DOI:10.13652/j.issn.1003－5788.2018.06.016

多项式拟合法在旋盖机凸轮曲线设计中的研究与应用

The research and application of polynomial fitting in cam curve design of cap screwing machine

吴　佳[1]　何雪明[1]　何　楷[1]　张　荣[2]

WU Jia[1]　*HE Xue-ming*[1]　*HE Kai*[1]　*ZHANG Rong*[2]

(1. 江苏省食品先进制造装备技术重点实验室,江苏 无锡　214122;2. 江南大学理学院,江苏 无锡　214122)

(1. *Jiangsu Key Laboratory of Advanced Food Manufacturing Equipment and Technology*, *Wuxi*, *Jiangsu* 214122, *China*; 2. *School of Science*, *Jiangnan University*, *Wuxi*, *Jiangsu* 214122, *China*)

摘要:针对局部控制条件过多时传统多项式插值法所设计的凸轮曲线幂次过高,不利于旋盖机凸轮加工的问题,分别采用整体 5 次、6 次及 7 次多项式拟合法来设计旋盖机凸轮曲线,在满足局部控制条件的同时控制多项式幂次。当凸轮曲线各项特性参数均得到优化后,构建旋盖机凸轮机构三维模型,并对其进行动力学仿真分析,综合对比机构运动学与动力学性能,确定最优的凸轮曲线。

关键词:旋盖机;凸轮曲线;多项式拟合;动力学仿真

Abstract: In view of the excessive local control conditions, the power of the cam curve designed by traditional polynomial interpolation method got too high to control, which was not conducive to the processing of capping machine cam. The global 5, 6 and 7 polynomial fitting methods were separately used to design the cam curve, so that it could control the power of the polynomial while satisfying the local control conditions. When the parameters of the cam curve got optimized, constructed the cam mechanism into a three-dimensional model and carried out the dynamic simulation analysis. After comparing to the kinematic and dynamic properties of mechanism, finally the optimal curve was determined.

Keywords: cap screwing machine; cam curve; polynomial fitting; dynamic simulation

凸轮曲线从最早只能用于低速凸轮机构的等速曲线,到目前能够用于中、高速凸轮机构的标准多项式曲线、简谐凸轮曲线等已形成了一些系统论述[1-2]。王波波等[3]选取适当的设计变量,根据工程实际设计要求的凸轮机构参数,建立相应的优化模型,求出了符合实际情况的凸轮曲线。相较于简谐梯形组合凸轮曲线,多项式曲线只要取足够高的幂次数,高阶导数便总是连续的,因此可用于高速凸轮机构[4]。刘昌祺等[5]总结了数种多项式凸轮曲线的表达式,葛正浩等[6]给出了多项式凸轮曲线的通用表达式以及与各种边界条件相对应的解决办法。对于中低速凸轮机构,设计时进行运动学分析即可,但随着生产效率加快,凸轮机构的转速不断提高,仅仅分析运动学特性的方法渐渐失效,因此对于高速凸轮机构,在分析运动学特性的同时还需要关注其动力学特性。张策[7]对凸轮机构动力学方面的研究进行了分析与总结。田亚平等[8]建立了单自由度动力学模型来分析阻尼对凸轮动力学特性的影响,发现残余振幅会因阻尼的变大而慢慢衰减。高江红[9]建立了考虑输入轴速度波动的等效单自由度高速凸轮机构的动力学模型,对力封闭凸轮和形封闭凸轮的动力学特性进行了分析比较,为高速凸轮机构的合理设计提供了依据。

虽然凸轮曲线设计及动力学模拟在学术领域已有较为成熟的理论,但在实际生产过程中却缺乏科学的应用。目前中国多数从事液体食品包装的公司在设计旋盖机凸轮曲线时采用的方法是:将旋盖机完成相关动作时的各个关键点用直线相连,并在关键点连接处倒圆。这种方法将直接导致凸轮曲线仅满足速度连续,当凸轮高速运转时,由于存在柔性冲击,构件的动载荷比较大,旋盖机在现场工作时噪声大、易磨损,运行效率很低。因此,本研究拟采用多项式拟合法分别对凸轮曲线进行设计,以提高凸轮曲线的光顺性和连续性,然后对凸轮机构进行动力学仿真,最终达到降低旋盖机凸轮机构运行时的振动与噪声,提高机构运行精度。

1　多项式凸轮曲线表达方法

在利用多项式设计凸轮曲线时,经常会遇到局部位移控制

基金项目:国家自然科学基金项目(编号:51275210)

作者简介:吴佳,女,江南大学在读硕士研究生。

通信作者:何雪明(1966—),男,江南大学教授,研究生导师,博士。
E-mail:hxuem2003@163.com

收稿日期:2018-01-20

条件过多的情况，运用多项式插值法会导致多项式幂次过高，不利于加工，此时运用多项式拟合法可以有效控制多项式幂次。

当凸轮处于升程期（或回程期）时，其控制条件为：在无因次时间 $T_i(i=0,1,\cdots\cdots,m)$ 处达到对应的从动件无因次位移 $S_i(i=0,1,\cdots\cdots,m)$。此时可将问题转化为：存在 m 对数据 $(T_i,S_i)(i=1,2,\cdots\cdots,m)$，需用 n 次多项式来拟合这些点，多项式表达式为：

$$S=C_0+C_1T_1+\cdots\cdots+C_nT_n\ , \tag{1}$$

式中：

$n\leqslant m$，选取合适的 $C_0,C_1,\cdots\cdots,C_n$，使得：

$$\Phi(C_0,C_1,\cdots\cdots,C_n)=\sum_{i=0}^{n}\left(\sum_{k=0}^{n}C_kT_i^k-S\right)^2=\min(k=0,1,\cdots\cdots,n)\ 。 \tag{2}$$

