



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103399993 A

(43) 申请公布日 2013. 11. 20

(21) 申请号 201310309011. 3

(22) 申请日 2013. 07. 22

(71) 申请人 合肥通用机械研究院
地址 230031 安徽省合肥市蜀山区长江西路
888 号

(72) 发明人 鲍军 张成彦 钱则刚 唐斌
潘艺昌 李金禄 何明 于洋
张和平

(74) 专利代理机构 合肥和瑞知识产权代理事务
所(普通合伙) 34118

代理人 王挺

(51) Int. Cl.
G06F 17/50 (2006. 01)

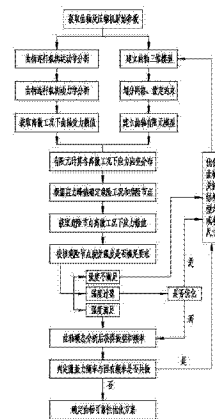
权利要求书2页 说明书14页 附图10页

(54) 发明名称

往复式压缩机曲轴可靠性优化设计方法

(57) 摘要

本发明属于压缩机部件的结构优化设计领域,具体涉及一种往复式压缩机曲轴可靠性优化设计方法。本发明包括以下步骤:三维建模;网格划分,生成有限元模型;获得在离散工况下的曲轴受力数值,通过有限元计算各离散工况下曲轴的应力应变分布;确定曲轴的危险工况和危险节点;获得危险节点于各离散工况下的应力数值;针对各危险节点进行疲劳强度校核;进行曲轴的有限元模态分析,获得该曲轴的固有振型和固有频率;判定其激振力频率和其固有频率间是否存在共振。本方法操作简明而易于实现,可从从实际上提升曲轴的工作可靠性,不仅可以提升高参数压缩机的工作可靠性,而且对于保障可靠性的同时追求小型化和轻量化也有很大的参考价值。



1. 一种往复式压缩机曲轴可靠性优化设计方法,其特征在于包括以下步骤:

- 1)、通过曲轴及压缩机原始参数,在 SolidWorks 软件上建立曲轴的三维实体模型;
- 2)、在 SolidWorks 软件上对曲轴三维实体模型进行网格划分,生成有限元模型;
- 3)、根据曲轴在不同转角时的受力状态数据,获得在离散工况下的曲轴受力数值,通过有限元计算各离散工况下曲轴的应力应变分布;
- 4)、根据曲轴的各离散工况中的应力峰值,确定曲轴的危险工况和危险节点;
- 5)、获得危险节点于各离散工况下的应力数值;
- 6)、根据 5) 步骤中获得的应力数值,针对各危险节点进行疲劳强度校核,如强度不满足,返回至步骤 1),重新进行曲轴结构及尺寸优化;如满足,即进入下一步骤;
- 7)、进行曲轴的有限元模态分析,获得该曲轴的固有振型和固有频率;判定其激振力频率和其固有频率间是否存在共振;如是,则返回至步骤 1),重新进行曲轴结构及尺寸改变和优化,如否,即该曲轴的工作可靠性设计满足要求。

2. 根据权利要求 1 所述的往复式压缩机曲轴可靠性优化设计方法,其特征在于:步骤 3) 中,离散工况下的曲轴受力数值,以曲轴的每 10° 转角为间隔获取。

3. 根据权利要求 1 或 2 所述的往复式压缩机曲轴可靠性优化设计方法,其特征在于:步骤 4) 中,确定曲轴的危险工况后,利用 SolidWorks 软件获得曲轴在该危险工况下的静强度安全系数云图,判断曲轴的静强度是否满足设计和运行工况要求。

4. 根据权利要求 1 或 2 所述的往复式压缩机曲轴可靠性优化设计方法,其特征在于:在步骤 7) 完成后,进行曲轴在不同圆角结构、圆角尺寸参数和曲柄厚度下的应力水平计算,并建立数据对比表,获得曲轴的最优化圆角结构、圆角尺寸参数和曲柄厚度数值。

5. 根据权利要求 1 或 2 所述的往复式压缩机曲轴可靠性优化设计方法,其特征在于:步骤 2) 中,曲轴三维实体模型上轴颈圆角处网格的单元长度小于曲轴其他区域网格的单元长度。

6. 根据权利要求 1 或 2 所述的往复式压缩机曲轴可靠性优化设计方法,其特征在于:所述危险节点取自曲轴的各轴颈与曲柄的过渡圆角处。

7. 根据权利要求 1 或 2 所述的往复式压缩机曲轴可靠性优化设计方法,其特征在于:步骤 6) 中,疲劳强度校核公式采用下式:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} + \sigma_m \psi_{\sigma}} \geq [n]$$

其中 k_{σ} 为圆角处的应力集中系数;

β 为表面加工系数,它表明不同加工方法和工艺措施对曲轴圆角部位疲劳强度的影响;

ε_{σ} 为尺寸系数;

ψ_{σ} 为材料对应力循环不对称的敏感系数;

σ_a 为应力的变化幅;

σ_m 为应力的平均值;

[n] 为曲轴的许用安全系数。

8. 根据权利要求 1 或 2 所述的往复式压缩机曲轴可靠性优化设计方法,其特征在于:

步骤 7) 中, 曲轴的有限元模态分析包括不加约束的曲轴自由模态分析和施加约束的曲轴实际工况模态分析, 求出其前 8 阶固有频率及相应的振型, 根据曲轴弯曲振动的激振力频率公式:

$$f=f_c \times n$$

其中 f_c 是压缩机运行的频率, n 是压缩机的列数;

判断各阶固有频率和其激振力频率的共振关系。

9. 根据权利要求 1 或 2 所述的往复式压缩机曲轴可靠性优化设计方法, 其特征在于: 步骤 1) 中, 曲轴的三维实体模型建立时不进行油道孔建模。

往复式压缩机曲轴可靠性优化设计方法

技术领域

[0001] 本发明属于压缩机部件的结构优化设计领域,具体涉及一种利用 SolidWorks 软件建立往复式压缩机曲轴三维实体模型,并将建立的曲轴三维实体模型生成有限元模型,以完成曲轴强度分析与曲轴过渡圆角的往复式压缩机曲轴可靠性优化设计方法。

背景技术

[0002] 曲轴是往复式压缩机的主要运动件,其尺寸参数和性能的优劣直接影响到压缩机的工作可靠性、寿命等性能。随着压缩机的发展和强化指标的不断提高,曲轴的工作条件更加苛刻,曲轴承受着气缸内的气体压力及往复和旋转质量惯性力引起的周期性变化的载荷,并受到输入扭矩的作用而产生扭转振动,因此在曲轴内产生交变的弯曲应力和扭转应力,很可能引起曲轴疲劳失效。每年国、内外发生的往复式压缩机与曲轴相关的安全事故也不在少数,轻则有机组停转导致企业停产,重则有爆炸、引起火灾等恶性安全事故,给企业造成严重的经济损失,甚至造成人员伤亡。

