

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2021.01.019

基于弹簧回综的消极式凸轮开口仿真设计*

邱海飞, 党 波

(西京学院 机械工程学院, 陕西 西安 710123)

摘要:针对以往基于钢丝与滑轮传力的凸轮提综的性能缺陷问题,将平面杆组、齿轮传动、拉伸弹簧与摆动滚子从动件盘形凸轮相结合,设计和开发了一种新型消极式弹簧回综凸轮开口机构。通过机构学分析、力学模型推导和经纱张力计算,确定了针对粗平布纯棉织物的回综弹簧刚度及初张力,建立了基于 ADAMS/View 平台的功能型仿真样机;考虑到真实工况下的开口承载情况,将由 Step 函数模拟的动态经纱张力加载至综框,有效地提高了综框升降过程的动力设计精度及可靠性;通过运动学、动力学仿真分析,验证了凸轮提综和弹簧回综的可行性。研究表明:在开口闭合过程中,综框行程约 14.5 mm,凸轮摆杆角动程为 12.4°,符合消极式凸轮开口工艺要求。

关键词:凸轮;弹簧;开口机构;Step 函数;综框

中图分类号:TH122;TS103.1

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2021)01-0119-05

Simulation design of negative cam shedding based on spring return

QIU Hai-fei, DANG Bo

(College of Mechanical Engineering, Xijing University, Xi'an 710123, China)

Abstract: Aiming at the problem of force transmission through wire-steel and pulley in previous cam lifting, a new type of negative cam shedding mechanism with spring return was designed and developed on the basis of plane bar group, gear drive, tension spring and disk-cam mechanism with swinging roller follower. The stiffness and initial tension of the spring for coarse cotton fabric were determined through mechanism analysis, derivation of mechanical model and warp tension calculation. Functional simulation prototype of the mechanism was established on ADAMS/View platform. In view of real work situation on the mechanism, dynamic warp tension simulated by Step function was loaded into the heald frame which effectively improved dynamic design accuracy and reliability for lifting process of the heald frame. Based on that, the feasibility of cam lifting and spring return were verified by kinematic and dynamic simulation analysis. The results indicate that in the process of opening and closing, the travel range of heald frame is about 14.5 mm and angular range of swing bar on the cam is 12.4°, which can meet the technological requirements of negative cam shedding.

Key words: cam; spring; shedding mechanism; Step function; heald frame

0 引 言

在织造生产过程中,开口机构通过综框将上下层经纱迅速分离形成梭口,综框运动规律和机织物结构均受开口形式影响^[1]。按照对织物组织的适应能力,一般可将开口机构分为连杆、凸轮、多臂和提花 4 大

类。凸轮开口机构主要适用于现代高速织机相,对于其他 3 类开口形式,凸轮开口具有结构简单、运动平稳、振动冲击小等特点,目前已被广泛应用于高速喷气织机和喷水织机。

国内关于凸轮开口的技术探索和科学研究,主要集中在动力学计算、反求设计和回综分析等方面,如葛

收稿日期:2020-04-29

基金项目:陕西省自然科学基金基础研究计划资助项目(2019JQ-923);陕西省教育厅科研计划资助项目(15JK2177);西京学院高层次人才专项基金资助项目(XJ20B09);西京学院横向课题资助项目(2019610002001915)

作者简介:邱海飞(1983-),男,陕西宝鸡人,副教授,主要从事机电产品数字化开发方面的研究。E-mail:qh8386@163.com

正浩等^[2]通过凸轮测绘、CREO 建模及动态仿真,实现了共轭凸轮开口机构的反求设计和动力学分析;魏展等^[3]通过建立消极式凸轮开口机构动力学模型,推导出了光滑无冲击的凸轮轮廓线设计方程,验证了高速凸轮运转时的动力学特性;崔鸿钧^[4]对凸轮开口的回综弹簧进行了理论分析和设计计算,并深入分析了弹簧初伸长的影响因素。国外方面,KISALAY D 等对凸轮开口机构的摆线设计进行了深入研究;EREN R 等研究了凸轮开口机构的设计方法;KARANHAN M 等^[5]对基于凸轮开口的综框运动规律进行了分析和比较研究。一些国际知名织机生产厂商,如瑞士苏尔寿、德国多尼尔、比利时必佳乐、意大利舒美特等生产的喷气织机一般都采用凸轮开口,而且在织机综合性能方面已达到较高水平。

