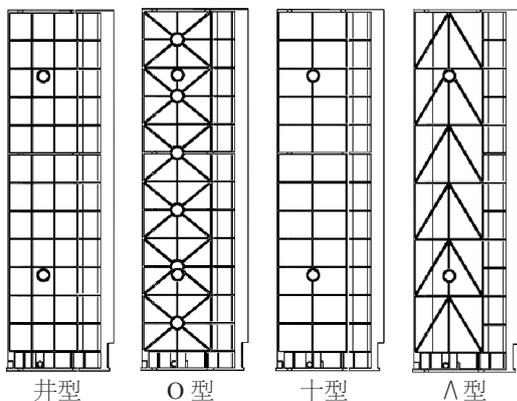


图 3 四种肋板结构的立柱

针对 3 因素 4 水平的试验，原则上需要做 64 次的试验，但是采用正交试验设计方法后只需要做 16 次的试验，说明采用正交试验设计可以在合理安排试验参数组合的前提下，减少试验次数，提高效率。如表 3 所示，依据 3 因素 4 水平的正交试验，采用 $L_{16}(4^3)$ 的正交表安排了 16 次试验。

本次机床立柱轻量化正交试验，采用综合评分法，即对各个评估指标赋以权重值，再使用加权法进行叠加计算最后的综合分值，运用极差分析法进行分值的处理，挑选出优势水平与最佳方案。

表 3 正交试验设计及试验结果

序号	仿真试验因素			仿真试验结果			
	肋板结构	肋板厚度 d/mm	开孔内径 D/mm	质量 M/kg	总形变 $\delta/\mu\text{m}$	应力 σ/Mpa	一阶固有频率 f/Hz
1		14	140	6885	25.46	8.20	58.79
2		16	160	6945	25.33	7.49	59.42
3	#	18	180	7007	25.16	7.79	60.03
4		20	200	7066	25.09	8.05	60.77
5		14	160	6818	25.11	8.18	61.48
6		16	180	6904	25.01	8.20	62.19
7	O	18	200	6987	24.90	8.14	61.91
8		20	140	7059	24.88	7.80	59.50
9		14	180	6508	25.42	7.07	60.1
10		16	200	6592	25.31	8.19	59.93
11	+	18	140	6654	25.25	8.05	60.53
12		20	160	6738	25.16	8.16	58.27
13		14	200	6818	25.26	7.98	52.31
14		16	140	6871	25.20	8.17	58.16
15	∧	18	160	6944	25.09	8.01	58.65
16		20	180	7016	24.99	8.1	59.13

①肋板结构对各指标的影响：肋板结构对于质量、最大耦合变形、一阶固有频率的极差是所有数值中最大，因此判断，肋板结构主要影响因素。

②加强肋板厚度对各指标的影响：加强肋板厚度对于质量、耦合变形、一阶固有频率的极差是次最大值，因此判断肋板厚度是次要影响因素。

③开窗圆孔内径对各指标的影响：开窗圆孔内径对于耦合应力的极差为最大值，对于其他评估指标的极差均为最小值，因此，开窗圆孔内径为影响最小因素。

4 二次正交试验设计

由分析得到多种优选方案，即肋板结构：“O”型或“+”型；肋板厚度：14mm 或 20mm；开窗圆孔内径：180mm 或 200mm。针对初步筛选的结果进行如表 5 的二次正交试验安排，即 3 因素 2 水平的正交试验。试验结果如表 5 所示。

表 4 二次正交试验设计的因素水平表

水平	因素		
	肋板结构 (A)	肋板厚度 /mm (B)	开窗圆孔内径 /mm (C)
1	O	14	180
2	十	20	200

表 5 二次正交试验设计结果

方案	仿真试验因素			仿真试验结果			
	肋板结构	肋板厚度 dmm	开窗圆孔径 D/mm	质量 M/kg	总形变 δ / μ m	应力 σ /Mpa	一阶固有频率 f/Hz
①		14	180	6796	25.08	7.95	60.99
②			200	6799	25.06	7.94	61.24
③	O	20	180	7042	24.86	8.08	62.32
④			200	7044	24.82	8.19	62.58
⑤		14	180	6483	25.42	7.07	59.50
⑥	十		200	6489	25.40	8.16	59.72
⑦		20	180	6718	25.17	7.32	60.63
⑧			200	6723	25.12	8.03	60.88

依据表中数据，总形变量的极差为 0.6 μ m，应力的极差为 1.12MPa，一阶固有频率的极差为 3.08Hz，上述三种评估指标的极差均比较小，而质量的极差为 561kg，因此在优选方案时，将质量作为主要评估指标，将总变形量、一阶固有频率和应力作为次要评估指标。由上述排序可知方案⑤、⑥、⑦、⑧质量较轻，但是方案⑤和⑥的总形变量、一阶固有频率和应力均较大，排在后列，因此将其剔除；方案⑦在剩下方案中质量最轻，且应力也相对最轻，该方案的其他指标均优于原立柱结构。因此，优化设计后的最优方案为“十-20mm~180mm”。

表 6 优化前后各项性能对比

性能	优化前	优化后	变化量
肋板结构	#	十	—
肋板厚度 /mm	18	20	+2
开窗圆孔内径 /mm	180	180	0
质量 /kg	7006	6718	-288
最大形变量 / μ m	25.07	25.17	+0.1
最大应力 /MPa	7.79	7.32	-6%
一阶频率 /Hz	60.03	60.98	+1.58

