

仪表技术

# 基于 ANSYS 的微型往复空压机 曲轴的静力分析

张洪生<sup>1</sup> 缴文会<sup>1\*</sup> 张宏利<sup>2</sup> 周家龙<sup>3</sup>

(兰州理工大学机电工程学院<sup>1</sup>, 兰州 730050; 上海大学机电工程与自动化学院<sup>2</sup>, 上海 200072;  
武汉船用机械有限责任公司<sup>3</sup>, 武汉 430000)

**摘要** 在建立往复压缩机曲轴连杆机构力学模型的基础上,利用传统动力学分析方法,研究了曲轴的受力情况。并用 MATLAB 计算得到曲轴工作循环过程中所受动载荷的变化规律。确定了其工作循环中的危险点。然后利用有限元法模拟危险工况处曲轴载荷的加载,得到曲轴的静强度和静刚度特性。并确定了其应力和变形状态。研究结果确保了零件的安全性和可靠性,并对曲轴的优化设计有较高的参考价值。

**关键词** 往复空压机 曲轴 有限元法 静力分析

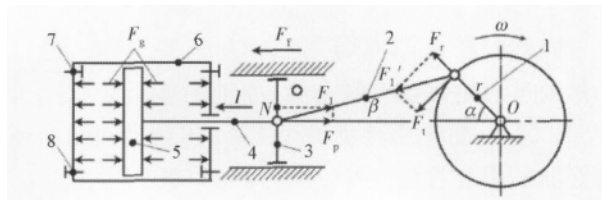
中图分类号 TH133.5; 文献标志码 A

某微型往复空气压缩机的工作原理是:由发动机提供动力,通过齿轮传动将动力传递给曲轴,曲轴的旋转运动转化为活塞的往复运动而产生压缩气体。曲轴作为空气压缩机的关键零件之一,其力学性能影响着系统工作的可靠性、安全性和使用寿命,在整个系统运行中起着关键性的作用。对曲轴力学性能的分析,传统力学法在分析过程中简化了载荷和支撑条件,使得计算结果与实际情况相差较大。为得到准确的曲轴力学性能参数,利用有限元分析法,模拟曲轴的载荷和约束条件,对该型号的空压机曲轴在危险工况下进行静力分析,准确地得到最大应力、最大变形及其位置分布,并分别进行了强度校核和刚度校核。

## 1 曲轴受力分析

曲轴自身结构和工作环境非常特殊,导致曲轴在工作过程中所承受载荷极其复杂。不仅承受着气缸内气体压力和活塞组件往复惯性力引起的周期性变化载荷,还承受自身的旋转惯性力、驱动力矩、与轴承间的摩擦力、自身重力等多种复杂载荷。因此,分析曲轴的载荷规律,是研究其力学性能必不可少的重要环节。曲轴重力及其摩擦力相对于其它作用力较小,下面的分析暂时不予以考虑。

### 1.1 连杆力分析



1—曲柄; 2—连杆; 3—十字头; 4—活塞杆;  
5—活塞; 6—气缸; 7—吸气阀; 8—排气阀

图 1-1 曲轴连杆机构运动简图

活塞 5 在气缸 6 内作往复直线运动,受到气缸内气体力  $F_g$  作用,假设不考虑排气压力损失,则  $F_g$

2012年6月20日收到 甘肃省自然科学基金项目(0703B-04)资助  
第一作者简介:张洪生(1962—) 教授级高级工程师。研究方向:石油机械自动化开发与改进。E-mail: zh-h-sh@163.com。

\* 通信作者简介:缴文会(1982—),女,汉族,河北人,兰州理工大学机电工程学院硕士研究生,研究方向:现代设计理论及方法。E-mail: meiliwenhui@126.com。

由进排气压力和机体内大气压共同作用引起;同时,由于活塞 5 为加速或减速运动,因此还存在着往复惯性力  $I$ 。活塞 5 和气缸 6 侧缝间的摩擦力  $F_f$  和机构自身重力相对气体力  $F_g$ 、往复惯性力  $I$  小很多,故在这里的分析中不做考虑。由图 1-1 几何关系可知:

1.1.1 综合活塞力  $F_p$  为气体力  $F_g$  和往复惯性力  $I$  之和<sup>[1]</sup>

$$\begin{cases} F_p = F_g + I \\ F_g = \frac{\pi D^2}{4}(P - P_0) \\ I = m_p a = m_p r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \end{cases} \quad (1)$$

