

装备与成套技术

基于含间隙润滑模型的高速压力机下死点精度的综合评价研究

孟 超, 曹春平, 王 禹

(南京理工大学 机械工程学院, 江苏 南京 210094)

摘要: 下死点精度是高速压力机重要的性能指标。基于 Reynolds 流体动力润滑理论建立含间隙润滑模型的压力机传动模型, 选取压力机冲压转速、滑块质量、连杆滑块转动副间隙、曲柄连杆转动副间隙和滑块导轨移动副间隙作为下死点精度的影响因素, 进行 5 因素 3 水平正交数值模拟实验, 通过极差分析得出各因素对于下死点精度作用的显著性, 为综合评价建立的比较矩阵提供参考。基于层次分析法提出一种下死点精度的综合评价体系, 该体系以下死点平均值、下死点均方差和下死点最大波动值作为下死点精度的评价指标, 通过计算总权重向量将下死点精度呈现为评分的形式, 以达到量化比较各组下死点精度优劣程度的目的, 对于下死点精度的综合评价具有一定的参考价值。

关键词: 高速压力机; 下死点精度; 层次分析法; 间隙润滑模型; 总权重向量

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2023.07.020

中图分类号: TG305

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2023) 07-0149-07

Research on comprehensive evaluation for bottom dead center accuracy of high-speed press based on clearance lubrication model

Meng Chao, Cao Chunping, Wang Yu

(School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

Abstract: Bottom dead center accuracy is an important performance index of high-speed press. Therefore, based on Reynolds hydrodynamic lubrication theory, the press transmission model with clearance lubrication model was established, and taking punching rotate speed of press, slider mass, clearance of rotating pair for connecting rod and slider, clearance of rotating pair for crank and connecting rod and clearance of moving pair for slider guide rail as influencing factors for the bottom dead center accuracy, the orthogonal numerical simulation experiment with five factors and three levels was carried out. Then, the significance of each factor on the bottom dead center accuracy was obtained by the range analysis, which provided a reference for the establishment of a comprehensive evaluation comparison matrix. And a comprehensive evaluation system for the bottom dead center accuracy was proposed by analytic hierarchy process (AHP). Furthermore, the average value, mean square error and maximum fluctuation value of the bottom dead center for the system were used as the evaluation indicators of the bottom dead center accuracy, and the bottom dead center accuracy was presented in the form of scoring by calculating the total weight vector to achieve the purpose of quantitatively comparing the bottom dead center accuracy in each group, which has certain reference value for the comprehensive evaluation of the bottom dead center accuracy.

Key words: high-speed press; bottom dead center accuracy; analytic hierarchy process; clearance lubrication model; total weight vector

随着我国制造产业不断发展, 为了满足汽车、家电和 3C 电子等行业产品高质量的需求, 高速压力机的制造性能也亟待提升^[1]。对于高速压力机而言, 下死点精度是影响其冲压产品质量的重要性能指标, 同时也在一定程度上影响着模具的寿命。

由于国内的零件材料和制造技术与国外存在差距, 进而限制了高速压力机下死点精度的研究。近年来, 我国学界和业内主要针对单个因素对于下死点精度的影响进行研究, 得出了不同影响因素对于下死点精度的影响规律。傅松^[2]通过 MATLAB 模拟仿真分析, 发现下死点精度与杆件的形变量呈线性关系; 胡峰峰等^[3]通过 ANSYS 模型中实际工况下的温度场分析滑块运动轨迹, 得出随着温度升高下死点位置向下漂移 0.11 mm 的结果。在运动副间隙方面的研究中, 安迪等^[4]基于 L-N 非线性弹簧阻尼模型理论在 ADAMS 中建立含副间隙干摩擦压力机力

收稿日期: 2022-05-26; 修订日期: 2022-09-03

基金项目: 江苏省科技成果转化专项 (BA2021067)

作者简介: 孟 超 (1998-), 男, 硕士研究生

E-mail: czmengchao@163.com

通信作者: 曹春平 (1976-), 女, 博士, 副教授

E-mail: ccp_alice@163.com

学模型, 仿真表明, 在其设计范围内, 下死点精度随着间隙的增大呈现先升高后降低的结果; Flores P 等^[5]和 Zheng E L 等^[6]以压力机的传动机构作为研究对象进行实验与仿真对比, 结果表明, 与干摩擦间隙模型相比, 采用含间隙润滑模型的压力机传动机构的力学响应与实际数据的吻合度更高。