那么式(2)为最小二乘拟合多项式凸轮曲线。令

$$I=\sum_{i=0}^{m}\left(\sum_{k=0}^{n}C_kT_i^k-S_i\right)^2。 \tag{3}$$

把式(3)对 C_k 求偏导数，得 $m+1$ 个方程：

$$\frac{\partial I}{\partial C_j}=2\sum_{i=0}^{m}\left(\sum_{k=0}^{n}C_kT_i^k-S_i\right)T_i^j=0, \tag{4}$$

即

$$\sum_{k=0}^{n}\left(\sum_{i=n}^{m}T_i^{j+k}\right)C_k=\sum_{i=0}^{m}T_i^jS_i(j=0,1,\cdots\cdots,n)\ 。 \tag{5}$$

式(5)是关于 $C_0,C_1,\cdots\cdots,C_n$ 的线性方程，用矩阵表示为：

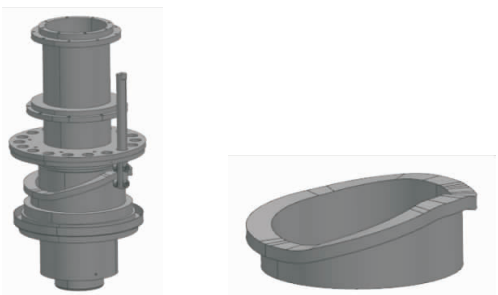
$$\begin{bmatrix} m+1 & \sum_{i=0}^{m}T_i & \cdots\cdots & \sum_{n}^{m}T_i^n \\ \sum_{i=0}^{m}T_i & \sum_{i=0}^{m}T_i^2 & \cdots\cdots & \sum_{i=0}^{m}T_i^{n+1} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \sum_{i=0}^{m}T_i^n & \sum_{i=0}^{m}T_i^{n+1} & \cdots\cdots & \sum_{i=0}^{m}T_i^{2n} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} C_0 \\ C_1 \\ \vdots \\ C_n \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \sum_{i=0}^{m}S_i \\ \sum_{i=0}^{m}T_iS_i \\ \vdots \\ \sum_{i=0}^{m}T_i^nS_i \end{bmatrix}。 \tag{6}$$

解出 $C_k(k=0,1,\cdots\cdots,n)$，从而可得 S 表达式，即所设计凸轮曲线的多项式拟合表达。多项式拟合法能够有效解决局部位移控制条件过多的问题，但是拟合出来的凸轮曲线也会与位移控制点之间存在误差，因此在对 n 进行选取时要保证误差被控制在允许误差范围内。

2　多项式拟合法设计旋盖机凸轮曲线

2.1　凸轮曲线设计要求描述

现有一台旋盖机，单个旋盖头每小时旋盖 1 800 个，设计要求在提高转速的情况下，单个旋盖头每小时旋盖个数能够达到 2 400 个，且凸轮机构不会出现剧烈振动。凸轮从动件在相应角度到达对应的位移点，将这些位移点称为关键点，规定在关键点的设计允许误差为 1 mm，其中出瓶位置点至 P1 点(30°)和 P2 点(230°)至旋盖结束点为已定的两段水平位移，旋盖开始点至 P2 点也为既定的一段运动规律。由于现有的凸轮主要工作段在回程期，旋盖机需要在回程期完成主要的抓盖、进瓶和旋盖等动作，该段曲线设计的好坏直接影响了旋盖机的旋盖速度和旋盖质量，因此本文主要对回程期凸轮曲线进行设计，即主要对从 P1 点至旋盖开始点这段进行重新设计。旋盖机凸轮机构与凸轮模型见图 1。



（a）旋盖机凸轮机构　　（b）旋盖机凸轮

图 1　旋盖机凸轮机构与凸轮模型

Figure 1　Cam mechanism and cam model of screw capping machine

2.2　多项式拟合法设计凸轮曲线

从 P1 点至旋盖开始点共计 6 个关键点，依次为 P1 点、抓盖开始点、抓盖中心点、抓盖最低点、进瓶位置点、旋盖开始点，将时间 T 无因次化后得到各关键点的无因次位移。因为多项式拟合法缺少对边界导数条件的控制，所以不设定边界导数约束条件。多项式拟合法在应用时需要给定多项式的最后一项幂次数，为保证凸轮曲线的速度、加速度、跃度、跳度在回程期均连续，因此多项式的最高次幂最低必须为 5 次，本文取高速凸轮机构上常用的 5 次、6 次和 7 次多项式进行拟合。

2.2.1　5 次多项式拟合凸轮曲线　根据式(1)，5 次多项式拟合凸轮曲线位移函数可表示为：

$$S=C_0+C_1T+\cdots\cdots+C_5T^5。 \tag{7}$$

为更方便地控制凸轮曲线形状，另外插入局部控制点，结合约束条件，利用最小二乘法，得到 5 次多项式拟合的凸轮曲线见式(8)。

$$\begin{cases} S=10.755\ 4T^5-22.718\ 1T^4+11.880\ 1T^3+ \\ \qquad 1.093\ 55T^2-2.013\ 13T+1.002\ 5; \\ V=53.777T^4-90.872\ 4T^3+35.640\ 2T^2+ \\ \qquad 2.187\ 11T-0.013\ 13; \\ A=215.108T^3-272.617T^2+71.280\ 5T+2.187\ 11; \\ J=645.324T^2-545.234T+71.280\ 5; \\ Q=1\ 290.65T-545.234。 \end{cases} \tag{8}$$