[0003] 由于曲轴结构和受力的复杂性,传统力学方法往往很难展开对压缩机曲轴的分析,而随着电子计算机运算速度的不断提高,极大促进了与数值计算密切相关的有限元理论的发展,使得有限元分析技术迅速得到了广泛应用,这为快速有效地研究曲轴等复杂受力零件或机构提供了理论基础。随着有限元理论的发展,人们也越来越多的利用有限元法来进行曲轴的强度分析。在国内外的学术会议和刊物上也有一些曲轴三维有限元分析的文献,对有限元法在曲轴强度研究中的应用起到了推动作用,但这些工作也都存在一些不足之处,如:有的计算模型只考虑单一受载情况、忽略了扭矩和惯性力作用;有的只计算了单一曲拐、边条件处理太简化,没有考虑曲轴在实际工作过程中载荷的变化,更没有从整根曲轴分析的角度考虑各曲拐的相互影响,因而只能研究曲轴应力集中部位圆角附近的应力分布规律,不能计算那里的工作应力。对于压缩机曲轴,如何比较准确地得到应力、变形的大小及分布和曲轴的固有频率及振型,以进行有效的强度计算和模态分析,对指导压缩机曲轴的设计和 optimization 改进,具有重要意义。

发明内容

[0004] 本发明的目的为解决上述现有技术的不足,提供一种易于实现的往复式压缩机曲轴可靠性优化设计方法,以从实际上提升曲轴乃至整个压缩机的工作可靠性。

[0005] 为实现上述目的,本发明采用了以下技术方案:

[0006] 一种往复式压缩机曲轴可靠性优化设计方法,包括以下步骤:

[0007] 1)、通过曲轴及压缩机原始参数,在 SolidWorks 软件上建立曲轴的三维实体模型;

[0008] 2)、在 SolidWorks 软件上对曲轴三维实体模型进行网格划分,生成有限元模型;

[0009] 3)、根据曲轴在不同转角时的受力状态数据,获得在离散工况下的曲轴受力数值,通过有限元计算各离散工况下曲轴的应力应变分布;

[0010] 4)、根据曲轴的各离散工况中的应力峰值,确定曲轴的危险工况和危险节点;

[0011] 5)、获得危险节点于各离散工况下的应力数值;

[0012] 6)、根据 5)步骤中获得的应力数值,针对各危险节点进行疲劳强度校核,如强度不满足,返回至步骤 1),重新进行曲轴结构及尺寸优化;如满足,即进入下一步骤;

[0013] 7)、进行曲轴的有限元模态分析,获得该曲轴的固有振型和固有频率;判定其激振力频率和其固有频率间是否存在共振;如是,则返回至步骤 1),重新进行曲轴结构及尺寸改变和优化,如否,即该曲轴的工作可靠性设计满足要求。

[0014] 步骤 3)中,离散工况下的曲轴受力数值,以曲轴的每 10° 转角为间隔获取。

[0015] 步骤 4)中,确定曲轴的危险工况后,利用 SolidWorks 软件获得曲轴在该危险工况下的静强度安全系数云图,判断曲轴的静强度是否满足设计和运行工况要求。

[0016] 在步骤 7)完成后,可进行曲轴在不同圆角结构、圆角尺寸参数和曲柄厚度下的应力水平计算,并建立数据对比表,获得曲轴的最优化圆角结构、圆角尺寸参数和曲柄厚度。

[0017] 步骤 2)中,曲轴三维实体模型上轴颈圆角处网格的单元长度小于曲轴其他区域网格的单元长度。

[0018] 危险节点取自曲轴的各轴颈与曲柄的过渡圆角处。

[0019] 步骤 6)中,疲劳强度校核公式采用下式:

$$[0020] \quad n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} + \sigma_m \psi_{\sigma}} \geq [n]$$

[0021] 其中 k_{σ} 为圆角处的应力集中系数;

[0022] β 为表面加工系数,它表明不同加工方法和工艺措施对曲轴圆角部位疲劳强度的影响;

[0023] ε_{σ} 为尺寸系数;

[0024] ψ_{σ} 为材料对应力循环不对称的敏感系数;

[0025] σ_a 为应力的变化幅;

[0026] σ_m 为应力的平均值;

[0027] $[n]$ 为曲轴的许用安全系数。

[0028] 步骤 7)中,曲轴的有限元模态分析包括不加约束的曲轴自由模态分析和施加约束的曲轴实际工况模态分析,求出其前 8 阶固有频率及相应的振型,根据曲轴弯曲振动的激振力频率公式:

$$[0029] \quad f = f_c \times n$$

[0030] 其中 f_c 是压缩机运行的频率, n 是压缩机的列数;

[0031] 判断各阶固有频率和其激振力频率的共振关系。

[0032] 步骤 1)中,曲轴的三维实体模型建立时不进行油道孔建模。

[0033] 本发明的主要优点在于:

[0034] a)、本发明采用以计算机仿真分析为核心的现代设计方法对压缩机曲轴的动态特性和疲劳强度进行分析,并利用分析结果优化设计,依靠应用有限元方法可以预知产品的动态性能,预估强度的危险部位及其它动态特性问题,通过计算后结果,选择直接使用原有尺寸或改变结构形状来消除或抑制这些问题。而模态分析技术可以根据模态叠加原理预言

结构物的实际振动的响应历程或响应谱。通过有限元方法和模态分析技术的有机结合,利用模态分析结果检验、补充和修正有限元模型,以利用修正后的有限元模型计算结构的动态特性,进行结构的优化设计;通过分析作用于曲轴的各种载荷,计算出曲轴等受力曲线,为轴系结构有限元分析提供可靠边界条件;利用有限元方法对曲轴进行疲劳强度校核,通过模态分析得到曲轴动态特性;通过计算曲轴关键部位不同结构和不同尺寸参数下的应力水平,验证对曲轴强度的影响因素并总结其影响趋势;最终达到综合多种曲轴强度影响因素,提出曲轴优化方案,计算比对优化设计前后的曲轴强度验证其优异性的目的。

[0035] b)、以曲轴转动角度的每 10° 作为一组数据,旋转一周即得到 36 组数据,该 36 组数据既能保证曲轴受力工况的计算精度,也使得计算量不至于过大,最终为后续的结构优化设计打下基础。

[0036] c)、在使用 SolidWorks 软件进行曲轴三维建模的网格划分时,考虑到如果网格过于粗糙,那么结果可能包含严重的错误;如果网格过于细致,将花费过多的计算时间,浪费计算机资源,因此,通过采用曲轴关键部位或危险部位进行细密网格划分,而在曲轴的其它次要区域可采用较疏的网格划分;以针对性的网格划分方法,确保优化效率的前提下降低软件运算负担,保证其实际工作效率。