在下死点精度优劣评价方面, 李义强等^[7]通过构建测试平台获取下死点的精度值, 与仿真结果对比, 验证了肘节机构设计的合理性; 管培鹏等^[8]采用下死点精度平均值作为精度最优参数组合的评价指标, 为下死点精度的提高提供了参考。目前, 对于下死点精度优劣的评价大多采用单个评价指标进行描述, 而往往忽视了冲压过程中下死点精度的整体稳定性与极值波动方面。此外, 综合评价作为一种多指标的系统评判方法, 在冲压研究领域方面的运用较少, 但在其他领域有着较为重要的研究成果与广泛的应用, 这些研究对于下死点精度的科学综合评价具有重要的意义。陈振等^[9]基于模糊综合评价法, 对可控震源振动器的平板进行可靠性分析, 优化后的疲劳可靠性提高了 1.8%; Darko A 等^[10]以层次分析法为基础, 较好地解决了施工方面的决策问题, 为从业者与研究人员提供了一定的参考。

基于上述研究现状与现实考量, 本文首先基于含间隙润滑模型建立高速压力机传动部分模型, 选取影响因素与多种评价指标, 并设计 5 因素 3 水平的正交实验方案, 通过数值模拟研究压力机下死点精度的主要影响因素对其作用的显著性关系, 在此基础上构造各因素之间的比较矩阵, 最后基于层次分析法对各组下死点精度的优劣进行综合评价。

1 理论分析与模型

1.1 下死点精度综合评价体系

本文采用层次分析法对下死点精度进行综合评价。层次分析法是 Bain H 等^[11]于 1971 年提出的一种分析方法, 主要应用于具有多个评价标准的复杂决策问题, 将问题转变为系统结构性问题, 通过不同层次的分解, 量化运算结果进行综合评价。本文的压力机下死点精度的综合评价流程如图 1 所示。

1.2 高速压力机的结构与含间隙润滑模型的建立

压力机传动部分主要包括曲柄、连杆以及滑块。本文所研究的含间隙润滑模型压力机传动机构简图如图 2 所示, 电动机带动曲柄转动, 通过连杆动力

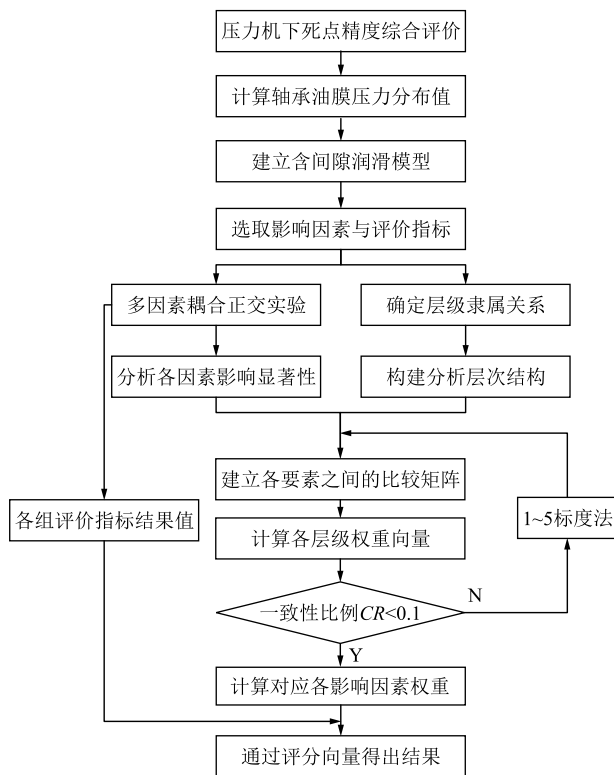


图 1 下死点精度综合评价流程图

Fig. 1 Flow chart of comprehensive evaluation for bottom dead center accuracy

带动滑块竖直运动完成压力机的冲压过程。曲柄连杆与连杆滑块之间分别存在间隙 e_1 、 e_2 , 其中曲柄长度 $L_1 = 60$ mm, 连杆长度 $L_2 = 500$ mm, 滑块行程 $H = 120$ mm。