1.1.2 综合活塞力  $F_p$  分解为连杆对活塞的压力  $N$  和连杆力  $F_l$ <sup>[1]</sup>

$$\begin{cases} N = F_p \tan \beta = F_p \frac{\lambda \sin \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \\ F_l = F_p / \cos \beta = F_p \frac{1}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \end{cases} \quad (2)$$

1.1.3 连杆力  $F_l$  分解为径向力  $F_r$  和切向力  $F_t$ <sup>[1]</sup>

$$\begin{cases} F_t = F_l \sin(\alpha + \beta) = F_p \left[ \sin \alpha + \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right] \\ F_r = F_l \cos(\alpha + \beta) = F_p \left[ \cos \alpha - \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right] \end{cases} \quad (3)$$

式中:  $D$ —缸体直径;  $p$ —排气压力;  $p_0$ —一个大气压;  $m_p$ —活塞组件总质量;  $r$ —曲轴旋转半径;  $\omega$ —曲轴旋转角速度;  $\alpha$ —曲轴转角;  $\lambda = r/l$ ,  $\lambda$  为曲轴旋转半径  $r$  与连杆长度  $l$  之比。

## 1.2 力矩分析

曲轴的功率输入端有驱动力矩  $M_d$  传入,由发动机通过齿轮传动提供动力;曲轴的输出端有阻力矩  $M_d'$  输出,带动附件助力泵工作;连杆力的切向分力对曲轴中心构成一个力矩  $M_t$ ,力矩的方向与曲轴旋转方向相反,因此也是阻力矩。 $M_d$ 、 $M_d'$ 、 $M_t$  满关系式:  $M_d = M_d' + M_t$ 。其中,曲轴做匀速旋转运动时,驱动力矩  $M_d$  恒定不变,即为发动机的输出力矩,满足关系式。

$$M_d = T_{iq} = 9550 p_e / n \quad (4)$$

式(4)中:  $p_e$ —发动机有效功率;  $n$ —标定转速;

$T_{iq}$ —输出扭矩。

## 1.3 旋转惯性力分析

曲轴做旋转运动,会产生旋转惯性力,满足关系式。

$$F = m \omega^2 r \quad (5)$$

式(5)中:  $m$ —曲轴质量;  $\omega$ —曲轴旋转角速度;  $r$ —曲轴旋转半径

## 2 曲轴危险工况的确定

表 2-1 曲轴尺寸和工作性能参数

缸体直径 $D$	80 mm
曲轴长度 $l$	196.85 mm
曲柄半径 $R$	16 mm
曲柄宽度 $2L$	23 mm
曲轴旋转半径 $r$	23 mm
额定转速 $n$	3 000 r/min
额定排气压力 $P$	1 MPa
活塞组件质量 $m_p$	0.3473 kg

根据曲轴动力学分析,其在工作循环中,驱动力矩和旋转惯性力恒定不变,连杆力大小随曲轴转角不断变化,为周期性交变载荷。连杆力的法向分力和切向分力也随曲轴转角的不同而变化,法向力产生弯矩作用,引起弯曲应力,切向力产生阻力矩作用,引起扭转应力。因此,确定曲轴危险工况为连杆力引起最大弯矩和最大阻力矩两个位置,即法向力和切向力为最大值时。

第一个危险位置取:  $a = a_{rmax}$ ,  $n = n$ ,  $p = p$ , 即曲轴位于最大法向力  $F_{rmax}$  的位置,而机器以额定转速、额定排气压力工作时。

第二个危险位置取:  $a = a_{tmax}$ ,  $n = n$ ,  $p = p$ , 即曲轴位于切向力  $F_{tmax}$  的位置,而机器以额定转速、额定排气压力工作时。

为确定曲轴位于最大法向力和最大切向力时的位置,利用数学软件 MATLAB 根据曲轴动力学计算公式,分别求出曲轴法向力和切向力随曲轴转角的变化规律及相应曲线图,如图 2-1、图 2-2 所示。

由图 2-1 和图 2-2 中的曲线分析可知,曲轴所受法向力最大值约出现在  $a = 350^\circ$  处,此时  $F_{rmax} = 5670.1 \text{ N}$ ,对应的  $F_t = 1345.4 \text{ N}$ ,  $F_l = 5828.1 \text{ N}$ ;曲轴所受切向力最大值约出现在  $a = 66^\circ$  处,此时