[0037] d)、曲轴轴颈与曲柄间的过渡圆角处,由于有高度应力集中现象的存在,是曲轴最容易发生断裂失效的地方,也即是危险节点密布区域;而且曲轴承受交变载荷,由工作负荷引起的曲轴破坏总是疲劳破坏,因此考虑使用具备应力集中系数和尺寸系数的疲劳强度计算方法进行强度校核,以保证其校核可靠性。

[0038] e)、对曲轴进行不同条件下的模态分析时,以求出其相应的前 8 阶固有频率及相应的振型为准;这是因为曲轴在实际工作时,其本身轴身承受的力矩是包含弯曲、扭转等各种力矩的综合受力,而从所得的振型和频率数据看,曲轴在不加约束的自由状态下前三阶以整体弯曲振动为主,只是弯曲方向不同,第三阶和第四阶表现为整体扭转振动,第五阶至第八阶才表现为弯曲和扭转相结合的复杂振动,曲轴在加上位移约束后同样如此。通过本发明的前 8 阶取值,依靠在设计阶段即对曲轴的各受力状态的综合测算,从而保证了在设计之初对曲轴自身实际工作性能的预先准确测定目的,有效避免了传统的曲轴结构优化时想当然的以点概全的现象发生,其测算结果显然更为贴切的符合目前曲轴的实际工况需求。

[0039] f)、本发明各危险节点取自曲轴的各轴颈与曲柄的过渡圆角处,以具备 2 个曲拐的曲轴为例,即为其 6 个危险截面中取相应危险节点;当然,如果其曲拐数目更多时,其危险节点取自的曲轴的各轴颈与曲柄的过渡圆角,也即其危险截面所在处数目也就自然相应更多。本发明操作时,之所以需要求出对象曲轴上所有危险截面的应力峰值来进行后续计算,也是考虑到了当曲轴某一危险截面的应力峰值不满足实际工作要求时,又不能保证曲轴上的其他危险截面的应力峰值就一定满足其工作要求;这就需要在计算时对于某一应力极值所在点进行危险截面计算并进行优化后,也不能放松对对曲轴其他危险截面的校核和优化工作,从而确保曲轴在实际工作时即使面临再复杂多变的工作状况时,其自身各危险截面处的可靠性也都能满足初始设计目的。

[0040] g)、由于在计算曲轴强度时主要分析计算的是过渡圆角处的应力集中效应,如果在建模时考虑分布在轴颈上的油道孔,则会使此处的网格非常密集,这就大大地增加了模

型的单元数量,花费大量的求解时间,而且生成的网格形状也不理想,降低了求解精度,另外根据经验,油孔的安全系数可以通过正确的设计和油孔加工的精度来保证,所以一般不对油孔处进行疲劳计算,因此在建模时忽略了油道孔,以简化其操作步骤,保证操作人员的实际工作效率。

附图说明

- [0041] 图 1 是本发明的工作流程框图;
- [0042] 图 2 是曲柄连杆机构原理图;
- [0043] 图 3 是曲柄连杆机构受力图;
- [0044] 图 4 是曲轴的气体力随转角变化曲线;
- [0045] 图 5 是曲轴的往复惯性力随转角变化曲线;
- [0046] 图 6 是曲轴的活塞力随转角变化曲线;
- [0047] 图 7 是曲轴的切向力随转角变化曲线;
- [0048] 图 8 是曲轴的法向力随转角变化曲线;
- [0049] 图 9 是曲轴六处危险截面示意图;
- [0050] 图 10 是图 9 中所示的危险截面 1 应力峰值曲线;
- [0051] 图 11 是图 9 中所示的危险截面 2 应力峰值曲线;
- [0052] 图 12 是图 9 中所示的危险截面 3 应力峰值曲线;
- [0053] 图 13 是图 9 中所示的危险截面 4 应力峰值曲线;
- [0054] 图 14 是图 9 中所示的危险截面 5 应力峰值曲线;
- [0055] 图 15 是图 9 中所示的危险截面 6 应力峰值曲线;
- [0056] 图 16 是疲劳危险节点 482 应力曲线;
- [0057] 图 17 是各圆角结构示意图;
- [0058] 图 18 是轴颈内凹圆角应力峰值与圆角半径 R 关系曲线;
- [0059] 图 19 是曲柄内凹圆角应力峰值与圆角半径 R 关系曲线;
- [0060] 图 20 是双内凹圆角应力峰值与圆角半径 R 关系曲线;
- [0061] 图 21 是光滑圆角应力峰值与圆角半径 R 关系曲线;
- [0062] 图 22 是轴颈内凹圆角应力峰值与凹弧深度 h 关系曲线;
- [0063] 图 23 是曲柄内凹圆角应力峰值与凹弧深度 h 关系曲线;
- [0064] 图 24 是双内凹圆角应力峰值与凹弧深度 h 关系曲线;
- [0065] 图 25 是不同圆角结构应力峰值与半径 R 关系曲线;
- [0066] 图 26 是曲轴在不同曲柄臂厚度时应力峰值曲线图。

具体实施方式

- [0067] 为便于理解,下面结合附图对本发明的具体工作流程及原理作以下进一步描述:
- [0068] 1 曲柄连杆机构动力学分析
- [0069] 曲柄连杆机构的动力学分析涉及的主要内容为分析压缩机曲柄连杆机构的运动规律和受力情况,这将为后面进行曲轴的有限元分析提供依据。
- [0070] 1.1 曲柄连杆机构的运动关系

[0071] 往复式活塞式压缩机的工作原理主要是采用曲柄连杆机构将原动机的旋转运动转化成压缩机活塞的往复运动。在分析曲柄连杆机构的工作时,实际上由于扭矩不均匀,角速度是一个变量,在研究曲轴扭振和压缩机平衡时,应该考虑角速度的变化,不涉及上述计算时,通常均假设曲轴的角速度 ω 值恒定,转角与时间成正比。

[0072] 活塞的位移、速度和加速度可从曲柄连杆机构的几何关系和运动关系中确定。如图 2 所示,活塞离曲轴中心线最远的位置(A 点)为外止点,最近的位置(B 点)为内止点。曲柄转角 α 从外止点开始算起,即此时 $\alpha=0^\circ$,顺曲轴方向度量。活塞的位移 x 也以外止点为起点, $\alpha=0^\circ$ 时, $x=0$, $\alpha=180^\circ$ 时, $x=S$ 。