本文设计一种由凸轮、齿轮、连杆及拉压弹簧构成的消极式开口机构,不同于以往采用钢丝绳和滑轮进行传力提综的消极凸轮开口,这种直吊式弹簧回综凸轮开口具有结构紧凑、承载力强、回综迅速、传力均匀等特点,避免由于钢丝绳与滑轮摩擦所造成的机修及维护,有利于提高消极式凸轮开口的机件寿命和运行效率,具有良好的综合工作性能及应用前景。

1 凸轮开口原理

根据回综方式不同,可将凸轮开口机构分为积极式和消极式。积极式开口采用共轭凸轮来实现综框的升降运动,多适用于宽幅中、低速重载织物^[6];而消极式开口则是在凸轮驱动的基础上,通过弹簧来完成综框的升程或回程,主要适用于高速轻载织物。

根据消极式开口织造工艺,本文设计了一种直吊式弹簧回综凸轮开口机构,如图 1 所示。

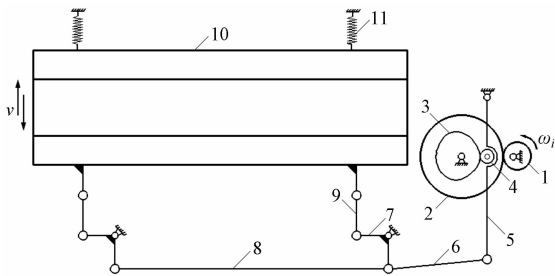


图 1 消极式凸轮开口机构简图

其工作原理为:在电动机逆时针驱动下,小齿轮 1 将扭矩和转速传递至大齿轮 2,然后大齿轮 2 同轴带动凸轮 3 作顺时针运转,并使滚子 4 和摆杆 5 沿固定铰支点发生往复摆动,同时通过推杆 6 将动力传递至二臂杆 7 和横杆 8,最后由拉杆 9 带动综框 10 下降至

最低点(梭口满开),此为凸轮提综过程(推程)。随着凸轮 3 的顺时针运转,滚子 4 经远休状态后进入回程阶段,此时由回综弹簧 11 拉动综框 10 向上运动至最高点(梭口满开),此为弹簧回综过程。紧接着,综框在短暂静止后(近休)随凸轮运转进入下一次开口循环。

通过机构学分析可知,去除虚约束和局部自由度之后,该机构共包括 7 个活动构件、9 个低副和 2 个高副,代入下式:

$$F = 3n - 2P_L - P_H \quad (1)$$

式中: F —平面机构自由度数目; n —活动构件数目; P_L —低副数目; P_H —高副数目。

计算得出凸轮开口机构自由度等于 1,符合机构学设计要求。

2 凸轮理论廓线

考虑到凸轮开口机构高速、轻载的性能特点,本文采用无冲击正弦加速曲线作为摆动滚子从动件运动规律,在此基础上通过反转法构建凸轮廓线方程。当基圆半径为 50 mm 时,凸轮理论轮廓线设计方程如下式所示:

$$x = a \sin \theta - l \sin(\varphi + \varphi_0 + \theta) \quad (2)$$

$$y = a \cos \theta - l \cos(\varphi + \varphi_0 + \theta) \quad (3)$$

式中: x, y —滚子中心点坐标; a —连心线长度,mm; l —摆杆长度,mm; θ —凸轮轴转角,rad; φ —摆杆摆角,rad; φ_0 —摆杆与连心线夹角,rad^[7]。

凸轮的实际轮廓线是理论轮廓线的等距曲线,其距离等于滚子半径 r_r 。

为了与综框升降运动相匹配,令推程运动角 δ_0 等于回程运动角 δ_0' (即 120°),远休止角 δ_1 等于近休止角 δ_2 (即 60°)。凸轮转动一周,摆动滚子从动件依次经历推程—远休—回程—近休 4 个阶段,与此同时,综框完成一次升降运动。随着凸轮机构的持续运转,综框按照这一运动规律作周期性开口运动。

