

链传动啮合冲击理论分析及有限元模拟

许立新, 杨玉虎, 刘建平, 张思献

(天津大学机械工程学院, 天津 300072)

摘要: 啮合冲击是引发链传动产生振动、噪声以及链条零部件发生疲劳损坏的主要原因,因此,精确地分析与计算啮合冲击载荷是进行轮齿强度计算以及链传动系统动力学研究的重要内容。为此,建立了链轮轮齿滚子间啮合冲击动力学模型,计算了啮合冲击力幅值;采用赫兹接触理论,对齿面接触应力进行了静态条件下的理论计算;建立了套筒滚子链传动系统有限元模型,采用三维弹性接触问题有限元分析方法,对轮齿滚子间的啮合冲击效应进行了精确模拟,分析了具有标准齿廓形状轮齿滚子瞬时啮合时,冲击载荷变化规律及应力分布情况。计算结果表明:在动态条件下轮齿滚子作为弹性体发生冲击接触时,接触区域变形并非理想的长方形区域;轮齿齿面的冲击接触力分布是不均匀的;在理论接触区域两侧冲击应力较大;在考虑了链轮齿形、间隙及弹性变形等多种影响因素的条件下,动态冲击载荷远大于静态条件下的理论计算值。

关键词: 滚子链; 动应力; 啮合冲击; 有限元方法

中图分类号: TH12.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 0493-2137(2010)02-0132-06

Theoretical Analysis and Finite Element Simulation of the Meshing Impact of Roller Chain Drive

XU Li-xin, YANG Yu-hu, LIU Jian-ping, ZHANG Si-xian

(School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: Meshing impact is the main reason for vibration, noise and fatigue damage of parts in chain drives. Therefore, accurate analysis and calculation of the meshing impact load are important both for tooth strength calculation and the research on dynamics of chain system. In this paper, the dynamic model of the meshing impact between sprocket tooth and roller has been developed and the amplitude of meshing impact force has been calculated. The theoretical contact stress on the tooth surface under static condition has been calculated using Hertz contact theory. The finite element model of roller chain drive system has been developed and the effect of meshing impact has been simulated accurately with finite element method for 3-D elastic contact problems. The variation of impact load and the distribution of stresses have been analyzed when instantaneous meshing effect occurs between roller and sprocket tooth with standard geometry. Calculation results show that the contact deformation under impact effect is not an ideal rectangular, when the tooth and roller are considered elastic bodies under dynamic condition. The distribution of impact force on the tooth surface is much uneven and the impact stresses on both sides of the theoretical contact region are greater. It is also observed that the dynamic impact load is much larger than the theoretical value under static condition when various factors such as the standard geometry of sprocket tooth, clearance and elastic deformation are taken into consideration.

Keywords: roller chain; dynamic stress; meshing impact; finite element method

链轮轮齿滚子间啮合冲击载荷是引发链传动产生振动、噪声以及链轮、链节发生疲劳损坏的主要因

素之一,因此,精确地分析与计算啮合冲击载荷是进行轮齿强度计算以及链传动系统动力学研究的重要

收稿日期: 2008-11-26; 修回日期: 2009-04-15.

基金项目: 博士学科点专项科研基金资助项目(20050056058); 天津市自然科学基金资助项目(06YFJMJC03300).

作者简介: 许立新(1982—), 男, 博士研究生.

通讯作者: 杨玉虎, yangyuhu@tju.edu.cn.

内容之一. 针对这一问题, 国内外相关文献主要是围绕实验和有限元模拟开展研究.

Conwell 等^[1-3]设计并建立了一套链传动实验系统, 对轮齿滚子间的啮合冲击力及链条张力进行的测试, 得出了一些有意义的结论. 文献[4-5]通过建立链传动啮合冲击模型, 分别对轮齿滚子间的啮合冲击作用进行了理论研究, 并对冲击产生的噪声进行了实验测试. Zheng 等^[6-8]在研究摩托车高速传动链振动和噪声时, 首次采用有限元软件建立了链传动系统弹性动力学模型. 文献[9]采用简化的单个滚子与轮齿啮合进行静应力分析研究, 边界效应难以估算, 必须做许多假设, 计算结果只是一定程度上的近似. 对链传动中啮合冲击特性进行有限元模拟, 是含复杂接触条件的高度非线性动力学行为, 精确确定高速运转链轮滚子啮合接触面的载荷以及接触点等边界条件是获得准确模拟结果的关键.