[0073] 任一曲柄转角 α 的活塞位移 x ,由图中几何关系得:

$$[0074] \quad x=A_0-C_0=A_0-(OE-EC)=r+l-(r\cos\alpha+l\cos\beta) \quad (1-1)$$

[0075] 在 $\triangle ODC$ 中,由几何关系知: $l\sin\beta=r\sin\alpha=DE$

[0076] 又由三角公式: $\cos\beta=\sqrt{1-\sin^2\beta}=\sqrt{1-\left(\frac{r}{l}\right)^2\sin^2\alpha}$,根据二项式定理,展开此

式,因 $\frac{r}{l}<1$,略去高次项得, $\cos\beta=1-\frac{1}{2}\left(\frac{r}{l}\right)^2\sin^2\alpha$,将此关系式代入位移公式得到:

[0077] 活塞瞬时位移:

$$[0078] \quad x=r\left[(1-\cos\alpha)+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\alpha)\right] \quad (1-2)$$

[0079] 式中, l —连杆长度; r —曲柄半径;

[0080] β —连杆摆角(度),即气缸中心线与连杆中心线之间的夹角;

[0081] $\alpha=0^\circ\sim 180^\circ$ 时, β 为正, $\alpha=180^\circ\sim 360^\circ$ 时, β 为负;

[0082] λ —曲柄半径与连杆半径之比。

[0083] 从活塞位移与转角关系式可求得活塞的速度和加速度,假定曲轴等角速度旋转,即 $\omega=\frac{\pi n}{30}$,将位移和速度公式先后对时间 t 求微分得:

$$[0084] \quad \text{活塞瞬时速度 } c:c=\frac{dx}{dt}=\frac{dx}{d\alpha}\frac{d\alpha}{dt}=r\omega\left(\sin\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha\right) \quad (1-3)$$

$$[0085] \quad \text{活塞瞬时加速度 } a:a=\frac{dc}{dt}=\frac{dc}{d\alpha}\frac{d\alpha}{dt}=r\omega^2(\cos\alpha+\lambda\cos 2\alpha) \quad (1-4)$$

[0086] 1.2 曲柄连杆机构的受力分析

[0087] 当压缩机正常工作时,作用于曲柄连杆机构上的力主要有三种:

[0088] (1) 惯性力;(2) 气体压力的作用力——气体力;(3) 摩擦力。

[0089] (一) 曲柄连杆机构的惯性力

[0090] 曲柄连杆机构中的惯性力包括三个方面:

[0091] (1) 活塞往复运动所产生的惯性力;

[0092] (2) 曲柄不平衡旋转质量所产生的离心惯性力;

[0093] (3) 连杆运动所产生的惯性力。

[0094] 1) 往复惯性力 F_j

[0095] 曲柄连杆机构的往复惯性力是活塞组和连杆往复质量所产生的往复惯性力之和；

$$[0096] \quad F_j = m_j a \quad (1-5)$$

[0097] 往复惯性力是沿气缸中心线作用，并规定在连杆中引起拉伸的惯性力为正，引起压缩的惯性力为负。

[0098] 往复质量 m_j 等于活塞组质量 m_p 和连杆往复质量 m_{c1} 之和即：

$$[0099] \quad m_j = m_p + m_{c1}$$

[0100] 根据(1-5)式得：

$$[0101] \quad F_j = (m_p + m_{c1}) r \omega^2 (\cos \theta + \lambda \cos 2 \theta) = m_j r \omega^2 \cos \theta + m_j r \omega^2 \lambda \cos 2 \theta \quad (1-6)$$

[0102] 其中令

$$[0103] \quad F_{j1} = m_j r \omega^2 \cos \theta \quad (1-7)$$

$$[0104] \quad F_{j2} = m_j r \omega^2 \lambda \cos 2 \theta \quad (1-8)$$

[0105] 式中 F_{j1} 为一阶往复惯性力，它的变化周期等于曲轴旋转一周的时间；

[0106] F_{j2} 为二阶往复惯性力，它的变化周期为曲轴旋转半周的时间。实践证明，一阶往复惯性力的最大值为二阶往复惯性力的最大值的 $1/\lambda$ ，所以，在往复惯性力中起主要作用的是一阶往复惯性力。

[0107] 2) 旋转惯性力

[0108] 曲柄连杆机构的旋转惯性力 F_r 为曲拐的不平衡旋转质量 m_s 和连杆旋转质量 m_{c2} 所产生的离心惯性力之和，其作用线与曲柄中心线重合。取离心方向为正，则有：

$$[0109] \quad F_r = m_r a_r = (m_s + m_{c2}) r \omega^2 \quad (1-9)$$

[0110] (二) 气体力

[0111] 作用于曲柄连杆机构的气体压力来自气缸内和曲轴箱内两个方面，前者都随曲轴转角 θ 而变化，后者在稳定工况可近似地认为不变。

[0112] 作用于活塞上的气体力 F_g 为活塞两侧气体压力差与活塞面积的乘积。其正负方向的规定与往复惯性力相同，即使连杆受拉伸力的方向为正，则

$$[0113] \quad F_g = -(p - p_{ca}) A_p \quad (1-10)$$

[0114] 式中 p - 为气缸内的压力；

[0115] p_{ca} - 曲轴箱内的压力；

[0116] A_p - 活塞面积。

[0117] (三) 摩擦力

[0118] 压缩机中摩擦力主要由两部分组成：(1) 往复摩擦力；(2) 旋转摩擦力。

[0119] 活塞与气缸壁，活塞杆与填函、十字头与滑道等之间的相对运动表面产生往复摩擦力；活塞销与连杆小头、曲柄销与连杆大头、主轴颈与主轴承之间产生旋转摩擦力。

[0120] 摩擦力的方向与运动部件的运动方向相反。其大小取决于正压力及摩擦系数，并且是随转角变化的，其规律较复杂难以精确计算，但其数值较气体力及惯性力而言小的多。

[0121] (四) 作用力分析

[0122] 为了便于后面曲轴的有限元分析，下面将以上曲柄连杆机构上的受力进行归类分析。

[0123] 1) 综合活塞力

[0124] 压缩机中气体力、往复惯性力、往复摩擦力都是沿气缸中心线方向作用, 将它们矢量之和称之为综合活塞力 F_p , 即

$$[0125] \quad F_p = -F_g + F_j + F_f \quad (1-11)$$

[0126] 2) 侧向力和连杆力

[0127] 活塞力在活塞销中心 B 处可以分解为两个分力, 一个作用方向垂直于气缸壁, 称为活塞侧向力 F_A ; 另一个作用方向沿着连杆中心线, 称为连杆力 F_l , 具体如图 3 所示:

[0128] 对中心曲柄连杆机构的侧向力及连杆力的计算式分别为:

$$[0129] \quad F_A = F_p \tan \beta = F_p \frac{\lambda \sin \theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \quad (1-12)$$

$$[0130] \quad F_l = \frac{F_p}{\cos \beta} = F_p \frac{1}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \quad (1-13)$$