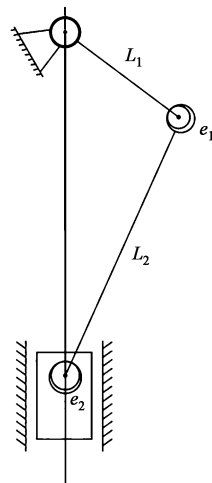


图 2 传动机构简图

Fig. 2 Schematic diagram of transmission mechanism

由于工程机构中润滑剂所形成的薄膜能减轻振动与摩擦, 并能够提高机构的稳定性和耐用度, 所以本文针对间隙 e_1 、 e_2 , 采用含间隙润滑模型进行建模。考虑润滑情况的含间隙转动副模型的截面图

如图3所示, 其中 O 、 O' 分别为轴承中心与轴颈中心, R 、 R' 分别为轴承半径和轴颈半径, ω 为轴颈运动速度, F_r 和 F_t 分别为油膜压力沿偏心方向与其垂直方向的分量, x 、 y 轴处为转动初始状态时的位置。

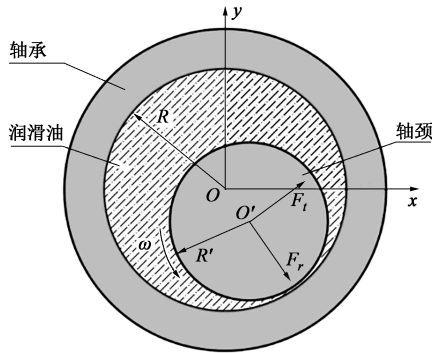


图3 含间隙润滑模型截面图

Fig. 3 Section diagram of clearance lubrication model

为了模拟转动副在真实工况下的受力情况, 需计算其存在的油膜压力, 运用最为广泛的计算公式 Reynolds 流体方程, 通过无量纲化处理可将油膜压力表示为与偏心率与宽径比相关的方程, 如式 (1) 所示^[12]:

$$\frac{\partial}{\partial \alpha} \left(H^3 \cdot \frac{\partial P}{\partial \alpha} \right) + \left(\frac{d}{B_0} \right)^2 \cdot \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H^3 \cdot \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = \frac{\partial H}{\partial \alpha} \quad (1)$$

式中: α 、 H 、 P 、 λ 为无量纲常数, 其中 $\alpha = \frac{X}{r}$, $H =$

$\frac{h}{C}$, $P = \frac{pC}{6\eta\eta}$, $\lambda = \frac{2Z}{L}$; r 为轴承半径系数; X 、 Z 为轴承在 x 、 z 方向上的尺寸系数; C 为常数; L 为油膜区域长度; h 为流体油膜厚度; η 为流体粘度; p 为油膜压力; v 为沿 x 坐标轴方向的速度; d 为轴承的直径; B_0 为轴承的宽度。

由于式 (1) 为非线性偏微分方程, 通过解析法计算的难度较大, 因此, 本文通过 MATLAB 采用差分法进行压力分布的求解。差分法通过逼近油膜各压力节点具有有限差分的导数, 将方程转化为对应各个节点的方程组, 同时引入 Reynolds 边界条件, 最终采用超松弛迭代法^[13] 计算出一组离散的节点压力数值。在求解轴承油膜压力的分布情况前, 需要将轴承上的油膜区域划分为多个节点所组成的均匀网格, 然后将网格中每一个节点的位置用 (i, j) 表示, 其中 i 为沿着 a 方向 (沿轴承表面展开方向, 即周向) 的行数编号, $i=1, 2, \dots, m$, j 为沿着 b 方向 (沿油膜起始边的轴向方向, 即轴向) 的行数编号, $j=1, 2, \dots, n$, m 、 n 为 a 、 b 方向的分格数, 油膜区域的网格划分图如图4所示。