笔者以套筒滚子链为研究对象, 结合理论分析和有限元模拟的方法, 在相同参数条件下建立适用于实际应用的高速链传动系统有限元模型. 通过有限元分析软件 ABAQUS 实现接触分析, 采用动态显式分析方法, 系统地模拟并研究具有标准齿廓形状的链轮滚子瞬时啮合冲击问题, 以期为进一步开展链传动系统动态特性研究提供一种更准确和有效的方法.

1 冲击应力理论计算

1.1 理论分析

链在传动过程中, 冲击效应引起的齿面动载荷大小, 取决于有效冲击质量、相对冲击速度、滚子轮齿间的接触刚度及接触阻尼. 将冲击作用等效为在啮合瞬间具有等效质量 m 的滚子以相对冲击速度 v_{rel} 在啮合点以一定的冲击角度与链轮轮齿发生冲击. 如果取等效质量为 1 个链节的质量, 则产生的误差不超过 5%^[10], 因此, 可以认为等效冲击质量为 1 个链节的质量.

相关文献对相对冲击速度进行了研究^[11], 得出

$$v_{rel} = 2r_1\omega_1 \sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right) \quad (1)$$

式中: r_1 为链轮半径; ω_1 为链轮角速度; z_1 为链轮齿数.

载荷作用下滚子与链轮相接触时, 可视为平行圆柱体与凹型圆柱面在压力作用下的接触, 如图 1 所示. 为计算接触刚度 k , 需先求得长方形接触区的宽度 $2b$ 及接触变形深度 h_1, h_2 , 根据赫兹应力公式得出

$$b = \left[\frac{2P}{\pi l} \frac{E_1}{E_2} \frac{1-\mu_1^2 + 1-\mu_2^2}{\left(\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2}\right)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

$$h_1 = \rho_1 - \sqrt{\rho_1^2 - b^2} \quad (3)$$

$$h_2 = \rho_2 - \sqrt{\rho_2^2 - b^2} \quad (4)$$

则接触刚度为

$$k = \frac{P}{h_1 + h_2} \quad (5)$$

式中: P 为单位压力, N; l 为接触厚度; μ_1, μ_2 分别为滚子和链轮材料的泊松比; E_1, E_2 分别为滚子和链轮材料的弹性模量; ρ_1, ρ_2 分别为滚子和链轮齿沟圆弧的曲率半径.

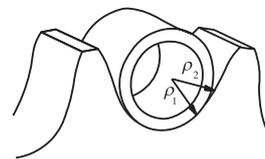


图 1 链轮滚子啮合接触

Fig.1 Meshing contact between sprocket tooth and roller

设滚子轮齿间的接触阻尼为黏性阻尼, 在正条件下, 取阻尼系数 c 为 0.1.

滚子与轮齿接触时, 动力学方程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (6)$$

链轮轮齿与滚子 将发生冲击接触时, 方程条件^[11]

$$\begin{cases} x(0) = 0 \\ \dot{x}(0) = v_{rel} \sin \eta \end{cases}$$

求 方程得

$$x = \frac{e^{-\zeta\omega_d t}}{\omega_d} v_{rel} \sin \eta \sin \omega_d t \quad (7)$$

式中: $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$; $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$; $\omega_d = \omega_n \sqrt{1-\zeta^2}$; $\eta = 35^\circ + \frac{240^\circ}{z_1}$.

啮合 率为

$$f = \frac{2\pi}{\omega_1 z_1} \quad (8)$$

发生冲击作用时, 条件 $x(0) = 0$, 入式 (7) 得出

$$t = \frac{\pi}{\omega_d} \quad (9)$$

则在 1 个滚子轮齿啮合 期内, 冲击作用力为

$$F(t) = \begin{cases} \frac{k e^{-\zeta \omega_d t}}{\omega_d} v_{rel} \sin \eta \sin \omega_d t & 0 < t \leq \frac{\pi}{\omega_d} \\ 0 & \frac{\pi}{\omega_d} < t < \frac{\pi}{\omega_1 z_1} \end{cases} \quad (10)$$