[0131] 3) 切向力和法向力

[0132] 连杆力传至曲柄销中心 A 处又可分解为两个分力, 一个为切向力 T, 方向为与曲柄销中心旋转轨迹圆相切; 另一个为法向力 Z, 方向为沿着曲柄方向。并规定 T 的正方向为反曲轴转向, Z 的正方向是离开曲轴中心方向, 如图 3 所示。

[0133] 切向力 T 和法向力 Z 的计算公式分别为:

$$[0134] \quad T = F_l \sin(\theta + \beta) = F_p \frac{\sin(\theta + \beta)}{\cos \beta} = F_p \left(\sin \theta + \cos \theta \frac{\lambda \sin \theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right) \quad (1-14)$$

$$[0135] \quad Z = F_l \cos(\theta + \beta) = F_p \frac{\cos(\theta + \beta)}{\cos \beta} = F_p \left(\cos \theta - \cos \theta \frac{\lambda \sin^2 \theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right) \quad (1-15)$$

[0136] 1.3 受力分析结果

[0137] 根据上述计算公式, 得出了曲轴每隔 10° 转角的受力数据, 并生成受力曲线, 通过动力计算并根据实际分析的需要, 得到了各种工况下 (10° 转角间隔) 曲轴的各种受力, 具体数据图见附图 4-8 所示, 从而为后面的分析计算奠定了基础。

[0138] 2 曲轴强度的有限元分析

[0139] 往复式压缩机在工作时的动力传输都是靠曲轴与连杆的相互作用来实现的, 故而曲轴一旦失效, 就可能引起其它零件随之破坏, 从而导致整个压缩机不能正常工作, 甚至出现更为严重的事故。所以, 曲轴必须具备足够的静强度以适应复杂苛刻的工作条件, 故而对曲轴进行强度分析获得应力大小, 可以为曲轴的良好设计及寿命的提高提供可靠的依据。另外, 曲轴是高速旋转的构件, 其在交变载荷的作用下容易出现疲劳破坏, 因此, 校核其疲劳安全系数, 并对其进行可靠性分析也很有必要。本发明利用 SolidworksSimulation 软件对曲轴进行了强度计算, 从理论上验证该曲轴的静强度和疲劳强度能否满足设计、运行工况要求。

[0140] 2.1 有限元模型的建立

[0141] (一) 三维模型的建立

[0142] 分析工作的第一步就是建立几何模型, 有限元模型的建立是以良好的几何模型为基础的, 而且几何模型可以让使用者直观的面对所要做的对象, 形象生动。本发明所建的压

缩机曲轴模型在结构上作了适当简化。由于在计算曲轴强度时主要分析计算的是过渡圆角处的应力集中效应,如果在建模时考虑分布在轴颈上的油道孔,则会使此处的网格非常密集,这就大大地增加了模型的单元数量,花费大量的求解时间,而且生成的网格形状也不理想,降低了求解精度,另外根据经验,油孔的安全系数可以通过正确的设计和油孔加工的精度来保证,所以一般不对油孔处进行疲劳计算,因此在建模时忽略了油道孔。

[0143] (二) 网格划分

[0144] 网格划分密度很重要,如果网格过于粗糙,那么结果可能包含严重的错误;如果网格过于细致,将花费过多的计算时间,浪费计算机资源。为避免这类问题的出现,在生成模型前应当考虑网格密度问题。本次实施例根据曲轴的结构特点,对轴颈的圆角处进行局部控制,网格划分的密一点,单元长度取为 2.5mm,而在其它区域可采用较疏的网格划分,单元长度取为 8mm;模型包含了 364793 个节点,256346 个单元。

[0145] (三) 边界条件的处理

[0146] 载荷边界条件根据比较成功的方案,在连杆轴颈的轴向按二次抛物线分布,轴颈圆周方向 120° 的范围内呈余弦分布。为了计算简便,可以不考虑余弦分布,直接利用 Simulation 软件中轴承载荷进行力的施加。

[0147] 对曲轴进行有限元强度分析时,其约束条件为每个主轴颈只能沿其轴线转动,因此加载轴承约束限制其除绕轴线转动的自由度外的其它方向的自由度。

[0148] 2.2 静强度计算结果及分析

[0149] 因载荷随曲轴转角变化,将曲轴受力分析结果中的各种离散工况下的连杆力施加在相应的连杆轴颈上,得到了曲轴六处危险截面应力峰值随转角工况变化的曲线,如图 9 至图 15 所示:

[0150] 综合应力计算结果和云图,可以得出以下结论:

[0151] 1) 曲轴危险截面 1 在各种工况下的最大应力值都高于其它危险截面;

[0152] 2) 曲轴的最大应力值出现在转角为 180° 工况, $\sigma_{\max}=177.73\text{MPa}$,位置位于危险截面 1,即位于靠近扭矩输入端主轴颈与曲柄相连的过渡圆角处。

[0153] 3) 危险工况下静强度安全系数云图显示,其最小安全系数为 4.42,超过了许用值,说明该曲轴的静强度满足设计和运行工况的要求,继续执行下述步骤。

[0154] 2.3 疲劳强度校核

[0155] 承受交变载荷的机械构件,由于载荷的变化,使构件的材料内产生随时间变化的交变应力与应变,在交变应力与交变应变作用下,逐渐会萌生裂纹,逐渐扩展,直至产生断裂,这过程就称之为疲劳,构件因为发生疲劳而丧失正常工作性能的现象就为疲劳失效。由于引起疲劳失效的循环载荷峰值往往远小于根据静态断裂或静态强度分析计算出来的所谓安全载荷,所以传统的静强度分析法已经不能完全解决疲劳问题。

[0156] 曲轴轴颈与曲柄间的过渡圆角处,由于有高度应力集中现象的存在,是曲轴最易发生断裂失效的地方,而且曲轴承受交变载荷,由工作负荷引起的曲轴破坏总是疲劳破坏,因此还要用考虑了应力集中系数和尺寸系数的疲劳强度计算方法进行强度校核。

[0157] 疲劳强度安全系数公式如下:

$$[0158] \quad n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} + \sigma_m \psi_{\sigma}} \geq [n] \quad (2-1)$$

[0159] 其中 k_{σ} 为圆角处的应力集中系数；

[0160] β 为表面加工系数，它表明不同加工方法和工艺措施对曲轴圆角部位疲劳强度的影响；

[0161] ε_{σ} 为尺寸系数；

[0162] ψ_{σ} 为材料对应力循环不对称的敏感系数；

[0163] σ_a 为应力的变化幅；

[0164] σ_m 为应力的平均值；

[0165] $[n]$ 为曲轴的许用安全系数。

[0166] 由交变载荷下的应力计算结果可知，曲轴的最大应力值出现在转角为 180° 工况， $\sigma_{\max}=177.73\text{MPa}$ ，经查询，该点为危险截面 1 上编号为 482 的节点，提取该节点在不同转角工况下的应力值大小，得到了该疲劳危险点的应力变化曲线，如图 16 所示。