如表 6 所示，对优化前后的立柱各性能参数进行比较：肋板结构由“#”变为“十”型，肋板厚度由 18mm 变为 20mm，开窗圆孔内径不变。在最大形变量基本不变的情况下，质量减轻最为明显，减轻了 288kg，最大应力减少了 6%，

一阶固有频率提高 1.58%，因此，优化设计是合理的。

5 结论

本文通过设计正交实验，通过平衡法选取优化方案，在机床立柱承载基本不变的情况下，最大应力降低了 6%，立柱质量减轻了 288kg，一阶固有频率增加 1.58%，优化设计效果显著。立柱铸件结构的主要实验因素，肋板结构、肋板厚度及铸件开孔比较具有代表性；立柱质量、最大变形量及最大应力作为评估指标比较切合实际应用。本文为机床零部件的轻量化优化设计提供了参考。

参考文献

- [1] 沈文磊, 冯宇宁.绿色设计在机床设计与制造中的应用[J].科学与财富, 2015, (3): 425.
- [2] 刘成颖, 谭锋, 王立平, 等.面向机床整机动态性能的立柱结构优化设计研究[J].机械工程学报, 2016,52(3):161-167.
- [3] 仇家强, 张健, 牛卫册, 等.基于元结构的立柱结构动态优化设计[J].机械设计, 2014,31(12):54-58.
- [4] 何剑, 李蓓智, 杨建国, 等.微细加工机床立柱结构优化设计[J].东华大学学报(自然科学版), 2015,41(5):659-662.
- [5] 郭志全, 徐燕申, 张学玲, 等.基于有限元的加工中心立柱结构静、动态设计[J].机械强度, 2006,28(2): 287-291.
- [6] 孙鹏程, 史耀耀, 辛红敏, 等.基于元结构的整体叶盘高效强力复合铣床立柱优化设计[J].西北工业大学学报, 2015,33(2): 237-242.

Study on the evaluation mode of the essential safety degree of chemical process equipment

Bihao Cui¹ Qi Lou¹ Zhong Xu² Shengzhou Lu² Guanglie Sha³

1. Quzhou San Shi Ji New Materials Co., Ltd., Quzhou, Zhejiang, 324000, China
2. Quzhou Hangyang Special Gas Co., Ltd., Quzhou, Zhejiang, 324000, China
3. Quzhou Pancai Panit technology Co., Ltd., Quzhou, Zhejiang, 324000, China

Abstract

Chemical enterprises in the development process of the application of chemical raw materials and process technology is very special, so in the development of inevitably face some risks and hidden dangers, staff or the application of equipment a little problems will lead to irreparable serious consequences. Therefore, in order to avoid these risks and consequences as far as possible, it is necessary to do the safety design of process equipment. At present, the progress of science and technology also leads to the continuous improvement of the difficulty of essential safety design. To avoid these problems, it is necessary to study the evaluation mode of essential safety degree.

Keywords

chemical process; equipment; essential safety degree evaluation mode

化工工艺设备本质安全程度评价模式研究

崔必豪¹ 楼琪¹ 徐忠² 陆盛舟² 沙广烈³

1. 衢州三时纪新材料有限公司, 中国·浙江 衢州 324000
2. 衢州杭氧特种气体有限公司, 中国·浙江 衢州 324000
3. 衢州三彩漆业科技有限公司, 中国·浙江 衢州 324000

摘要

化工企业在发展过程当中应用的化学原料以及工艺技术非常特殊,所以在发展时不可避免地面临一些风险及隐患,工作人员或者应用的设备稍微存在问题就会导致无法挽回的严重后果。因此为了能够尽量地规避这些风险和后果,需要做好工艺技术设备的安全设计。目前科学技术的进步也导致本质安全化设计的难度不断提高,想要尽量规避这些问题,还需要深入地研究本质安全程度评价的模式。

关键词

化工工艺; 设备; 本质安全程度评价模式

1 引言

我国的化工企业应用的原料以及工艺技术相对特殊,所以在其中存在较多的潜在风险,也容易导致产生严重的问题。为了能够尽量地规避出现这种现象,需要做好化工工艺设备的安全设计,这种措施是避免事故发生率提高的重要手段。而它本质的安全就是更加有效的方法,人们目前对于安全的认知相对简单和模糊,其中的界限并不明显,安全和危险也是相对的,本质安全是更加理想的发展状态,所以本质安全评价也是在其中工艺技术设备安全程度的重要评价。

【作者简介】崔必豪(1984-),男,中国浙江衢州人,本科,工程师,从事化工安全研究。

2 本质安全原理

本质安全技术简单来说就是根据自身的安全设计做好本质改善,这样可以避免再出现失误操作或者是产生故障时设备和系统出现问题,同时还能够保障识别系统持续稳定地运行。在生产当中本质安全可以说完全充分地体现了预防为主的原则,预防风险并且提前制定应对措施是安全生产最高的境界,当然需要认识到的一定是在生产中自然不可能完全消除掉各种风险和事故。但是通过改变其中的工艺技术,并且优化其中的操作设计方法,可以尽量地减少事故出现的概率,这也是化工工艺设备设计的主要途径,可以主动结合本质安全的基本原理^[1]。

2.1 危险最小化

在生产中之内危险化学品的数量不断减少,降低现有化学品的库存或者是使用量同样也能够减量的降低在化学