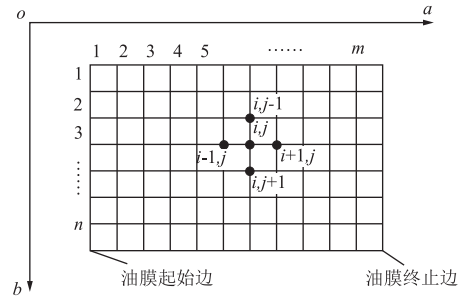


图4 油膜区域网格划分图

Fig. 4 Grid division diagram of oil film area

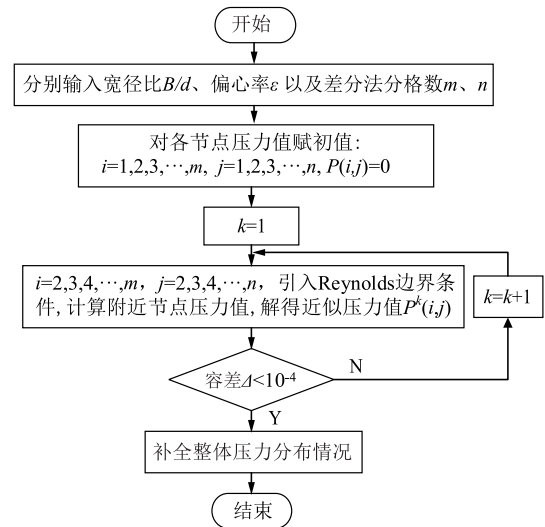


图5 求解流程图

Fig. 5 Solution flow chart

求解流程图如图5所示, 其中 $P(i, j)$ 为对应点的油膜压力值, k 为迭代次数。

以压力机曲轴连杆处轴承为例, 取周向分格数 $m=360$, 轴向分格数 $n=60$, 宽径比 $B/d=0.832$, 偏心率 $\varepsilon=0.495$, 最终得出无量纲油膜压力分布三维图如图6所示。连杆滑块处轴承的油膜压力计算与之相似, 不再赘述。

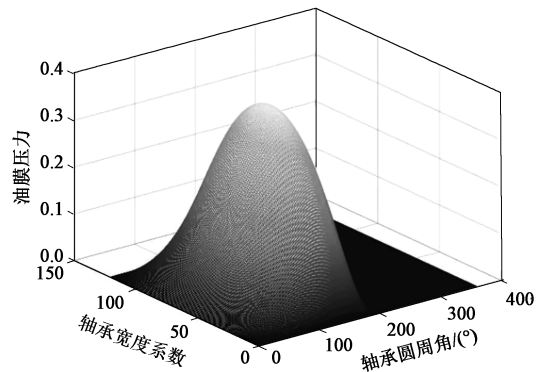


图6 油膜压力分布三维图

Fig. 6 Three-dimensional diagram of oil film pressure distribution

将压力机传动机构模型的理论下死点位置设置为初始位置。油膜压力数据通过文本格式导入 ADAMS 中,通过样条曲线函数 AKISPL 重新识别,同时建立旋转角度的测量模块,最终建立曲轴转动的实时角度与油膜压力值之间的关系。此外,根据不同的仿真转速,设定运动仿真时间为机构运行周期的 20 倍,仿真步设定为 20000 步,完成每组仿真过程 20 次下死点数据的采集。

2 正交实验方案及结果分析

2.1 正交实验方案的设计

由于下死点精度的影响成因是一个多因素耦合的复杂问题,因此,采用正交实验法分析各个因素对于下死点精度作用的显著性,即对于下死点精度影响的主次关系进行排序,为后续综合评价中比较矩阵的建立提供参考。选取下死点平均值 Y_1 、下死点均方差 Y_2 和下死点最大波动值 Y_3 作为下死点精度的评价指标,分别表征下死点精度的总体情况、精度稳定程度以及精度极值离散程度。

本文选取压力机冲压转速 A 、滑块质量 B 、连杆滑块转动副间隙 C 、曲柄连杆转动副间隙 D 和滑块导轨移动副间隙 E 作为实验因素,以实际设计数据作为因素水平选择的依据,设计 5 因素 3 水平,共 18 组正交实验 $L_{18}(3^5)$,正交实验水平与因素选择如表 1 所示,正交实验方案与仿真结果如表 2 所示。

表 1 正交实验水平因素表
Table 1 Levels and factors of orthogonal test

水平	因素				
	$A/(r \cdot \min^{-1})$	B/kg	$C/\mu\text{m}$	$D/\mu\text{m}$	$E/\mu\text{m}$
1	500	400	10	10	5
2	650	450	15	15	10
3	800	500	20	20	15

2.2 正交实验结果分析

根据表 2 中的数据对下死点精度平均值进行极差分析,可得到 5 个因素对于下死点精度影响的显著性。极差越大,代表该因素对下死点精度的影响越显著,极差分析结果如表 3 所示,5 个因素影响的显著性排序结果为: $A>D>B>C>E$,最终得到下死点精度影响因素的显著性依次为:冲压转速>曲柄连杆转动副间隙>滑块质量>连杆滑块转动副间隙>滑块导轨移动副间隙。