赫兹应力公式得发生冲击作用时，大接触应力为

$$\sigma = 0.564 2 \left[\frac{F_{max}}{l} \frac{\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

1.2 算例分析

算 如 下：通过 1 套筒滚子链传动系统参数建立链传动系统模型，为 小在 计算中有限元模型的 模，建链传动系统结 参数如 1 所示；取链条参数如 2 所示；主动链轮角速度 $\omega_1=62.8$ rad/s；为 研究简 ，取链条 件材料为 45 ，材料特性如 3 所示；以主动链轮轮齿 力为研究对象。

表 1 系统主要参数

Tab.1 Main parameters of system

主动链轮 齿数 z_1	从动链轮 齿数 z_2	链节数 n	中心距 d/mm
20	10	39	188.845

表 2 链条的主要尺寸参数

Tab.2 Main size parameters of the chain

ISO 链号	节距 $p /$ mm	滚子外径 d_1 / mm	内链节外宽 b_2 / mm	外链节内宽 b_3 / mm	销轴直径 d_2 / mm
10A	15.875	10.160	13.840	13.890	5.080

表 3 材料特性

Tab.3 Material properties

材料	弹性模量 $E /$ ($\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$)	泊松比 μ	密度 $\rho /$ ($\text{kg} \cdot \text{mm}^{-3}$)
45 钢	2.1×10^5	0.3	7.8×10^{-6}

链条参数计算等效冲击质量为

$$m = \frac{qp}{1000} = 0.016 \text{ kg}$$

式中 q 为 链条的质量， $q=1.02$ kg/m.

相对冲击速度为

$$v_{rel} = 2r_1 \omega_1 \sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right) = 0.997 \text{ m/s}$$

根据假设条件，同种材料相 接触时， $\mu_1 = \mu_2$ ， $E_1 = E_2$ ，则接触区宽度及接触深度为

$$b = \left[\frac{4P}{\pi l} \frac{1-\mu^2}{E\left(\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2}\right)} \right]^{\frac{1}{2}} = 1.466 \times 10^{-2} \text{ mm}$$

$$h_1 = \rho_1 - \sqrt{\rho_1^2 - b^2} = 2.115 7 \times 10^{-5} \text{ mm}$$

$$h_2 = \rho_2 - \sqrt{\rho_2^2 - b^2} = 2.084 7 \times 10^{-5} \text{ mm}$$

将结果 入式 (5)，得接触刚度为

$$k = \frac{P}{h_1 + h_2} = 2.380 73 \times 10^4 \text{ N/mm}$$

将等效质量、接触刚度及接触阻尼 入式 (6)，求动力学方程；通过式 (10)，计算链轮滚子间啮合冲击接触力（简 冲击力）如图 2 所示，冲击力

$$F_{max} = 449.65 \text{ N.}$$

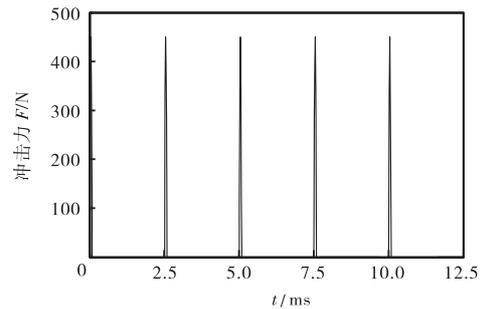


图 2 轮齿滚子间冲击力

Fig.2 Impact force between sprocket tooth and roller

将 F_{max} 入式 (11)，求得在冲击载荷作用下，接触应力为

$$\sigma = 0.418 \sqrt{\frac{F_{max} E}{l} \frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho_1 \rho_2}} = 73.00 \text{ MPa}$$

2 链传动系统有限元模型

2.1 仿真实体模型

根据国际标准及 1、2 所示参数，在 Pro/E 软件中 套筒滚子链传动 件结 设计程 ，建立 件实体模型。

链轮齿廓曲线相对比 复杂， 形状对应应力分 有 显的 。为了精确模拟冲击过程中冲击接触力及应力的分 ，采用 圆弧— 线齿型法，精确建立链轮模型，如图 3 所示。图 4 为链节 件实体模型。