3 理论设计与样机

3.1 力学模型

在凸轮提综运动过程中,综框是主要的承载部件,除了回综弹簧的弹性力以外,经纱张力、凸轮机构转化力、机械干摩擦力等均会直接或间接作用于综框。

凸轮开口机构力学模型如图 2 所示。

根据动力学理论建立综框运动微分方程,如下式所示:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + K_1(X + X_0) = G + N \pm T \pm F \quad (4)$$

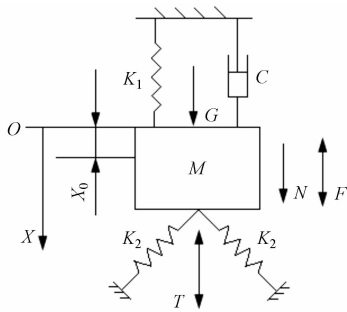


图2 开口机构力学模型

式中: M —开口机构转化质量, kg; C —粘性阻尼系数, $N \cdot s \cdot mm^{-1}$; K_1 —回综弹簧刚度系数, N/mm ; G —开口机构转化重量, kg; N —凸轮对综框的转化作用力, N; F —干摩擦力, N; T —动态经纱张力在垂直方向的合力, N; X —综框位移, mm; X_0 —回综弹簧初伸长, mm。

上式中, 当综框位于经直线以上时, 经纱张力 T 取 + 号; 反之, 经线张力 T 取 - 号。令纱线刚度系数为 K_2 。凸轮提综时, 干摩擦力 F 取 - 号; 弹簧回综时, 干摩擦力 F 取 + 号^[8]。

3.2 回综弹簧刚度

当综框位于梭口满开上限位置时, 滚子从动件处于近休与推程临界点, 以此静止位置作为回综弹簧刚度设计参考。根据静力平衡理论可知, 综框在该位置时经纱张力达到最大值 (T_{1max}), 且 $X = \dot{X} = \ddot{X} = 0, F = 0$ 。

要使滚子与凸轮在任意时刻保持接触, 必须使凸轮对综框的转化作用力 $N > 0$ 。

回综弹簧初张力 $K_1 X_0$ 应大于开口机构转化重量 G 与最大经纱张力 T_{1max} 之和:

$$K_1 X_0 > G + T_{1max} \quad (5)$$

式中: T_{1max} —经纱张力最大值, N。

为了减小凸轮开口机构受力, 应尽量使 K_1 值较小, 然而由于机械结构和空间位置限制, K_1 值实际上取决于弹簧初伸长 X_0 , 设计回综弹簧刚度时应先设定 X_0 值, 然后计算出 K_1 的最小值, 即:

$$K_{1min} = \frac{G + T_{1max}}{X_0} \quad (6)$$

式中: K_{1min} —回综弹簧刚度系数最小值, N。

当综框位于梭口满开上限和下限位置时, 单根纱线在垂直方向上的合力最大, 分别为 $T_{1max} = 0.06$ N 和 $T_{2max} = 0.04$ N^[9]。以幅宽 $d = 190$ cm 的纯棉织物为织造对象, 查阅棉纺织手册可知, 粗平布纯棉织物经密 $\rho_f = 218.5$ 根/10 cm。将各参数代入下式:

$$T_{pmax} = \frac{1}{2} \times \frac{d \rho_f T_{max}}{10} \quad (7)$$

式中: T_{pmax} —片纱张力最大值, N; d —织物幅宽, cm; ρ_f —织物经密, 根/10 cm; T_{max} —单根纱线垂直方向最大张力, N。

由此便可计算出梭口满开时上、下层片纱张力最大值, 即: $T_{1pmax} = 124.55$ N, $T_{2pmax} = 83.03$ N。

综框选用质量轻、强度高的铝合金, 其余传动零部件均采用钢质材料, 在 ADAMS 中测算得出开口机构转化重量 G 约为 369.55 N。令弹簧初伸长 $X_0 = 8$ cm, 将 G 值和 T_{1pmax} 值代入式(6)即可计算出力学模型中的理论弹簧刚度 $K_1 = K_{1min} = 6176.25$ N/m, 由此可知单根弹簧的理论刚度约为 3088.13 N/m。

为使弹簧具有足够的刚度储备, 实际设计弹簧时将 K_1 提高 30%, 则弹簧刚度 K_1 增大至 4014.57 N/m (约 4.01 N/mm), 由虎克定律可知, 此时弹簧初张力应为 321.17 N。