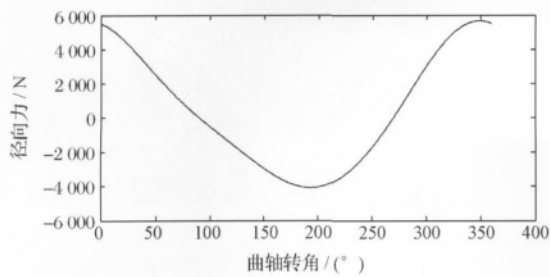


图 2-1 法向力—转角曲线图

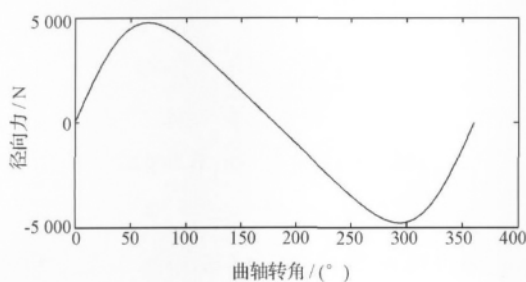


图 2-2 切向力—转角曲线图

$F_{tmax} = 4780.7 \text{ N}$ , 对应的  $F_r = 1431.7 \text{ N}$ ,  $F_l = 4990.5 \text{ N}$ 。

### 3 曲轴有限元模型的建立

#### 3.1 模型导入和网格划分

表 3-1 曲轴材料性能参数

材料名称	40 cr
材料密度 $\rho$	$7.85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$
弹性模量 $E$	206 GPa
泊松比 $\mu$	0.28
屈服强度 $\sigma_s$	$\geq 785 \text{ MPa}$
许用应力 $[\sigma]$	392 MPa
$[\sigma] = \sigma_s/n$ ( $n$ 取 2)	

##### 3.1.1 模型导入

如果直接将模型从 PROE 导入到 ANSYS 中, 会存在着几何丢失问题, 使模型不完整, 影响结果精度。利用从 workbench 中导入模型存在的优势, 将 PROE 中完成的曲轴模型另存为 . sat 格式, 导入到 workbench 中, 采用整体自动划分网格方式, 然后对连杆颈、轴承面、锥面等重要曲面采用 mapped Face Meshing 划分方式, 并设置不同的单元格大小, 最后导入经典 ANSYS 中进行分析。

##### 3.1.2 模型简化

对分析结果影响不大的结构做了相应的简化, 忽略了油孔、油槽、非重要倒角圆角等结构。

##### 3.1.3 模型单位

ANSYS 本身并不存在单位, 而是存在单位系统, 本文将模型单位统为表 3-2 所示。

表 3-2 模型统一单位

力	N
长度	mm
时间	S
应力	MPa
密度	$\text{t/mm}^3$
弹性模量	MPa

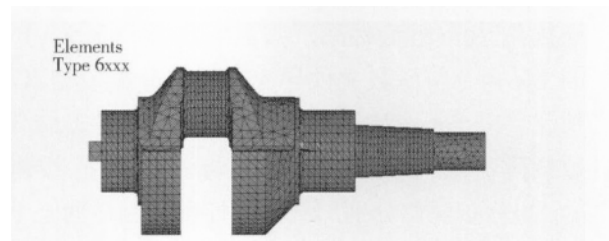


图 3-1 简化后的曲轴网格划分图

#### 3.2 曲轴载荷的施加

为得到曲轴准确应力、变形状态及其分布规律, 如何在有限元分析中正确模拟曲轴载荷至关重要。连杆与曲轴间的接触外载荷, 利用将分布面力转化为节点集中力的等效计算方法<sup>[2]</sup>; 驱动力矩等效为一对一对力偶的方法, 直接加载到对应的节点上面; 旋转惯性力则是利用 ANSYS 系统存在的功能, 自动将曲轴角速度转化为力加载到各个节点上。