根据式(8)得到利用 5 次多项式拟合法设计出来的 P1 点至旋盖开始点整体多项式凸轮曲线图谱，见图 2。

在关键点的设计允许误差为 1 mm，计算出各关键点的拟合误差见表 1。从表 1 中可以看出，在抓盖开始点有最大的实际位移拟合误差为 0.959 64 mm，小于设计允许误差 1 mm，符合设计要求。

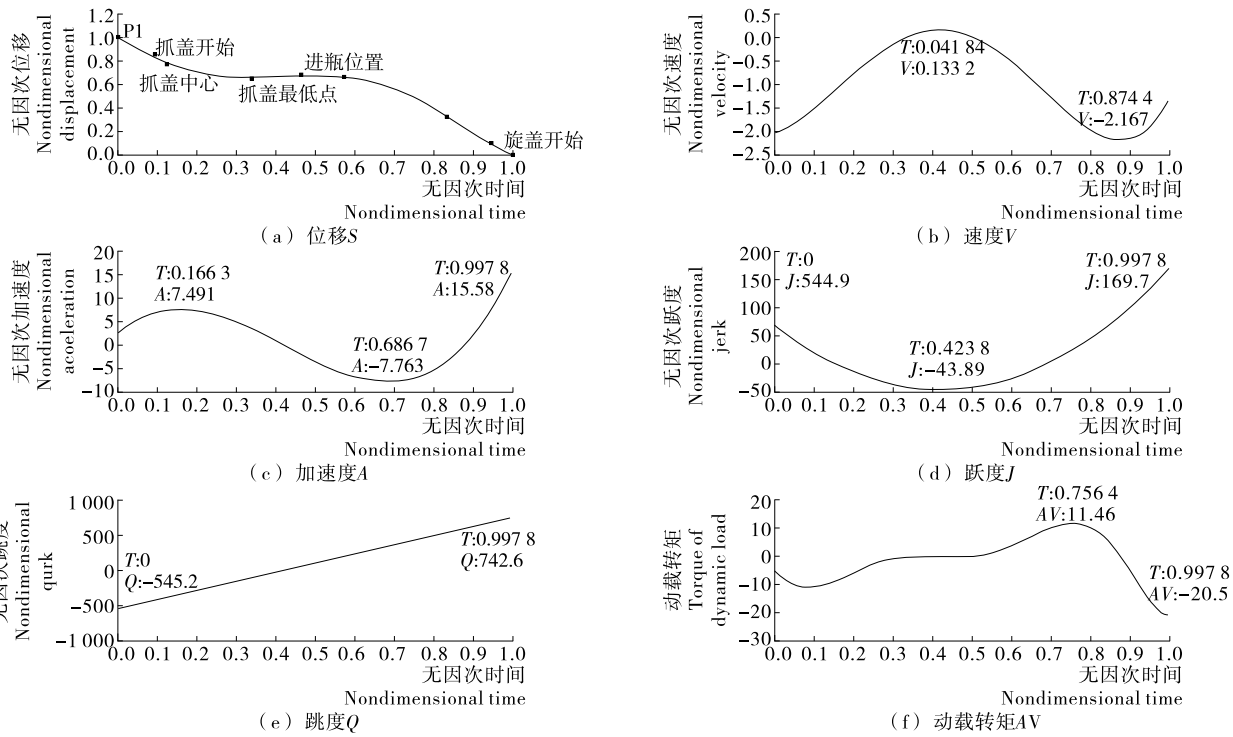


图 2　5 次多项式拟合凸轮曲线图谱

Figure 2　Five-power polynomial fitting cam curve maps

表 1　5 次多项式关键点的拟合误差表

Table 1　Fitting error table of Five-power polynomial key points

关键点	无因次时间 T	无因次位移 S	现拟合点位移	无因次误差 ΔS	实际位移误差 Δs/mm
P1	0.000 00	1.000 00	1.002 550	0.002 55	0.168 30
抓盖开始	0.092 86	0.848 48	0.833 938	0.014 54	0.959 64
抓盖中心	0.125 00	0.772 73	0.785 981	0.013 25	0.874 50
抓盖最低	0.339 29	0.651 52	0.656 716	0.005 20	0.343 20
进瓶位置	0.464 29	0.681 82	0.668 995	0.012 82	0.846 12
旋盖开始	1.000 00	0.000 00	0.000 370	0.000 37	0.024 42

2.2.2　6 次多项式拟合凸轮曲线　仿照 5 次多项式拟合凸轮曲线的设计方法,调节控制点,可得到 6 次多项式拟合凸轮各特性曲线表达式,由表达式得到利用多项式拟合法设计出来的 P1 点至旋盖开始点 6 次多项式凸轮曲线位移图谱,见图 3。

在关键点的设计允许误差为 1 mm,计算出各关键点的拟合误差见表 2。

从表 2 中可以看出,在抓盖中心点最大的实际位移拟合误差为 0.502 26 mm,小于设计允许误差 1 mm,符合设计要求。

2.2.3　7 次多项式拟合凸轮曲线　仿照 5 次多项式拟合凸轮曲线的设计方法,调节控制点,可得到 7 次多项式拟合凸轮各特性曲线表达式,由表达式得到利用多项式拟合法设计出来的 P1 点至旋盖开始点 7 次多项式凸轮曲线位移图谱,见图 4。