3.3 功能型样机

根据凸轮廓线方程和机构学原理, 本文利用第三方 CAD 软件设计盘形凸轮和相关构件几何模型, 在此基础上装配形成能够驱动单页综框的凸轮开口机构组件, 然后导入 ADAMS/View 环境下设置约束条件和相关参数, 建立功能型仿真样机模型, 如图 3 所示。

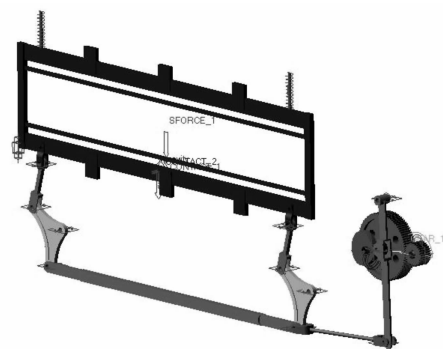


图3 凸轮开口机构仿真模型

图 3 中, 综框运动和弹簧拉压沿 Y 方向, 凸轮及齿轮转动绕 Z 轴方向, 其余构件运动均在 XY 平面。

利用线性弹簧—阻尼元件模拟凸轮开口机构回综弹簧和系统阻尼, 将其施加于综框上横梁两侧并与大地固接。

假设凸轮开口机构为小阻尼系统, 令阻尼系数 $C = 0.035$ 。大小齿轮传动速比为 1:3。根据回综弹簧设计结果分别设置弹簧刚度、初伸长及初张力, 并在凸轮和滚子之间施加实体接触。

4 仿真计算与分析

4.1 经纱张力模拟

综框升降运动使上、下层经纱往复交替形成梭口,

这一过程经纱张力会随梭口大小而不断发生变化,即动态经纱张力。

利用 Step 函数模拟动态经纱张力变化,如下式所示:

$$y = \text{step}(t, t_0, y_0, t_1, y_1) \quad (8)$$

式中: t —自变量,s; y —函数值,N; t_0 —阶跃起点自变量值,s; y_0 —阶跃起点函数值,N; t_1 —阶跃终点自变量值,s; y_1 —阶跃终点函数值,N^[10]。

其中,Step 函数以时间 t 为自变量,通过三次多项式逼近任意时刻的纱线张力阶跃值。

小齿轮输入转速为 1 800 r/min,则经大齿轮减速后凸轮轴转速为 600 r/min,此即开口主轴转速。

根据综框运动规律,将上、下层片纱张力最大值(T_{1pmax} 、 T_{2pmax})代入 Step 函数,构建动态纱线张力变化曲线,如图 4 所示。

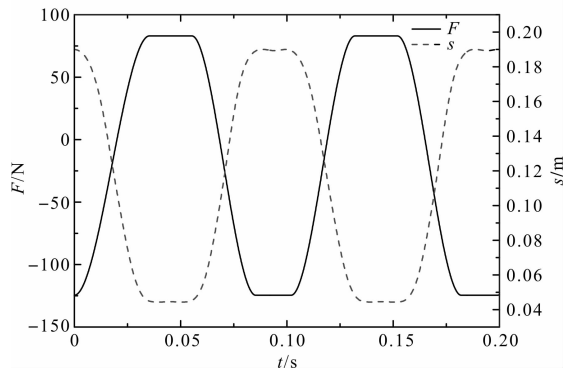


图 4 动态经纱张力模拟曲线

由图 4 可以清楚地看到:在 0.1 s 时间内,凸轮轴转动一周,综框完成一次升降运动,经纱张力也随之发生一次周期性变化。当综框运动至于上、下限位置时,梭口处于满开状态,对应动态经纱张力达到最大,并且张力值在综框短暂静止阶段(即远休、近休)也保持不变,符合经纱张力实际变化情况。