##### 3.2.1 连杆力的施加模拟

曲轴与连杆连接处为非均布载荷, 精确地确定其载荷分布规律变得相当复杂。但在保证计算精度的前提下, 可以用近似的分布规律来替代。根据传统的方法及有限宽度轴颈油膜压力应力分布规律, 忽略油孔处压力峰值突变的影响, 假定力边界条件为: 载荷沿连杆轴颈轴线方向按二次抛物线规律分布; 沿轴颈圆周方向  $120^\circ$  角范围内按余弦规律分布<sup>[2]</sup>, 如图 3-2 所示。

分布函数为:

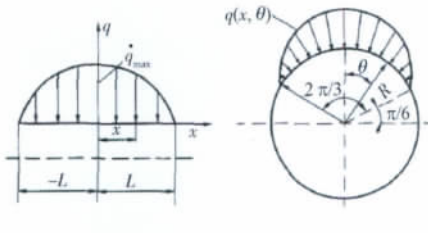


图 3-2 沿连杆轴颈分布力

$$q_{x\theta} = \frac{9F_l}{16LR} \left[ 1 - \frac{x^2}{L^2} \right] \cos\left(\frac{3\theta}{2}\right) \quad (6)$$

式(6)中:  $x = -L \sim L$ ;  $\theta = -60^\circ \sim 60^\circ$ ;

$F_l$ —作用在轴颈上的总载荷。

利用 ANSYS 具有加载函数载荷的功能,执行 Parameter 菜单下的 Function-Define/Edit 命令编辑函数并保存(柱坐标系下),然后执行 Function-Read for file 命令将函数文件导入到当前分析模型,以备加载。以 Force/Moment 加载到 Nodes 方式加载函数载荷  $q_{x\theta}$ 。其加载原理是:将总载荷  $F_l$  按函数  $q_{x\theta}$  的分布规律分别加载到连杆颈外圆柱面上某个范围内的节点上。函数载荷加载后的节点显示如图 3-3 所示。



图 3-3 函数载荷的节点显示

本例研究的工况分别是曲轴转过  $66^\circ$ 、 $350^\circ$  两个位置,加载余弦载荷时,相当于曲轴不动,余弦载荷沿曲轴旋转反方向转  $66^\circ$  或  $350^\circ$ 。图 3-4 是两个工况下函数载荷加载后的径向显示。

### 3.2.2 力矩的施加模拟

扭矩是力和力臂的乘积,在 ANSYS 中,施加扭矩可以等效为施加力,采用将扭矩转换成一对对力偶的方法,直接施加在对应的节点上面,力的方向与圆周相切。图 3-5 是扭矩转化为力偶加载的节点显示。

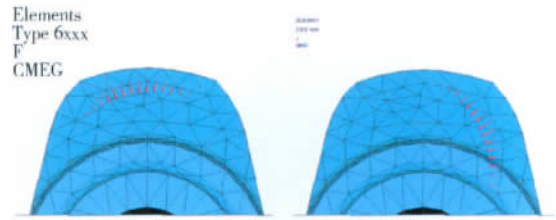


图 3-4  $\alpha = 350^\circ, \alpha = 66^\circ$  函数载荷径向分布

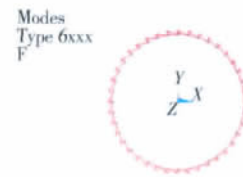


图 3-5 扭矩加载的节点显示

### 3.2.3 约束的施加模拟

曲轴以一个圆柱滚子轴承和一个滑动轴承支撑于箱体中,需要对轴承联接约束进行简化模拟。本文对轴承圆柱面上的节点限制 X、Velx 两个自由度,对轴肩端面限制 Z、Velz 两个自由度,从而模拟出曲轴的旋转运动。

图 3-6 为曲轴转角  $\alpha = 350^\circ$  时,施加了函数载荷、力矩、惯性力及约束的曲轴有限元模型。

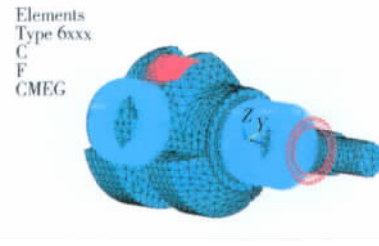


图 3-6  $\alpha = 350^\circ$  曲轴的有限元模型

## 4 曲轴静态力学性能分析

### 4.1 曲轴静强度分析

曲轴的强度影响着系统的可靠性和安全性,如强度不够,会导致曲轴发生断裂或使用寿命过低现象。通过 ANSYS 分析可以得到对应的曲轴应力分布图。图 4-1 Mises 应力分布图反映了曲轴复合应力分布情况:曲轴应力主要集中在连杆颈圆角、主轴颈圆角及施加扭矩的锥面上,根据经验,结果与实际应力分布情况是相符的。进一步分析可知:两种危险工况下,曲轴最大复合应力均出现在轴承圆