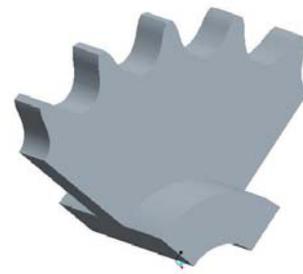


图 链轮模型

Fig. 3 Model of sprocket

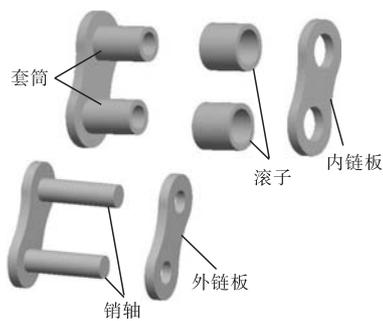


图4 链节零部件实体模型
Fig.4 Solid models of chain components

2.2 有限元计算模型

在 Pro/E 中生成的链传动系统模型文件导入 ABAQUS 中,对链传动系统进行整体有限元计算,在系统动态分析中研究链轮滚子间的啮合冲击动力学行为. 对应图 3, 取材料弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.3,材料密度为 7 800 kg/m³.

对模型进行有限元分析. 对于链系统这比复杂的模型,模型分析的程度必须合理,合适计算精度节省计算时间. 计算中采用重点区(轮齿啮合)划分的方法对链轮进行有限元分析. 单元取 8 节点实体单元(C3D8R),采用单元有限元显式计算要求,提高计算精度,并贴近齿廓曲线边界. 图 5 为套筒滚子链传动系统有限元模型,146 954 个单元,小单元 0.4 mm.

在定义零件间的接触时,用通用(动态)接触算法,该方法对于接触面的形状限制,适合接触面多的复杂模型,取接触摩擦系数为 0.1.

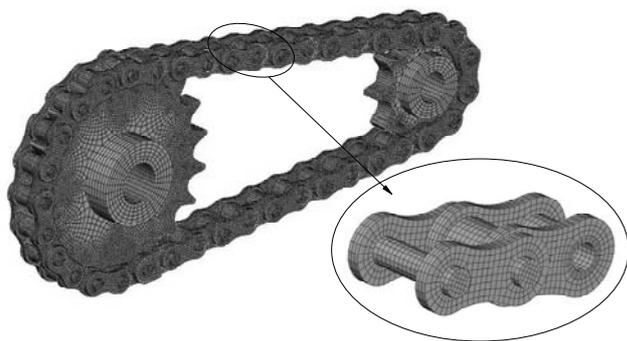


图 套筒滚子链传动系统有限元模型
Fig. Finite element model of sleeve roller chain system

2.3 定义边界条件

图 6 所示为链传动系统有限元模型速度边界条件的定义. 为了模型计算中的平稳性,主动链轮

的角速度以 STEP 函数的形式加载,在 1 ms 的时间过程中,速度按图 7 定义.

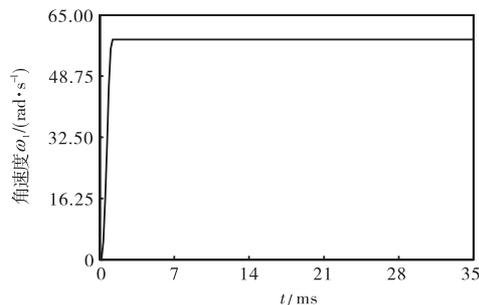


图 速度边界条件
Fig. Velocity boundary condition

在链传动有限元计算中,模型比较大,所需时间和内存非小. 计算在 DELL8CPU、32G 内存的计算机上进行.

3 结果与讨论

为对结果进行分析和讨论,以图 6 的 5 次冲击作用为统计对象,研究轮齿滚子瞬时啮合时的齿间载荷变化和接触应力分布.

3.1 冲击力变化规律

图 7 所示为主动链轮在 5 次啮合冲击作用下,冲击接触力的变化规律; 图 8 给出了 5 次冲击作用中冲击力峰值及平均值.