在关键点的设计允许误差为 1 mm,计算出各关键点的拟合误差见表 3。

表 2　6 次多项式关键点的拟合误差表

Table 2　Fitting error table of Six-power polynomial key points

关键点	无因次时间 T	无因次位移 S	现拟合点位移	无因次误差 ΔS	实际位移误差 Δs/mm
P1	0.000 00	1.000 00	1.000 700	0.000 70	0.004 62
抓盖开始	0.092 86	0.848 48	0.841 473	0.007 01	0.462 66
抓盖中心	0.125 00	0.772 73	0.780 345	0.007 61	0.502 26
抓盖最低	0.339 29	0.651 52	0.647 839	0.003 68	0.242 88
进瓶位置	0.464 29	0.681 82	0.685 867	0.004 05	0.267 30
旋盖开始	1.000 00	0.000 00	0.000 319	0.000 32	0.021 12

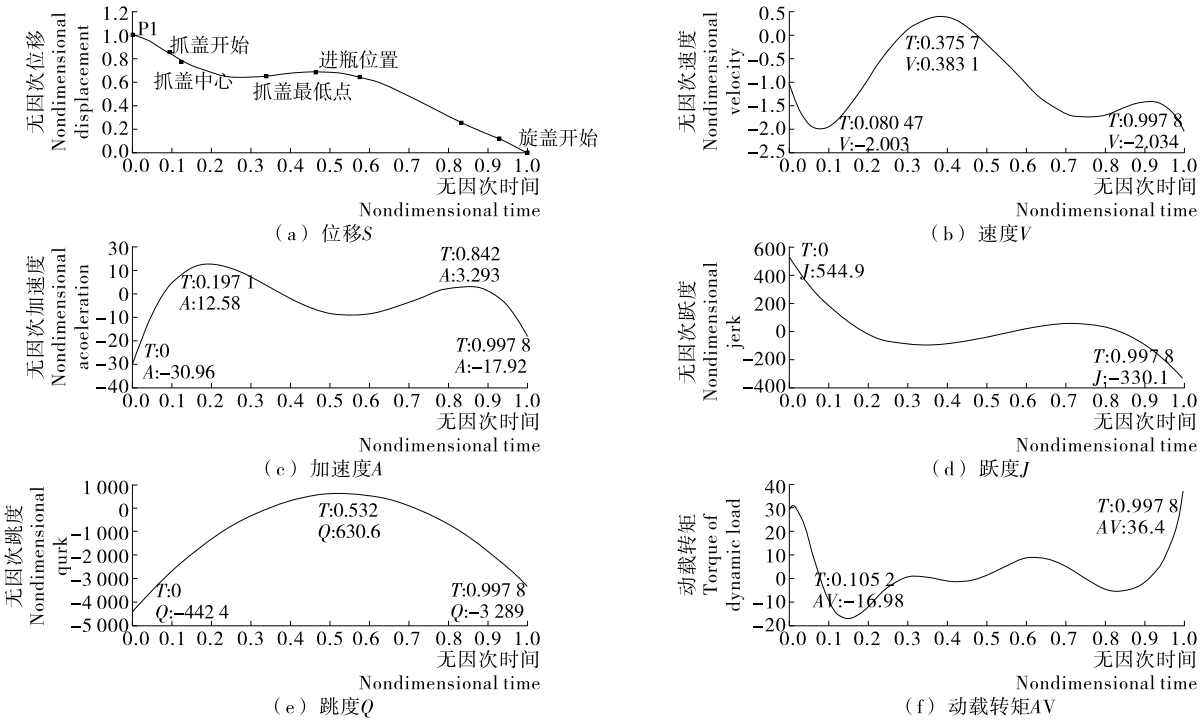


图 3 6 次多项式拟合凸轮曲线图谱

Figure 3 Six-power polynomial fitting cam curve maps

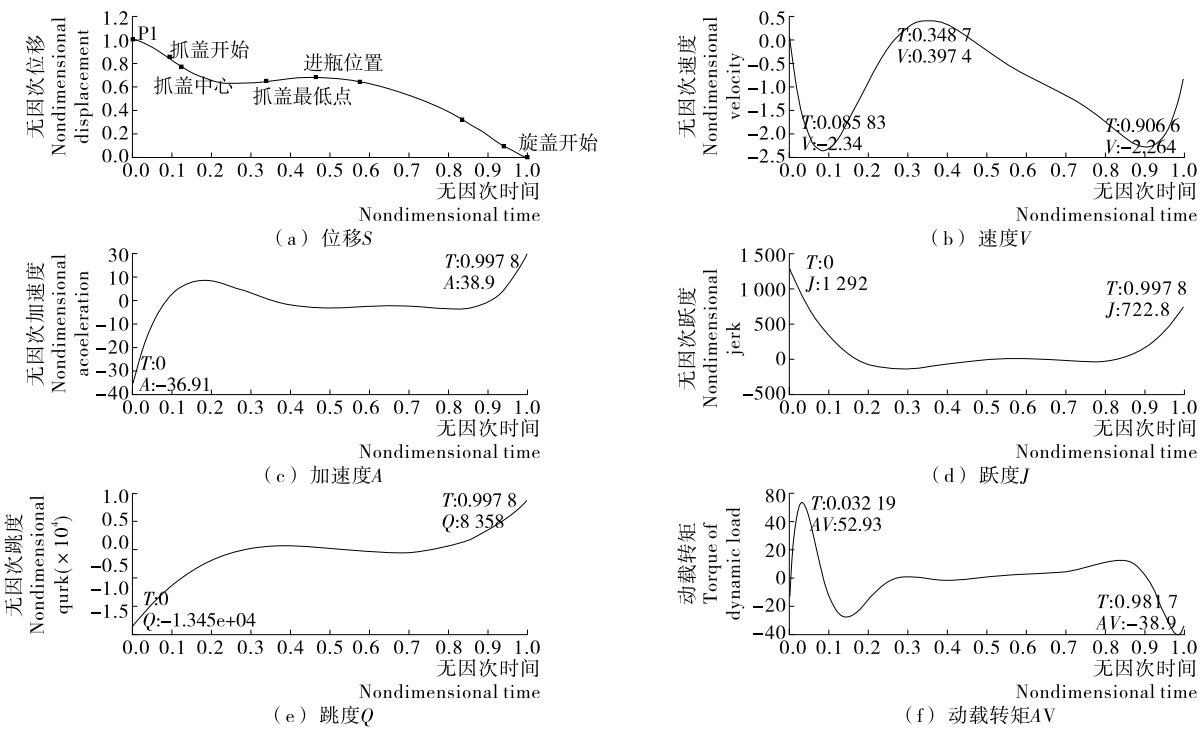


图 4 7 次多项式拟合凸轮曲线图谱

Figure 4 Seven-power polynomial fitting cam curve maps

表 3 7 次多项式关键点的拟合误差表

Table 3 Fitting error table of Seven-power polynomial key points

关键点	无因次时间 T	无因次位移 S	现拟合点位移	无因次误差 ΔS	实际位移误差 Δs/mm
P1	0.000 00	1.000 00	1.000 180	0.000 18	0.011 88
抓盖开始	0.092 86	0.848 48	0.846 506	0.001 97	0.130 02
抓盖中心	0.125 00	0.772 73	0.774 960	0.002 23	0.147 18
抓盖最低	0.339 29	0.651 52	0.650 089	0.001 43	0.094 38
进瓶位置	0.464 29	0.681 82	0.683 796	0.001 98	0.130 68
旋盖开始	1.000 00	0.000 00	0.000 701	0.000 70	0.046 20