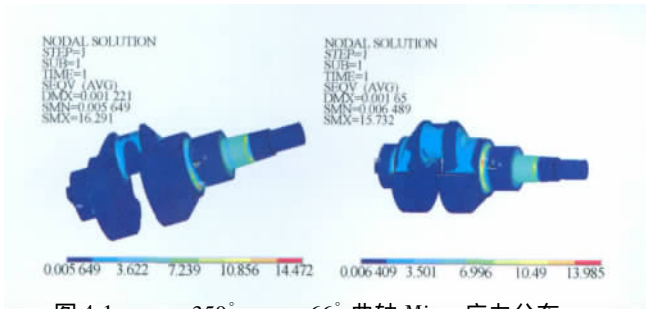


图 4-1  $\alpha = 350^\circ, \alpha = 66^\circ$  曲轴 Mises 应力分布

柱面与轴肩间的圆角附近, 值分别为 16.28 MPa 和 15.73 MPa, 远小于曲轴材料的许用应力  $[\sigma] = 392$  MPa。可见, 当前的曲轴设计静强度完全满足使用要求, 且有较大的优化空间, 可以考虑适当减小曲轴直径, 优化曲轴结构设计尺寸, 降低曲轴重量和材料消耗。

### 4.2 曲轴静刚度分析

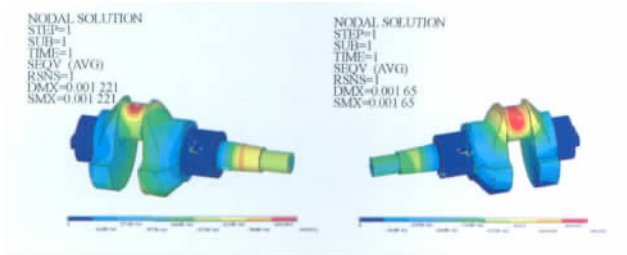


图 4-2  $\alpha = 350^\circ, \alpha = 66^\circ$  曲轴总体位移

曲轴的刚度大小影响系统的工作性能, 如果曲轴的刚度不够, 就会大大恶化连杆、活塞等重要零件的工作条件, 影响它们工作的可靠性和耐磨性。施加集中力后, 得到曲轴总体位移图 4-2。图中显示最大变形发生在曲轴、连杆相互作用的曲轴连杆颈外圆柱面的上中心点处, 即载荷的施加位置。最大变形值为 0.012 21 mm 和 0.016 5 mm, 属于较小变形。为进一步验证曲轴刚度的可靠性, 分别从弯曲刚度和扭转刚度两方面进行校核。

#### 4.2.1 曲轴弯曲刚度校核

由图 4-3、图 4-4 分析可知: 两个工况下, 曲轴在 UY 方向的最大变形值为 0.001 154 mm, 即最大挠度  $y = 0.001 154$  mm。对于安装齿轮的轴, 其允许挠度  $[y] = (0.01 \sim 0.03) m_n^{[4]}$ 。式中  $m_n$  一齿轮法向模数。经计算  $[y] = (0.012 5 \sim 0.037 5)$  mm, 因此有:  $y < [y]$ 。所以, 现行设计的曲轴的静刚度是足够的, 还有对其结构尺寸进行优化设计的必要。