[0167] 由该曲线得到节点 482 应力极值，进而求得应力的变化幅 σ_a 和应力的平均值 σ_m ，便可用疲劳安全系数的计算公式 (2-1)，算出应力集中部位的疲劳安全系数为 3.01；查表，曲轴的许用安全系数 $[n]$ 取为 2.5，说明该曲轴疲劳强度可以达到设计和运行工况的要求。

[0168] 但是应该说明，这只是弯曲应力下的疲劳校核，当综合考虑弯扭符合条件下的情况时，相应的安全系数肯定会有所降低。但由于扭转安全系数较大，复合条件下的疲劳校核对安全系数的计算影响不会太大，所以结果完全可以作为衡量依据。

[0169] 3 曲轴有限元模态分析

[0170] 在往复式压缩机的主要部件中，曲轴是最重要的承力构件，其动态特性对压缩机整机的动态特性以及使用寿命有着重要影响。曲轴结构有自己的固有振动频率，当激振频率与固有频率相等或者相近时，部件系统会发生强烈振动和声辐射，此时部件结构的动刚度显著下降，响应振幅急剧增加，从而发生共振，致使曲轴过早地出现弯曲疲劳破坏和扭转疲劳破坏。因此，设计时一般要使曲轴的固有频率 $f_0 \neq (0.8 \sim 1.2)f$ (f 为激振频率) 来避免共振的发生，但是通常的静力设计、校核不能发现和预防该问题的发生，所以曲轴的模态分析就显得非常必要。

[0171] 3.1 不加约束的自由模态分析

[0172] 对于曲轴，不加任何约束条件的自由模态反映了其本身固有特性。一般来说，引发压缩机共振的主要是较低阶次频率。因此，在进行模态分析时，只提取曲轴的前 8 阶振型，因为三维结构在无约束边界条件下的模态分析，计算出来的前 6 阶接近于 0，是刚体模态。因此真正的第一阶模态应该是第七阶。表 3-1 给出了除去前 6 阶刚体模态后曲轴的前 8 阶自由振动频率：

[0173] 表 3-1 曲轴的自由振动频率

[0174]

频率阶数	1	2	3	4	5	6	7	8
------	---	---	---	---	---	---	---	---

[0175]

频率值	519.6	567.18	1208.5	1268.9	1709.5	1731.1	2419.2	2681.5
-----	-------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------

[0176] 3..2 施加约束的模态分析

[0177] 对曲轴进行施加约束后的模态分析反映了曲轴在实际工况下的动态特性,对于约束条件的处理,通常要视实际情况定,因为在约束作用下,有些模态将无法反映出来或者已经被改变了,所以如果没有约束边界条件将不能准确测定曲轴实际安装条件下的模态。当然在不同的约束条件下的结果是不同的,本发明根据曲轴工作情况在轴承支撑面施加径向约束,考虑到曲轴工作中绕主轴颈轴线做旋转运动,不施加周向自由度约束。表 3-2 给出了施加约束的曲轴前 8 阶振动频率:

[0178] 表 3-2 施加约束的曲轴振动频率

[0179]

频率阶数	1	2	3	4	5	6	7	8
频率值	753.5	758.26	1616.9	1639.5	1658.1	2362.6	2728.1	3148

[0180] 3..3 曲轴模态计算结果分析

[0181] 通过对曲轴在两种不同条件下的模态分析,求出了其相应的前 8 阶固有频率及相应的振型。从所得的振型和频率数据看,曲轴在不加约束的自由状态下前三阶以整体弯曲振动为主,只是弯曲方向不同,第三阶和第四阶表现为整体扭转振动,第五阶至第八阶表现为弯曲和扭转相结合的复杂振动。曲轴在加上位移约束后,其振动频率明显提高。

[0182] 曲轴弯曲振动的激振力频率: $f=f_c \times n$, f_c 是压缩机运行的频率, n 是压缩机的列数,所以当压缩机转速为 1000rpm 时,激振力频率为 33.33Hz,各阶固有频率远高于激振频率。所以正常转速下,曲轴的动力特性满足要求,不会在曲轴的工作范围内产生共振,不至于因为振动而引起曲轴破坏。

[0183] 4 曲轴强度的影响因素分析研究

[0184] 曲轴形状复杂、应力集中现象相当严重,特别在曲柄至轴颈的圆角过渡区,疲劳裂纹发源地几乎全部产生于应力集中最严重的过渡圆角处。合理设计曲轴圆角的形状等可以降低曲轴圆角的应力峰值,改善应力分布状况,提高曲轴工作的可靠性,使曲轴的结构更加合理。

[0185] 本发明选取了四种圆角结构进行了应力计算,并对比分析了不同关键尺寸下的应力峰值变化趋势,涉及到的相关结构和尺寸如图 17 所示。

[0186] 4..1 曲轴圆角半径的影响分析

[0187] 选取转角为 180° 的危险工况进行应力计算,计算时有限元模型的网格划分和单元长度的选取均相等,曲轴边界条件处理相同,曲轴施加的载荷相同。

[0188] 分析方案共设定了四种圆角结构,每种结构设六种圆角尺寸,同时根据实际,分析模型的主轴颈和连杆轴颈处圆角大小相等,三种内凹型圆角的凹弧深度统一取为 1mm。

[0189] 根据设定的圆角半径,计算出不同半径下曲轴的主轴颈和连杆轴颈的应力的最大值,数据列表如下:

[0190] 表 4-1 轴颈内凹圆角不同半径 R 时应力峰值

[0191]

圆角半径 R (mm)	2	2.5	3	3.5	4	4.5
主轴颈应力峰值(MPa)	194.2	174.9	160.3	157.9	149.8	149.0
连杆轴颈应力峰值(MPa)	112.3	93.6	82.1	83.7	73.7	70.2

[0192] 表 4-2 曲柄内凹圆角不同半径 R 时应力峰值

[0193]

圆角半径 R (mm)	2	2.5	3	3.5	4	4.5
主轴颈应力峰值(MPa)	191.8	179.7	162.1	153.6	149.2	146.1
连杆轴颈应力峰值(MPa)	89.6	92.4	81.4	76.6	54.0	74.4

[0194] 表 4-3 双内凹圆角不同半径 R 时应力峰值

[0195]

圆角半径 R (mm)	2	2.5	3	3.5	4	4.5
主轴颈应力峰值(MPa)	195.4	184.5	161.2	157.5	148.4	146.1
连杆轴颈应力峰值(MPa)	122.5	102.5	97.1	86.7	84.6	83.6

[0196] 表 4-4 光滑圆角不同半径 R 时应力峰值

[0197]