4.2 综框及凸轮运动规律

笔者设置仿真时间为 0.3 s、仿真步长为 1 500,在凸轮轴转速为 600 r/min 条件下,执行运动学仿真计算。

获得的综框运动学曲线如图 5 所示。

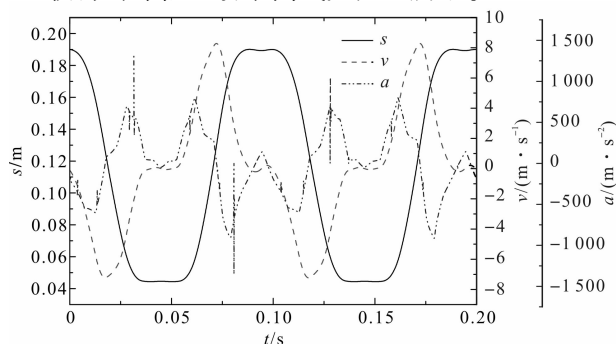


图 5 综框运动学曲线

由图 5 分析可知:综框在 0.1 s 内完成一次升降运动,且位移曲线光滑、爬升平稳,综框行程约 14.5 mm。当梭口满开时,综框速度接近于 0 且变化平缓(作短暂停留),有利于延长引纬时间;在综平位置时,综框速度达到最大,有利于快速分离上、下层经纱,开清梭口;在综框运动起始和终止处,加速度最小且无明显波动,有利于减小综框振动。可见,综框运动规律符合开口技术要求。

同样,可从 ADAMS 后处理模块获得其他关键构件的运动学曲线。

滚子从动件在 X 方向的线性运动规律如图 6 所示。

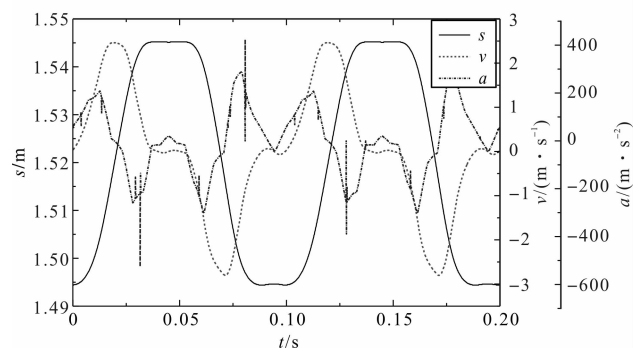


图 6 滚子从动件运动学曲线

从滚子位移曲线可清楚看到:凸轮的推程—远休—回程—近休运动过程,且速度、加速度在远休和近休阶段均为 0,说明凸轮与滚子之间无冲击。

摆杆角运动规律曲线如图 7 所示。

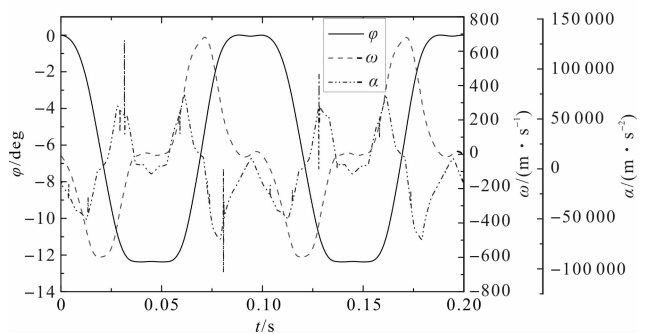


图 7 摆杆角运动曲线

由图 7 分析可知:摆杆的摆动角度范围为 0 ~ 12.4°,且两个极限角度位置的角速度和角加速度均为 0,说明摆杆在摆动起止阶段也不存在冲击载荷,由此进一步验证了凸轮机构的高速无冲击特性。

4.3 开口动力学特性

笔者将由 Step 函数拟合的动态经纱张力加载至综框,对凸轮开口机构进行动力学仿真。

综框升降过程中,回综弹簧的弹力与变形关系如图 8 所示。

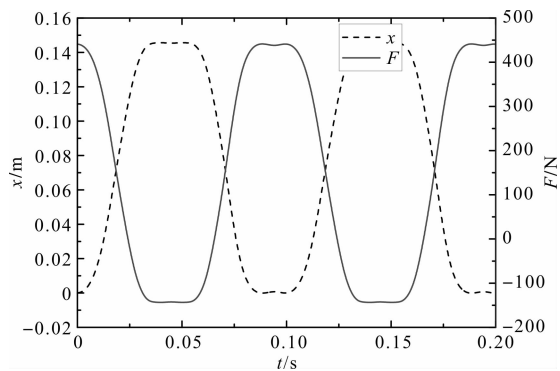


图 8 回综弹簧形变与弹性力

由图 8 分析可知:在 0.1 s 内弹簧发生一次伸缩变形,最大形变量约 145.6 mm,与之对应的最大弹性力约 584.75 N,由虎克定律可计算出回综弹簧刚度约为 4 016.14 N/m,与实际弹簧设计刚度 K_1 (4 014.57 N/m) 基本一致。