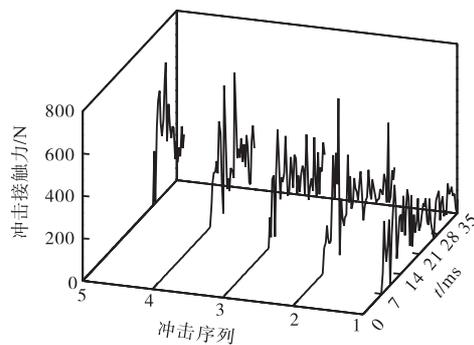


图 7 冲击接触力
Fig.7 Contact impact force

表 4 冲击接触力的峰值及平均值
Tab.4 Maximum and average values of contact impact force

冲击序列	冲击力峰值/N	平均值/N
1	452.36	585.00
2	748.42	
3	512.75	
4	604.63	
5	606.85	

冲击作用发生，轮齿滚子间的接触力大，并时间小。冲击力平均为 585.00 N，高出理论计算 449.65 N 近 30%。

3.2 轮齿冲击应力变化规律

图 8 所示为一次冲击作用下，链轮轮齿冲击应力分布图。图 9 为在 5 次啮合冲击作用下，冲击接触动应力变化。图 10 给出了轮齿齿面冲击动应力及平均值，冲击动应力平均为 91.85 MPa。

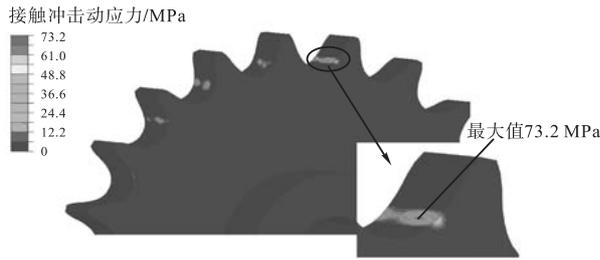


图 8 轮齿冲击动应力云图

Fig. 8 Stress distribution cloud map of sprocket tooth case b impact

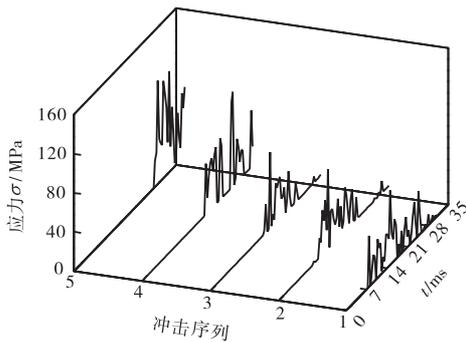


图 9 轮齿冲击动应力

Fig. 9 Dynamic stress time-history diagram of sprocket tooth case b impact

表 8 轮齿冲击动应力的峰值及平均值

表 8. Maximum and average values of dynamic stress of sprocket tooth case b impact

冲击序列	冲击动应力峰值/MPa	平均值/MPa
1	76.39	91.85
2	73.20	
3	78.90	
4	118.50	
5	112.24	

3.3 滚子冲击应力变化规律

图 10 所示为一次冲击作用下，滚子冲击动应力分布图。图 11 为在 5 次啮合冲击作用下，冲击接触动应力变化。图 12 给出了滚子冲击动应力及平均值，冲击动应力平均为 83.81 MPa。