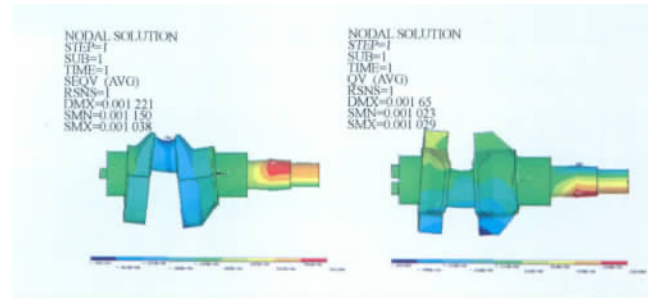


图 4-3  $\alpha = 350^\circ, \alpha = 66^\circ$  曲轴 Y 向位移

#### 4.2.2 曲轴扭转刚度校核

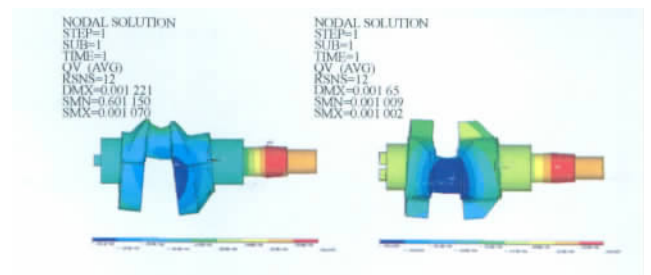


图 4-4  $\alpha = 350^\circ, \alpha = 66^\circ$  曲轴切向位移

因曲轴锥面与齿轮连接产生扭转力矩, 曲轴会发生扭转变形, 如果扭转变形过大, 可能引起轮齿上载荷分布不均, 导致轮齿啮合状态恶化, 影响传递效率和系统工作的可靠性, 因此, 有必要有锥面轴进行扭转刚度校核。利用 ANSYS 分析结果, 分别得到曲轴两种危险工况下的曲轴切向位移结果, 如图 4-4, 从图中可见, 曲轴锥面轴的最大扭转位均发生在与齿轮连接处, 最大切向位移为 0.001 087 mm, 对应的转角为:

$$\varphi = l/r = 0.001 087 / 11.7 = 0.93 \times 10^{-4} \text{ rad.}$$

齿轮传动轴的许用扭转角:

$$[\varphi] = 0.025 \sim 0.5 (^\circ / \text{m})^{[4]}.$$

根据锥面轴长度, 经计算, 其扭转角度为  $\varphi = 0.25^\circ / \text{m}$ , 满足  $\varphi \leq [\varphi]$ , 可见曲轴的扭转刚度也是满足使用要求的。

## 5 结论

通过系统分析往复式压缩机曲轴载荷特征, 确定了曲轴在工作循环中的危险点。并用有限元方法模拟了曲轴载荷的加载, 分析了曲轴静态强度和刚度特性。这种传统分析法和有限元法相结合的分析方法, 相比实验法, 因为可以在曲轴设计阶

段全面了解曲轴系统的工作性能,使设计效率更高。相比传统法,结果更为准确,也为曲轴的优化设计提供科学的技术依据。本例的分析结果表明:曲轴现行设计的静强度、静刚度满足使用要求,且有较大冗余量,可以通过优化曲轴结构来适当减小曲轴直径等尺寸参数,从而减少曲轴材料消耗,节约生产成本。

#### 参 考 文 献

- 1 林 梅,孙嗣莹. 活塞式压缩机原理. 北京:机械工业出版社, 1987:105—126
- 2 尹建民,王德海,袁银南,等. X6135 柴油机曲轴强度的三维有限元研究. 内燃机工程,1997;(2):71—77
- 3 周思柱. 钻井泵和压缩机曲轴有限元分析的等效外载荷计算方法. 石油机械,1995;(7):8—14
- 4 陈国定. 机械设计基础. 北京:机械工业出版社,2005:37

## The Statical Analysis of a Micro-reciprocating Air Compressor Crankshaft Based on ANSYS

ZHANG Hong-sheng<sup>1</sup>, JIAO Wen-hui<sup>1\*</sup>, ZHANG Hong-li<sup>2</sup>, ZHOU Jia-long<sup>3</sup>

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Lanzhou University of Technology<sup>1</sup>, Lanzhou 730050, P. R. China;

School of Mechatronic Engineering and Automation<sup>2</sup>, Shanghai University, Shanghai 200072, P. R. China;

Wuhan Marine Machinery Limited Liability Company, Wuhan 430000, P. R. China)

**[Abstract]** Basing on establishing the mechanical model of crankshaft and connecting rod mechanism in reciprocating compressor, the forces of the crankshaft using traditional dynamics analysis method are researched and calculated the changing regularity of crankshaft dynamic load and dangerous point with MATLAB. After that, the FEM method was used to simulate the crankshaft load, determining the state of stress and deformation and the state of static strength and stiffness. The research results ensure the safety and reliability of the part and has a high research value for optimization of crankshaft.

**[Key words]** reciprocating compressor    crankshaft    FEM method    statical analysis