表 2 正交实验方案及结果
Table 2 Schemes and results of orthogonal test

方案	A	B	C	D	E	Y_1/mm	Y_2/mm	Y_3/mm
1	1	1	1	1	1	0.25712	0.200004	0.5980
2	1	1	2	2	3	0.28527	0.223625	0.6030
3	1	2	1	3	3	0.30895	0.194330	0.5767
4	1	2	3	1	2	0.26982	0.145294	0.4290
5	1	3	2	3	2	0.30238	0.217468	0.6869
6	1	3	3	2	1	0.27502	0.171319	0.5025
7	2	1	1	3	2	0.24432	0.156884	0.4116
8	2	1	3	1	3	0.23471	0.167388	0.4643
9	2	2	2	2	2	0.25874	0.110467	0.3344
10	2	2	3	3	1	0.27484	0.138911	0.5057
11	2	3	1	2	3	0.2528	0.166288	0.4272
12	2	3	2	1	1	0.23204	0.084147	0.2594
13	3	1	2	3	1	0.20436	0.096754	0.3200
14	3	1	3	2	2	0.24484	0.126683	0.4068
15	3	2	1	2	1	0.1768	0.109262	0.3412
16	3	2	2	1	3	0.27207	0.164104	0.4961
17	3	3	1	1	2	0.19729	0.099164	0.3532
18	3	3	3	3	3	0.27912	0.204926	0.6575

表 3 极差分析结果 (mm)
Table 3 Range analysis results (mm)

因素	A	B	C	D	E
极差	0.032	0.012	0.018	0.027	0.016

为了分析下死点精度的影响因素中各水平对于 3 个评价指标的具体影响,采用 MINITAB 对于表 2 所示正交实验数据进行主效应分析,具体的分析结果如图 7 所示。

通过各评价指标的主效应图可得到其随因素水平的变化趋势。由图 7a 可知,下死点平均值精度随着冲压转速的增高而提高;随着 3 个运动间隙的减小与滑块质量的增加而减小。由图 7b 可知,冲压转速与曲柄连杆转动副间隙的回归线较其余 3 个因素的回归线更为陡峭,表明其对于下死点精度的稳定程度起到重要的作用。由图 7c 可知,滑块质量回归线较其他因素更为平缓,对于下死点精度极值的影响程度较小;冲压转速与运动副间隙的合理选择对于抑制下死点精度的波动起到显著作用。