从表 3 中可以看出,在抓盖中心点最大的实际位移拟合误差为 0.147 18 mm,小于设计允许误差 1 mm,符合设计要求。

由表 1～3 中可以看出,随着多项式的最后一项幂次数的增加,最大的实际位移拟合误差由 5 次多项式拟合的 0.959 64 mm 减少到 7 次多项式的 0.147 18 mm,其他关键点的实际位移拟合误差也相继减少,可以看出增加最后一项幂次数,多项式拟合精度更高。为了更直观地分析凸轮曲线特性参数的变化,将 5 次、6 次、7 次多项式拟合凸轮曲线特性参数集中加以比较,见表 4。

表 4　5 次、6 次、7 次多项式拟合凸轮曲线特性参数对比表

Table 4　Five-power, six-power and seven-power polynomial fitting cam curve characteristic parameter comparison table

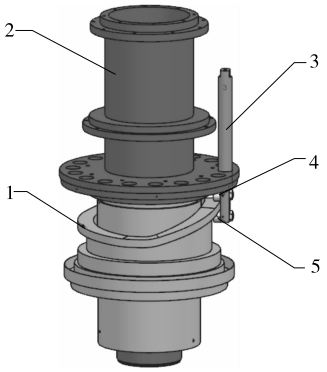
多项式次数	V_{max}	A_{max}	J_{max}	Q_{max}	AV_{max}
5 次	2.167	15.58	169.7	742.6	20.50
6 次	2.034	30.96	544.9	4 424.0	36.40
7 次	2.340	69.91	1 292.0	13 450.0	52.93

从表 4 中可以看出,在各特性参数中,6 次多项式的最大速度 V_{max} 最小,为 2.034,其他特性参数 A_{max}、J_{max}、Q_{max} 和 AV_{max} 均是 5 次多项式最优。而 7 次多项式的各种特性值在 3 种多项式曲线中均是最高的,因此性能较差。而且 5 次多项式的最大速度为 2.167,与 6 次多项式相差不大,并且在高速凸轮机构中,最大加速度 A_{max} 的重要性优于最大速度 V_{max},而 5 次多项式的最大加速度为 15.58,只有 6 次多项式的最大加速度(30.96)的 50%左右,因此可以看出这 3 种多项式中,5 次多项式拟合的凸轮曲线综合性能最优。同时,多项式拟合法可以有效解决整体多项式插值法不能控制位移局部形状的问题以及分段多项式插值法位移高阶导数会出现尖点及突变、曲线衔接不光滑的问题。

3　旋盖机凸轮机构动力学分析

3.1　原凸轮机构动力学分析

为了验证新设计的凸轮曲线性能,需要先将原旋盖机凸轮机构模型进行动力学仿真分析,如图 5 所示,将原凸轮机构模型分为 5 部分,即凸轮中心轴、凸轮、凸轮从动件、从动件上滚子、从动件下滚子,将凸轮机构模型导入 ADAMS 软件中,对各零部件添加约束与驱动。