对于凸轮开口机构,在综框升降运动过程中,要求凸轮与滚子之间始终保持接触^[11]。

滚子与凸轮在 X 方向的接触力仿真曲线如图 9 所示。

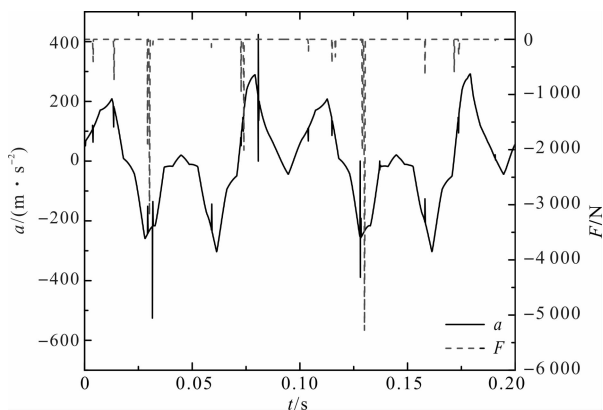


图 9 滚子接触力与加速度

通过图 9 对比分析可知:在加速度波动瞬间,滚子存在较大接触力,但时间很短且次数不多,其余时间段的接触力基本为 0,说明滚子加速运动过程相对平稳,不会与凸轮长时间发生较大的接触碰撞,满足滚子从动件的正弦加速运动要求。

5 结束语

随着现代机织技术的进步,对于凸轮开口的性能

要求将愈来愈高。本研究通过理论推导、样机开发和动态仿真,设计了一种基于弹簧回综的新型消极式凸轮开口机构,并根据实际承载工况构建了力学模型和功能型样机,在此基础上将动态经纱张力引入了综框升降运动,在 ADAMS/View 环境下实现了凸轮提综和直吊弹簧回综的动态仿真分析。

研究表明:在综框行程约 14.5 mm、摆杆角动程为 12.4°时,机构运动学和动力学特性满足消极式凸轮开口工艺要求,验证了设计方案的可行性。

该方案有效提高了凸轮开口过程的动力设计精度,对于消极式凸轮开口的设计创新具有重要参考价值。

参考文献 (References) :

- [1] 李明哲,崔东日,池正凡,等. 基于动态特性的剑杆织机共轭凸轮开口机构的设计方法[J]. 徐州工程学院学报:自然科学版,2012,27(3):11-15.
- [2] 葛正浩,张凯,张双琳. 共轭凸轮开口机构的反求设计及动力学研究[J]. 机械设计,2017,34(12):65-68.
- [3] 魏展,金国光,畅博彦,等. 高速织机中消极式开口凸轮的动理学设计[J]. 天津工业大学学报,2014,33(2):53-56,61.
- [4] 崔鸿钧. 消极式凸轮开口机构回综分析[J]. 纺织学报,2006(8):32-36.
- [5] 张双琳. 凸轮开口装置的数字化设计与动力学研究[D]. 西安:陕西科技大学机电工程学院,2016.
- [6] 安宁丽,曹巨江. 积极式凸轮开口机构研究与设计[J]. 机械设计与制造,2006(11):6-7.
- [7] 朱理. 机械原理[M]. 2版. 北京:高等教育出版社,2011.
- [8] 何敏英. 回综弹簧的设计[J]. 华东纺织工学院学报,1982(4):36-42.
- [9] 邱海飞,王益轩. 基于虚拟样机技术的经纱张力仿真与分析[J]. 纺织学报,2011,32(1):119-123.
- [10] 邱海飞. 基于 ADAMS 的四连杆打纬机构动态设计与仿真[J]. 机械传动,2011,35(7):52-55.
- [11] 周巍松,李志祥,赵匀. 高速无梭织机共轭凸轮开口的开发设计[J]. 丝绸,2004(9):36-38.

[编辑:冯黎雅]

本文引用格式:

邱海飞,党波. 基于弹簧回综的消极式凸轮开口仿真设计[J]. 机电工程,2021,38(1):119-123.

QIU Hai-fei, DANG Bo. Simulation design of negative cam shedding based on spring return[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2021,38(1):119-123.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>