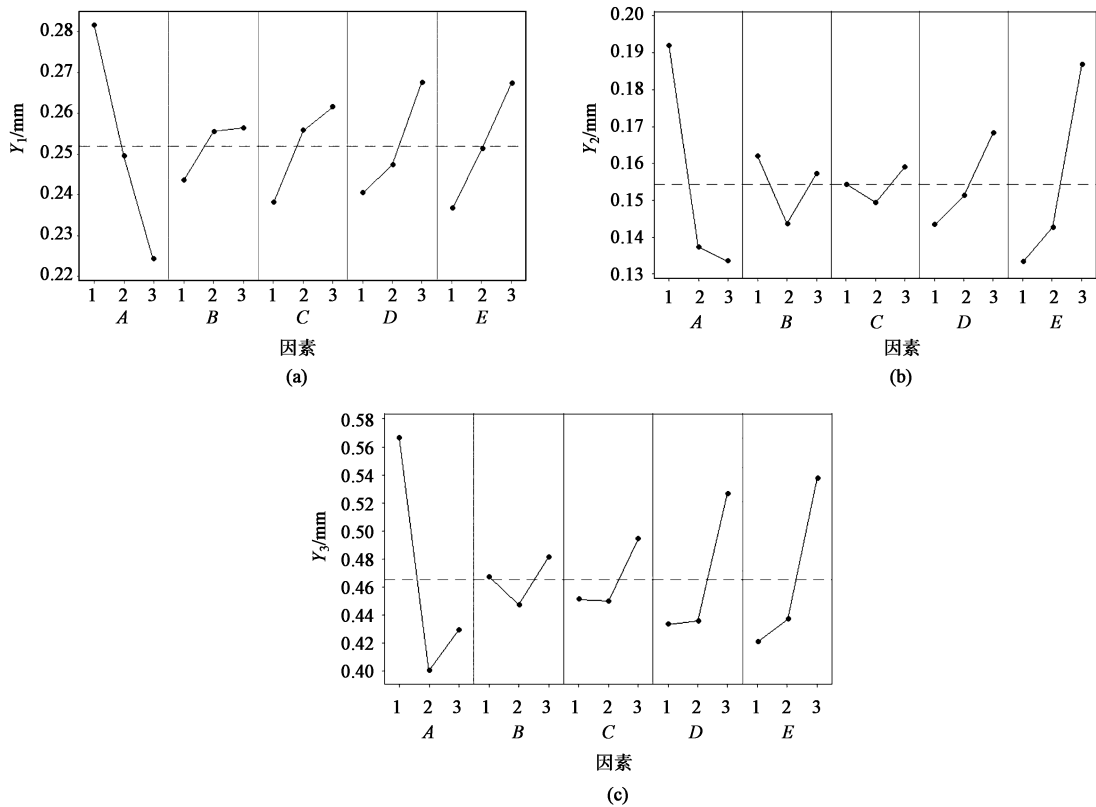


图 7 各评价指标的主效应图
(a) 下死点平均值 (b) 下死点均方差 (c) 下死点最大波动值

Fig. 7 Main effect diagrams of each evaluation index

(a) Mean value of bottom dead center (b) Mean square error of bottom dead center (c) Maximum fluctuation value of bottom dead center

3 下死点精度综合评价

3.1 基于层次分析法的下死点精度评价结构

通过前文主效应分析结果可知，各下死点精度的影响因素对于评价指标的作用规律不尽相同，故需要综合分析各因素对于各评价指标的影响权重，进而实现对于下死点精度的优劣等级量化分析的目的。本文基于层次分析法对于下死点精度进行综合评价，通过构造各因素之间的比较矩阵，同时结合评价指标对应结果的矩阵，采用加权评价的方式，最终通过分值的形式量化各组下死点精度

的优劣程度。

本文以下死点精度作为目标层 T ，以前述 5 个下死点精度的影响因素作为准则层 S （分别为 $S_1 \sim S_5$ ），以 3 个下死点精度的评价指标作为方案层 Y （分别为 $Y_1 \sim Y_3$ ），最终建立了如图 8 所示的下死点精度评价结构模型。

3.2 综合评价方法的实现

为了建立评价结构中各层次因素之间的联系，需要构造比较矩阵以判断各层因素之间的相对重要性，本文采用 1~5 标度法^[14]描述其间关系，准则层的相对重要性参考前文分析的下死点精度影响的显著性排序，准则层的比较矩阵如表 4 所示。

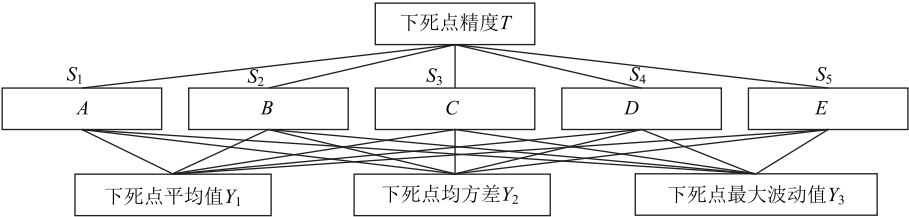


图 8 下死点精度评价结构模型
Fig. 8 Evaluation structure model of bottom dead center accuracy

表 4 比较矩阵

Table 4 Comparison matrix

因素	A	B	C	D	E
A	1	5/3	5/2	5/4	5
B	3/5	1	3/2	3/4	3
C	2/5	2/3	1	1/2	2
D	4/5	4/3	2	1	4
E	1/5	1/3	1/2	1/4	1

比较矩阵中的元素表示该行代表因素与该列代表因素相比较之下的重要程度,数值越大代表相对重要性越强,矩阵关于主对角线互为倒数对称格式。

根据表 4 求出该矩阵的最大特征值 $\lambda_{\max} = 5$, 其对应的特征向量 $\delta = [1.667, 1.000, 0.667, 1.333, 0.333]$, 则该层权重向量 $S = [0.333, 0.200, 0.133, 0.267, 0.067]$ 。为了验证所构造矩阵的合理性,需检验矩阵的一致性,其检验公式如式 (2) 所示:

$$\begin{cases} CI = \frac{\lambda_{\max} - n}{n - 1} \\ CR = \frac{CI}{RI} \end{cases} \quad (2)$$