1. 凸轮　2. 凸轮中心轴　3. 凸轮从动件　4. 凸轮上滚子　5. 凸轮下滚子

图 5　凸轮机构导入 ADMAS 的三维模型

Figure 5　3D model of cam mechanism imported into ADMAS

设置完仿真条件后开始进行动力学仿真分析,得到结果见图 6。

由于原有的凸轮曲线是将各关键点以直线连接,并在关键点处倒圆,因此仅仅能保证凸轮曲线的速度连续,但加速度容易在关键点处发生突变。分析图 6 可知,加速度曲线在凸轮机构主要工作段即回程有几处明显的突变,这是比较符合实际情况的,因为该凸轮机构升程期不是主要工作段,对旋盖机影响比较小,因此主要对 P1 点至旋盖开始点段动力学仿真结果进行分析。为了消除量纲的影响,将 P1 点至旋盖开始点段位移、速度和加速度曲线无因次化,得到 P1 点至旋盖开始点段无因次动力学仿真曲线见图 7。

分析图 7 可知,原凸轮机构的动力学仿真速度曲线基本连续,速度绝对值最大为 5.777,而加速度在整个周期内均不连续,且多个地方存在冲击,最大加速度达到了 4.393×10^4,高速状态下,很容易导致凸轮机构磨损、振动和疲劳破坏,随着振动的加剧,从动件的实际运动曲线必将偏离理论曲线,发生动态运动误差。

3.2　多项式拟合凸轮动力学分析

为了验证新设计的凸轮曲线性能,分别将 5 次、6 次和 7 次多项式拟合凸轮曲线转换成凸轮轮廓线并建出凸轮机构模型,导入 ADAMS 软件并仿照原凸轮机构动力学分析方法,分别得到 3 种多项式凸轮曲线对应凸轮机构在 P1 点至旋盖开始点段的无因次动力学仿真曲线,与原凸轮动力学仿真曲线进行比较,结果见图 8。

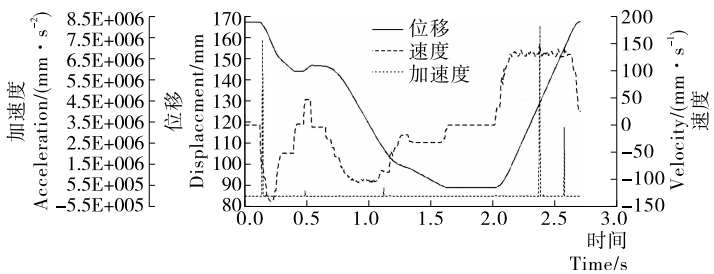
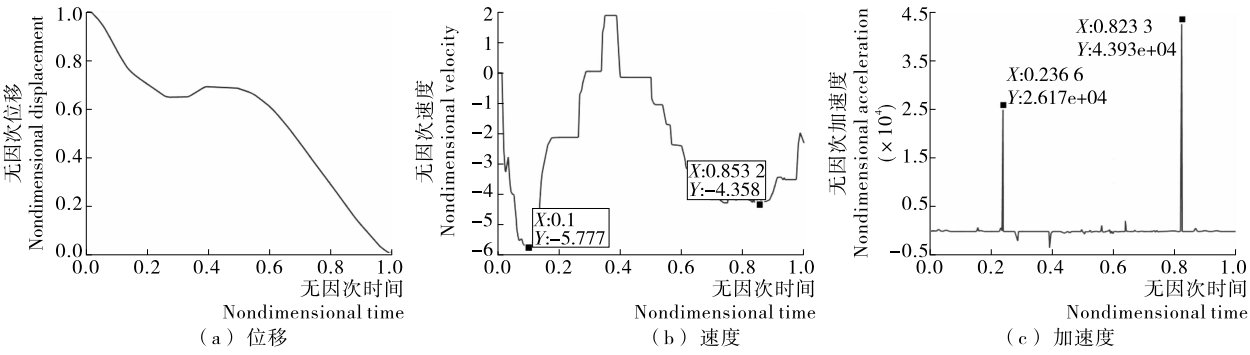


图 6　原凸轮动力学仿真结果

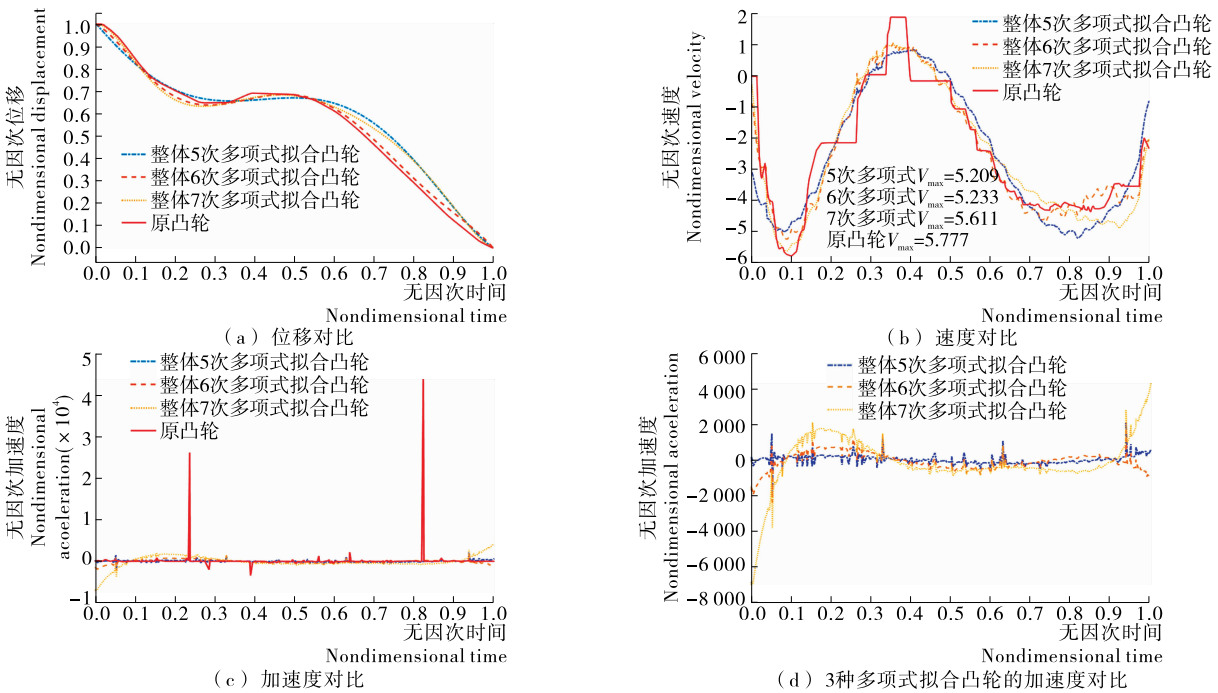
Figure 6　Originalcam dynamic simulation results