通过对比有限元模拟结果与理论计算结果发现，轮齿齿面及滚子柱面所冲击动应力高出理论计算

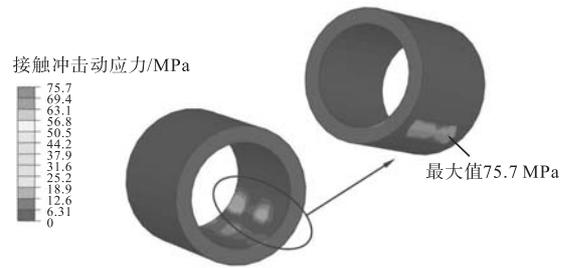


图 10 滚子冲击动应力云图

Fig. 10 Stress distribution cloud map of roller case b impact

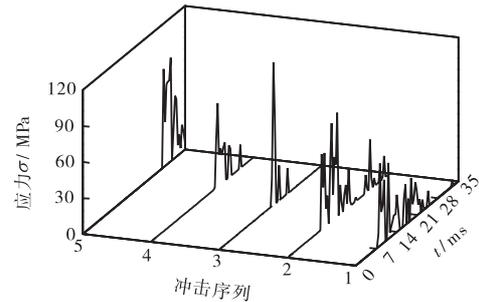


图 11 滚子冲击动应力

Fig. 11 Dynamic stress time-history diagram of roller case b impact

表 9 滚子冲击动应力峰值及平均值

表 9. Maximum and average values of dynamic stress of roller case b impact

冲击序列	冲击动应力峰值/MPa	平均值/MPa
1	68.32	83.81
2	86.34	
3	119.13	
4	69.54	
5	75.70	

73.00 MPa 近 15%~25%，动态冲击载荷大于静态条件下的理论计算。此外，采用赫兹接触理论，在接触动应力的理论计算中，认为发生接触的区域为长 l 、宽 $2b$ 的长方形区；有限元模拟结果，接触区变形并非理想的长方形区，轮齿齿面和滚子间的冲击接触力分布是不均匀的，接触动应力在变化。

4 结论

(1) 基于弹性接触有限元分析方法，建立了套筒滚子链传动系统有限元模型。模型考虑了系统零件标准实体形状、摩擦及间隙等多种复杂因素，精确地显示了系统的冲击特性。这为深入开展链传动系统的动态特性分析提供了一个可行的方法。

(2) 用 ABAQUS 软件对轮齿滚子间的啮合冲击效应进行了数值模拟，为精确地得出了轮齿冲击

力、动应力大小及分布,为开展链轮轮齿强度分析提供了依据。

(3)在系统动态条件下,有限元模拟结果发现,轮齿滚子作为弹性体发生冲击接触时,接触区发生非均匀的长方形区,轮齿齿面的冲击接触力分布是不均匀的,在理论接触区冲击动应力较大。这为研究链轮齿齿面载荷变化及应力集中现象提供了依据。

(4)对比有限元模型模拟与理论计算结果发现:啮合冲击力比理论计算结果高30%;冲击动应力比理论计算结果高15%~25%。在考虑了链轮齿形、间隙及弹性变形等多种因素的情况下,动态冲击载荷大于静态条件下的理论计算结果。

参考文献:

- Conwell J C Johnson G E Peterson S W. Experimental investigation of the impact force that occurs when a roller seats on the sprocket during normal operation of a roller chain drive [C]//*Proceedings of the 1992 International Power Transmission and Gearing Conference*. Scottsdale AZ USA 1992 43 717-721.
- Conwell J C Johnson G E. Experimental investigation of link tension and roller-sprocket impact in roller chain drives [J]. *Mechanism and Machine Theory* 1996 31(4) 533-544.
- Conwell J C Johnson G E. Design construction and instrumentation of a machine to measure tension and impact forces in roller chain drives [J]. *Mechanism and Machine Theory* 1996 31(4) 525-531.
- Wang K M Liu S P Havek S I et al. On the impact intensity of vibrating axially moving roller chains [J]. *Journal of Vibration and Acoustics* 1992 114(3) 397-403.
- Liu S P Wang K W Havek S I et al. A global-local integrated study of roller chain meshing dynamics [J]. *Journal of Sound and Vibration* 1997 203(1) 41-46.
- Zheng H Wang Y Y Liu R et al. Efficient modeling and prediction of meshing noise from chain drives [J]. *Journal of Sound and Vibration* 2001 245(1) 133-150.
- Zheng H Wang Y Y Quek K P et al. Investigation of meshing noise of roller chain drives for motorcycles [J]. *Noise Control Engineering Journal* 2002 50(1) 5-11.
- Zheng H Wang Y Y Quek K P et al. A refined numerical simulation on dynamic behavior of roller chain drives [J]. *Shock and Vibration* 2004 11(5/6) 573-584.
- Liu Hairong Rui Zhiyuan Lu Chunpeng. The contact analysis and study of conveyor bush-roller chain in cooling transporter[J]. *Computer and Digital Engineering* 2007 35(3) 38-39 70.
- Chew M. Inertia effects of a roller-chain on impact intensity [J]. *Journal of Mechanisms Transmissions and Automation in Design* 1985 107(1) 123-130.
- Choi W Joinson G E. Vibration of roller chain drives at low medium and high operating speeds [C]// *Proceedings of the 14th Biennial ASME Conference on Vibration and Noise*. Albuquerque NM USA 1993 63 29-40.