式中: CI 为检验的一致性指标; CR 为一致性比例; RI 为平均随机一致性指标; n 为阶数。

各阶数 RI 的具体数值如表 5 所示。

表 5 各阶数 RI 的取值Table 5 RI values of each order

阶数	1	2	3	4	5	6
RI	0	0	0.52	0.89	1.12	1.26

当一致性比例 $CR < 0.1$ 时,即可视为通过矩阵的一致性检验;若不满足条件,则需重新构造比较矩阵。将表 4 求得的最大特征根 λ_{\max} 的值代入式 (2) 中,最终计算得 $CR = 0$,满足 $CR < 0.1$ 的检验条件,因此所构造的矩阵满足条件。同样地,方案层也采用上述构造比较矩阵与一致性检验方式,求得方案层权重向量 $Q = [0.500, 0.333, 0.167]$ 。

计算各因素对应的总权重向量 T_o ,其计算方法如式 (3) 所示:

$$T_o = S_o \cdot Q^T \quad (3)$$

式中: o 为准则层所对应的因素, $o = 1, 2, 3, 4, 5$ (依次对应因素 $A \sim E$); S_o 为准则层权重矩阵对应

元素。

最终,通过式 (3) 计算得出的 5 个因素对应的总权重向量为:

$$T_A = [0.1665, 0.1109, 0.0556]^T$$

$$T_B = [0.1000, 0.0666, 0.0334]^T$$

$$T_C = [0.0665, 0.0443, 0.0222]^T$$

$$T_D = [0.1335, 0.0889, 0.0446]^T$$

$$T_E = [0.0335, 0.0223, 0.0112]^T$$

将表 2 中 3 个评价指标所对应的结果组成结果矩阵 Y ,则可定义评价向量 Es ,表达式如式 (4) 所示:

$$Es = Y(T_A + T_B + T_C + T_D + T_E) \quad (4)$$

由于 3 个评价指标 Y_1 、 Y_2 、 Y_3 均具有望小性质,因此,对 Es 中每个元素取倒数处理,得评分向量 E_i 。评分向量 E_i 中每个元素值分别代表对应的 18 组方案正交实验中每组下死点精度的评分值,其数值越大,代表该方案中下死点精度表现越优越。评分结果如表 6 所示。

表 6 各方案评价指标结果与评分值

Table 6 Evaluation index results and score values of each scheme

方案	Y_1	Y_2	Y_3	E_i
1	0.25712	0.200004	0.5980	3.3895
2	0.28527	0.223625	0.6030	3.1466
3	0.30895	0.19433	0.5767	3.2108
4	0.26982	0.145294	0.4290	3.9226
5	0.30238	0.217468	0.6869	2.9558
6	0.27502	0.171319	0.5025	3.5910
7	0.24432	0.156884	0.4116	4.1129
8	0.23471	0.167388	0.4643	3.9899
9	0.25874	0.110467	0.3344	4.5045
10	0.27484	0.138911	0.5057	3.7295
11	0.2528	0.166288	0.4272	3.9508
12	0.23204	0.084147	0.2594	5.3373
13	0.20436	0.096754	0.3200	5.3237
14	0.24484	0.126683	0.4068	4.3852
15	0.1768	0.109262	0.3412	5.5016
16	0.27207	0.164104	0.4961	3.7946
17	0.19729	0.099164	0.3532	5.2452
18	0.27912	0.204926	0.6575	3.1486

根据表 6 可知,第 15 组的方案的参数组合评分最高,代表其综合下死点精度较其他正交实验

组更好。该评价结果与前文主效应图的变化规律一致, 对于下死点精度的综合评价具有一定的参考价值。

4 结论

(1) 基于 Reynolds 流体动力润滑的相关理论, 采用差分法对压力机含间隙转动副润滑模型中油膜压力的分布进行求解, 符合实际情况下压力机传动部分的仿真参数设定。

(2) 通过设计正交实验方案, 对压力机冲压过程进行数值模拟, 选取了冲压转速、滑块质量、曲柄连杆转动副间隙、连杆滑块转动副间隙和滑块导轨移动副间隙为压力机下死点精度的实验因素。由极差分析得出上述因素对于下死点精度作用的显著性顺序为: 冲压转速>曲柄连杆转动副间隙>滑块质量>连杆滑块转动副间隙>滑块导轨移动副间隙。同时选取下死点平均值、下死点均方差和下死点最大波动值作为下死点精度的评价指标, 通过主效应图得出评价指标随参数水平变化的规律。