（a）位移　　（b）速度　　（c）加速度

图 7　P1 点至旋盖开始点段无因次动力学仿真曲线图谱

Figure 7　Dimensionless dynamic simulation curve maps of point segment from P1 to starting point of screw cap



（a）位移对比　　（b）速度对比

（c）加速度对比　　（d）3种多项式拟合凸轮的加速度对比

图 8　多项式拟合凸轮和原凸轮动力学分析对比

Figure 8　Comparison of dynamic analysis of polynomial fitting cam and original cam

分析图 8 可以发现，3 种多项式拟合凸轮的位移曲线很明显比原凸轮的位移曲线更加光顺，在 $T=0.1$ 附近，所有速度曲线方向为负，速度急剧增大，其中原凸轮速度曲线变化最大，仿真速度最大值达 5.77；对于仿真加速度曲线，原凸轮的加速度变化也远远大于其他曲线，因此可知多项式拟合法设计凸轮曲线是有效的。由图 8(d)可知，在 3 种加速度曲线中，整体 5 次多项式拟合凸轮运行最平稳，波动最小，整体 7 次多项式拟合凸轮运行时波动最大，与理论加速度曲线的分析是一致的。

由于阻尼和间隙等因素的影响，3 条多项式的仿真速度最大值都远大于理论速度，见表5。6次多项式拟合凸轮的理论速度最大值大于 5 次多项式的，但是仿真值却是 5 次多项式拟合凸轮略优于 6 次多项式的，再因为 5 次多项式拟合凸轮加速度曲线更平稳，因此可以判断 5 次多项式拟合凸轮曲线的综合性能优于其他 2 种曲线。

表 5　多项式拟合凸轮理论与仿真速度最大值对比

Figure 5　The comparison of the maximum speed of the polynomial fitting cam theory and simulation

V_{max}	5 次多项式	6 次多项式	7 次多项式
理论	2.167	2.034	2.340
仿真	5.209	5.233	5.611

4　结论

(1) 经过多项式拟合后的凸轮曲线各项特性参数与原凸轮相比均有所改善。首先，就凸轮运动学性能来说，6 次多项式的最大速度 V_{max} 最小(2.034)，5 次多项式次之(2.167)，其他特性参数 A_{max}、J_{max}、Q_{max} 和 AV_{max} 均是 5 次多项式最优，7 次多项式的各种特性值在 3 种多项式曲线中均最高，因此运动学性能较差；虽然随着幂次的增加，最大的实际位移拟合误差由 5 次多项式的 0.959 64 mm 减小到了 7 次多项式的 0.147 18 mm，但 5 次多项式拟合误差仍能满足误差小于 1 mm 的设计要求。其次，经过多项式拟合设计的凸轮曲线在动力学性能上也得到了提高，位移、速度曲线较原凸轮变得更加光顺，加速度未再出现明显的突变现象，对

(下转第 151 页)