(3) 根据下死点精度作用的显著性关系, 提出一种基于层次分析法的下死点精度的综合评价体系, 通过评分向量 E_i 以评分值的形式量化每组实验的下死点精度的优劣程度, 评价结果与前述研究规律相吻合, 为下死点精度的提高和下死点精度评价标准的建立提供了一定的参考。

参考文献:

- [1] 乔子路, 王营, 文武, 等. 浅析我国伺服压力机行业发展现状 [J]. 机电产品开发与创新, 2022, 35 (1): 71-74.
Qiao Z L, Wang Y, Wen W, et al. A brief analysis of the development status of servo press industry in China [J]. Development & Innovation of Machinery & Electrical Products, 2022, 35 (1): 71-74.
- [2] 傅松. 对称杠杆式高速冲床机构动平衡及下死点动态精度补偿研究 [D]. 南京: 南京理工大学, 2018.
Fu S. Research on Dynamic Balance and Dynamic Precision Compensation of Bottom Dead Center of Symmetrical Lever High Speed Punch Mechanism [D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2018.
- [3] 胡峰峰, 孙宇, 彭斌彬, 等. 热变形对多杆冲床滑块运动精度的影响分析 [J]. 中国机械工程, 2016, 27 (14): 1847-1851.
Hu F F, Sun Y, Peng B B, et al. Influence of thermal deformation on motion accuracy of slide block in multi-bar press [J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27 (14): 1847-1851.
- [4] 安迪, 王栓虎. 含间隙运动副的双曲轴横置压力机下死点精度分析 [J]. 机械制造与自动化, 2017, 46 (3): 45-48.
An D, Wang S H. Analysis on bottom dead center accuracy of double crankshaft cross press with clearance motion pair [J]. Machine Building & Automation, 2017, 46 (3): 45-48.
- [5] Flores P, Ambrósio J, Claro J P. Dynamic analysis for planar multibody mechanical systems with lubricated joints [J]. Multi-body System Dynamics, 2004, 12 (1): 47-74.
- [6] Zheng E L, Zhu R, Zhu S H, et al. A study on dynamics of flexible multi-link mechanism including joints with clearance and lubrication for ultra-precision presses [J]. Nonlinear Dynamics, 2016, 83 (1): 137-159.
- [7] 李义强, 戴惠良, 张治军, 等. 高速冲床肘节机构的运动特性研究 [J]. 机电工程, 2020, 37 (7): 743-750.
Li Y Q, Dai H L, Zhang Z J, et al. Research on kinematic characteristics of elbow joint mechanism of high-speed punch press [J]. Electromechanical Engineering, 2020, 37 (7): 743-750.
- [8] 管培鹏, 赵宇, 吴洪涛. 高速压力机传动系统对下死点精度影响的研究 [J]. 锻压装备与制造技术, 2011, 46 (6): 79-83.
Guan P P, Zhao Y, Wu H T. Research on influence of transmission system of high-speed press on bottom dead center accuracy [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2011, 46 (6): 79-83.
- [9] 陈振, 李涛, 薛晓伟, 等. 基于模糊综合评价法的可控震源振动器平板疲劳可靠性分析与优化 [J]. 工程设计学报, 2021, 28 (4): 415-425.
Chen Z, Li T, Xue X W, et al. Fatigue reliability analysis and optimization of vibroseis vibrator plate based on fuzzy comprehensive evaluation method [J]. Journal of Engineering Design, 2021, 28 (4): 415-425.
- [10] Darko A, Chan A P C, Ameyaw E E, et al. Review of application of analytic hierarchy process (AHP) in construction [J]. International Journal of Construction Management, 2019, 19 (5): 436-452.
- [11] Bain H, Howard N, Saaty T L. Using the analysis of options technique to analyze a community conflict [J]. Journal of Conflict Resolution, 1971, 15 (2): 133-144.
- [12] 曲庆文. 薄膜润滑理论 [M]. 北京: 科学出版社, 2006.
Qu Q W. Film Lubrication Theory [M]. Beijing: Science Press, 2006.
- [13] 黄志龙, 张丽强. 用差分法与超松弛迭代法求高维平稳 FPK 方程的解 [J]. 计算力学学报, 2008, (2): 177-182.
Huang Z L, Zhang L Q. The solutions of high dimensional stationary FPK equations are obtained by using difference method and overrelaxation iterative method [J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2008, (2): 177-182.
- [14] 张炳江. 层次分析法及其应用案例 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2014.
Zhang B J. Analytic Hierarchy Process and Its Application Cases [M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2014.