Biomass & Bioenergy, 2005, 28(4): 411-417.
[7] CHEN Hong-zhang, LIU Li-ying. Unpolluted fractionation of wheat straw by steam explosion and ethanol extraction[J]. Bioresour Technol, 2007, 98(3): 666-676.
[8] 倪辉, 蔡慧农, 吴黎明, 等. 利用蒸汽爆破法破壁花粉的技术[J]. 农业工程学报, 2010, 26(5): 367-372.
[9] 孙俊良, 杜寒梅, 梁新红, 等. 响应面法优化蒸汽爆破技术提取苹果果胶工艺[J]. 食品科学, 2017, 38(14): 270-275.
[10] SHARMA S, KUMAR R, GAUR R, et al. Pilot scale study on steam explosion and mass balance for higher sugar recovery from rice straw[J]. Bioresource Technology, 2015, 175: 350-357.
[11] KUROSUMI A, SASAKI C, KUMADA K, et al. Novel extraction method of antioxidant compounds fromSasa palmata, (Bean) Nakai using steam explosion[J]. Process Biochemistry, 2007, 42(10): 1 449-1 453
[12] 张棋, 易军鹏, 李欣, 等. 蒸汽爆破预处理对粉葛总黄酮及抗氧化性的影响[J]. 食品科学, 2016, 37(9): 40-44.
[13] 李冰. 亚麻籽蒸汽爆破处理及其活性成分变化研究[D]. 洛阳: 河南科技大学, 2017: 23-24.
[14] 刘翀, 张瑞婷, 刘本国, 等. 蒸汽爆破处理对麦麸的酚酸组成及其抗氧化活性的影响(英文)[J]. 农业工程学报, 2016, 32(6): 308-314.
[15] 孙玉林, 文菁, 赵娟, 等. 响应面优化酶法提取虎斑乌贼肌肉多糖的工艺及抗氧化活性测定[J]. 食品科学, 2017, 38(22): 246-255.
[16] YAO Ling-yun, ZHAO Qing-sheng, XIAO Jie, et al. Composition and antioxidant activity of the polysaccharides from cultivated Saussurea involucrata [J]. International Journal of Biological Macromolecules, 2012, 50(3): 849-853.
[17] 贺永惠, 王清华, 黄会丽, 等. 蒸汽爆破提高小麦麸皮中水溶性戊聚糖含量及热重分析[J]. 农业工程学报, 2015, 31(13): 286-291.
[18] SUI Wen-jie, CHEN Hong-zhang. Extraction enhancing mechanism of steam exploded Radix Astragali [J]. Process Biochemistry, 2014, 49(12): 2 181-2 190.
[19] SUN Xiao-feng, XU Fang-qian, SUN Run-cang, et al. Characteristics of degraded hemicellulosic polymers obtained from steam-exploded wheat straw [J]. Carbohydrate Polymers, 2005, 1(60): 15-26.
[20] SONG Hong-dong, Yang Rui-jin, ZHAO Wei, et al. Innovative assistant extraction of flavonoids from pine (Larix olgensis Henry) needles by high-density steam flash-explosion[J]. Journal of Agricultural & Food Chemistry, 2014, 62(17): 3 806.
[21] 刘传敏. 牛膝矿物元素含量分析及其多糖成分的提取和免疫学活性的研究[D]. 扬州: 扬州大学, 2009: 33-34
[22] 许丙磊. 蒸汽爆破法处理玉米芯半纤维素的研究[D]. 无锡: 江南大学, 2011: 17-18.
[23] 王风芹, 尹双耀, 谢慧, 等. 前处理对玉米秸秆蒸汽爆破效果的影响[J]. 农业工程学报, 2012(12): 273-280.
[24] SANTHIYA D, SUBRAMANIAN S, NATARAJAN K A. Surface chemical studies on sphalerite and galena using extracellular polysaccharides isolated from Bacilluspolymyxa [J]. Journal of Colloid & Interface Science, 2002, 256(2): 237.
[25] GRUBE M, BEKERS M, UPITE D, et al. Infrared spectra of somefructans[J]. Spectroscopy, 2015, 16(16): 289-296.
[26] 陈晓明, 徐愿坚, 田庚元. 牛膝多糖的理化性质研究及结构确证[J]. 药学学报, 2005, 40(1): 32-35.
[27] 方积年, 张志花, 刘柏年. 牛膝多糖的化学研究[J]. 药学学报, 1990(7): 526-529.
[28] YOU Li-jun, LI Yu-zhe, ZHAO Hai-feng, et al. Purification and characterization of an antioxidant protein from pearl oyster (Pinctada fucata martensii) [J]. Journal of Aquatic Food Product Technology, 2015, 24(7): 661-671.
[29] YIN Jun-yi, NIE Shao-ping, ZHOU Chao, et al. Chemical characteristics and antioxidant activities of polysaccharide purified from the seeds of *Plantago asiatica* L.[J]. Journal of the Science of Food & Agriculture, 2010, 90(2): 210-217.

(上接第 80 页)

比 3 种多项式拟合而构造的凸轮,以 5 次多项式拟合的凸轮曲线动力学综合性能最优。因此,针对该种旋盖机凸轮机构,采用 5 次多项式拟合凸轮曲线的设计方法最合适。

(2) 本研究所采用的多项式拟合凸轮曲线设计方法,相比于企业用直线连接关键点并倒圆的设计方法,极大地提高了曲线的连续性,曲线由原本的 G1 连续升至 G2、G3,甚至是 G4,这将有效提高凸轮机构的动力学性能,减少机构振动,从而使旋盖机在提高转速的情况下也能平稳运行。

(3) 本研究为凸轮曲线设计提供了比较灵活的设计方法,研究了凸轮曲线对凸轮机构动力学特性的影响,所建立的动力学模型虽然精度已足够,但仍不够精细,后期可以将间隙的影响考虑其中,进一步深入研究凸轮曲线对凸轮机构动力学的影响。

参考文献

[1] 莫亚梅. 凸轮机构研究的现状及发展趋势[J]. 南通工学院学报, 1999(1): 21-25.
[2] 赵浩东. 平行分度凸轮机构的动力学研究[D]. 济南: 济南大学, 2011: 7-20.
[3] 王波波, 曹巨江, 焦楠. 基于优化方法的简谐梯形通用凸轮曲线的反求设计[J]. 机械传动, 2014, 38(2): 83-85.
[4] 崔运伏. 间歇链传动系统动力学实验研究[D]. 天津: 天津大学, 2008: 2-3.
[5] 刘昌祺, 牧野洋, 曹西京. 凸轮机构设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 35-41.
[6] 葛正浩, 冯涛, 彭国勋. 可以任意增加局部控制条件的凸轮机构通用多项式运动规律[J]. 机械科学与技术, 1998, 17(6): 986-1 022.
[7] 张策. 机械动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2008: 224-265.
[8] 田亚平, 康军凤. 阻尼对高速凸轮机构动力学的影响分析[J]. 机械传动, 2010, 34(3): 59-61.
[9] 高江红. 考虑输入轴角速度波动时凸轮机构动力学研究[J]. 机械传动, 2011, 35(11): 91.