圆角半径 R (mm)	2	2.5	3	3.5	4	4.5
主轴颈应力峰值(MPa)	181.8	172.9	160.1	148.9	144.5	146.7
连杆轴颈应力峰值(MPa)	88.6	80.8	76.7	69.5	68.7	70.3

[0198] 分析上表可知,随着圆角尺寸的减小,主轴颈和连杆轴颈圆角最大平均应力都不同程度的加大,根据以上数据绘制图 18 至图 21 的拟和曲线。

[0199] 从图 18-21 中可以看出,圆角半径 R 增大时,圆角应力峰值降低。当圆角半径从 2mm 增加到 3.5mm 时,应力峰值下降约 19%;而当圆角半径从 3.5mm 增加到 4.5mm 时,应力峰值下降趋势已不明显,此时增大圆角半径的意义已经不大,反而会导致轴颈承压长度缩短。因此综合分析结果圆角半径 R 取值 3.5mm 可达到可靠性优化的效果。

[0200] 4.2 曲轴圆角凹弧深度的影响分析

[0201] 同样选取转角为 180° 的危险工况进行应力计算,计算时有限元模型的网格划分和单元长度的选取均相等,曲轴边界条件处理相同,曲轴施加的载荷相同。

[0202] 分析方案共设定了三种内凹型圆角结构,每种结构设五种圆角凹弧深度,同时根据实际,分析模型的主轴颈和连杆轴颈处凹弧深度相等,圆角的半径大小统一取为 3mm。

[0203] 根据设定的凹弧深度,计算出不同凹弧深度下曲轴的主轴颈和连杆轴颈的应力的

最大值,数据列表如下:

[0204] 表 4-5 轴颈内凹圆角不同凹弧深度 h 时应力峰值

[0205]

凹弧深度 h (mm)	1	1.5	2	2.5	3
主轴颈应力峰值(MPa)	160.3	162.0	165.0	171.5	177.7
连杆轴颈应力峰值(MPa)	82.1	108.2	109.1	121.2	126.4

[0206] 表 4-6 曲柄内凹圆角不同凹弧深度 h 时应力峰值

[0207]

凹弧深度 h (mm)	0.5	1	1.5	2	2.5
主轴颈应力峰值(MPa)	155.0	162.1	168.1	168.8	169.8
连杆轴颈应力峰值(MPa)	89.9	81.4	80.6	84.2	85.8

[0208] 表 4-7 双内凹圆角不同凹弧深度 h 时应力峰值

[0209]

凹弧深度 h (mm)	0.5	1	1.5	2	2.5
主轴颈应力峰值(MPa)	159.3	161.2	168.9	171.1	176.5
连杆轴颈应力峰值(MPa)	89.3	97.1	109.7	112.0	124.5

[0210] 分析上表可知,圆角半径相同的情况下,凹弧深度越大,圆角应力峰值越大,根据以上数据绘制图 22 至图 24 的拟和曲线。

[0211] 结论:凹弧深度 h 减小时,圆角应力峰值降低。当凹弧深度从 2.5mm 较小到 0.5mm 时,应力峰值下降约 9%。

[0212] 4.3 曲轴圆角结构的对比分析

[0213] 综合前面的计算结果,我们得到了四种圆角结构应力峰值随圆角半径 R 变化的关系曲线,如图 25 所示。

[0214] 从图 25 中可以看出,对于同样的圆角半径,无论是采用轴颈内凹圆角、曲柄内凹圆角还是双内凹圆角,其应力峰值都高于光滑圆角。因此,采用内凹型圆角的目的只能通过圆角表面强化工艺产生残余压应力,提高曲轴的疲劳强度。若不强化则曲轴的疲劳强度反而会降低。

[0215] 4.4 曲轴曲柄厚度的影响分析

[0216] 同样选取转角为 180° 的危险工况进行应力计算,计算时有限元模型的网格划分和单元长度的选取均相等,曲轴边界条件处理相同,曲轴施加的载荷相同。

[0217] 分析方案共设定了六种曲柄臂厚度尺寸,同时根据实际,设四处曲柄臂厚度均相等。根据前面的优化研究结果,圆角采用光滑过渡圆角,圆角半径取为 3.5mm。

[0218] 根据设定的曲柄臂厚度,计算出不同曲柄臂厚度下曲轴的主轴颈和连杆轴颈的应

力的最大值,数据列表如下:

[0219] 表 4-8 不同曲柄臂厚度 δ 时应力峰值

[0220]

曲柄臂厚度 δ (mm)	39	41	43	45	47	49
主轴颈应力峰值(MPa)	166.5	154.3	148.9	144.3	139.8	137.4
连杆轴颈应力峰值(MPa)	74.4	72.6	69.5	71.6	70.8	67.4

[0221] 分析表 4-8 可知,曲柄臂厚度的增大,对圆角应力峰值的减小是十分明显的。当厚度增大 26%,主轴颈圆角应力峰值减小了 17.5%,连杆轴颈圆角应力峰值减小了 9.4%,图 26 的拟和曲线也反映了这种变化趋势。

[0222] 4.5 曲轴可靠性优化方案

[0223] 通过计算对比曲轴不同圆角结构、不同圆角尺寸参数和不同曲柄厚度的对应力水平的影响趋势和程度,初步提出了两种该曲轴的可靠性优化改进方案,两种方案均采用应力水平更低的光滑圆角型式,圆角半径 R 选择为 3.5mm,曲柄厚度 δ 分别取为 39mm 和 47mm,计算出两种方案的应力峰值,用公式 2-1 校核了疲劳系数,并通过模态分析得出最小振动频率,对比结果列表如下:

[0224] 表 4-9 优化方案数据对比表

[0225]

方案	圆角结构	圆角尺寸	曲柄厚度 mm	应力峰值 MPa	静强度安全系数	疲劳安全系数	最小振动频率 Hz	重量 Kg
优化前方案	轴颈内凹	圆角半径 3mm 凹弧深度 3mm	43	177.7	4.42	3.01	753.5	53.96
优化方案一	光滑圆角	圆角半径 3.5mm	39	166.5	4.71	3.93	878.9	51.57
优化方案二	光滑圆角	圆角半径 3.5mm	47	139.8	5.62	4.82	795.8	56.73

[0226] 分析表 4-9 可知,两种优化方案均不同程度提高了曲轴的安全系数,最小振动频率也均有所提高,其中方案二的可靠性更高,但是尺寸和重量均会有所增加,方案一则在提高了可靠性的同时减小了曲轴的尺寸和重量。两种优化方案可以根据设计环境不同的需求来选择不同的方案。

[0227] 5 分析计算结论

[0228] 本发明通过对曲轴强度的有限元计算以及模态分析,得出以下结论:

[0229] 1)、曲轴的最大应力值出现在转角为 180° 工况, $\sigma_{\max}=177.73\text{MPa}$,位置位于危险截面 1,即位于靠近扭矩输入端主轴颈与曲柄相连的过渡圆角处;

[0230] 2)、曲轴在的静强度安全系数为 4.42,疲劳强度安全系数为 3.01,均超过了许用值,说明该曲轴的强度满足设计和运行工况的要求;

[0231] 3)、压缩机的激振力频率为 33.33Hz,曲轴无论是在自由模态下还是在约束模态下,各阶固有频率均远高于激振频率。所以正常转速下,曲轴不会在工作范围内因为产生共

振而引起破坏。

[0232] 通过对影响曲轴强度的多种因素的对比计算分析,得出以下结论:

[0233] 1)、过渡圆角应力峰值与圆角半径有关系,圆角半径 R 增大时,圆角应力峰值降低,当圆角半径 R 增大到一定值时,圆角应力峰值趋于稳定值;

[0234] 2)、如采用内凹型圆角,则在圆角半径相同的情况下,凹弧深度越大,圆角应力峰值越大;

[0235] 3)、对于同样的圆角半径,各类型的内凹圆角的应力峰值都高于光滑圆角,如采用内凹型圆角,应配合采取圆角表面强化工艺方能达到提高曲轴疲劳强度的效果;

[0236] 4)、曲柄厚度是影响过渡圆角应力峰值的因素之一,曲柄厚度越大,圆角应力峰值越小;

[0237] 5)、前述曲轴可靠性方案中提出的两种可靠性优化方案均能不同程度提高曲轴的安全系数,可以根据设计环境不同的需求来选择不同的方案。

[0238] 本发明从获得曲轴原始参数开始,经过强度校核、模态分析、结构优化到验证优化方案可靠性,归纳总结整个过程提出一套对于往复压缩机曲轴的可靠性优化设计方法,该方法各计算环节均有成熟的理论依据,通过合理关联,可为同类曲轴可靠性优化明确设计路线,具体的方法流程框图参照图 1 所示。

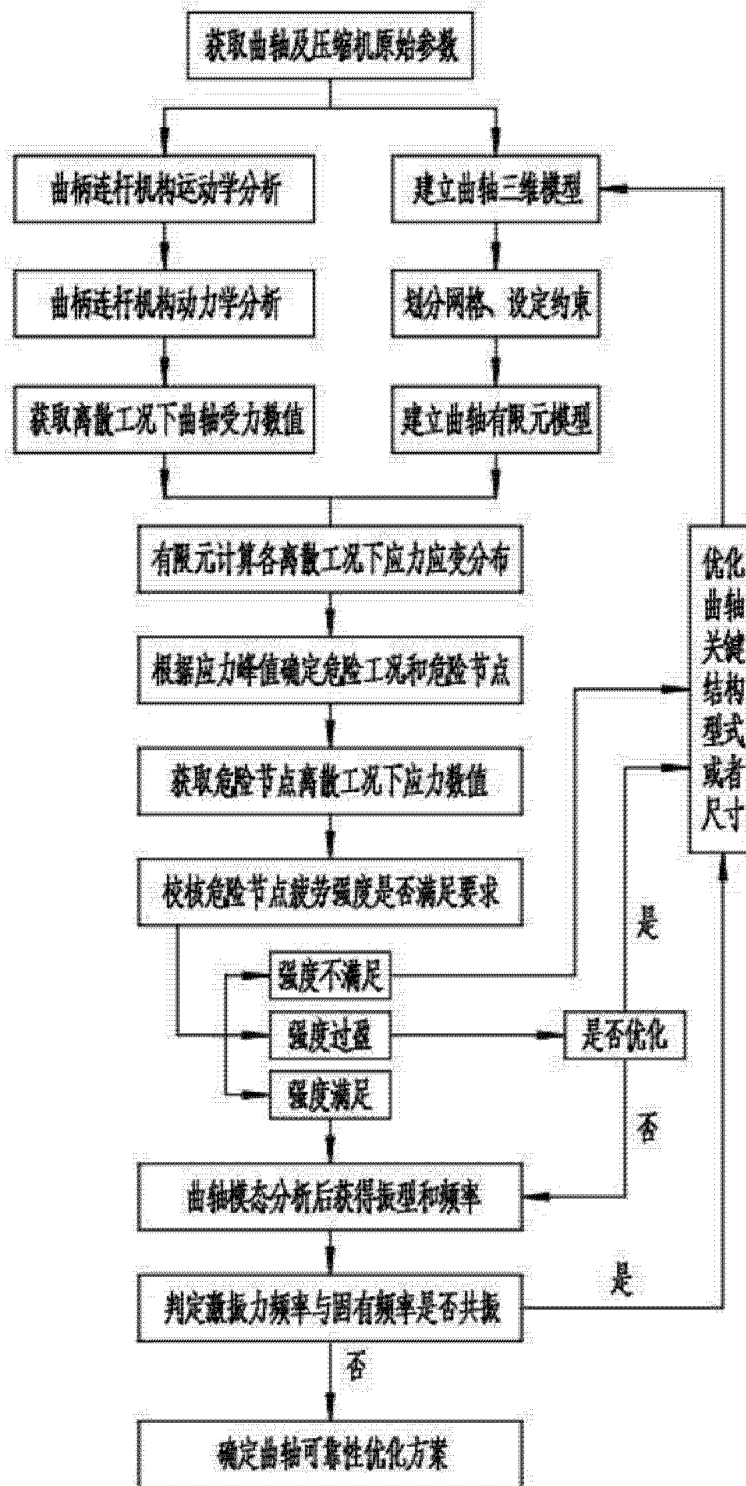


图 1

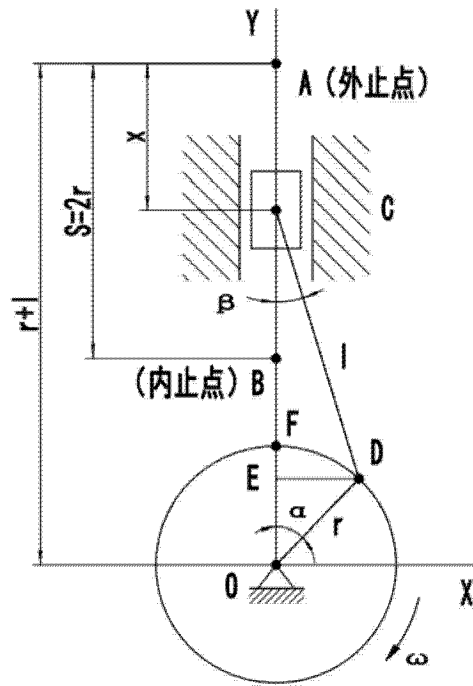


图 2

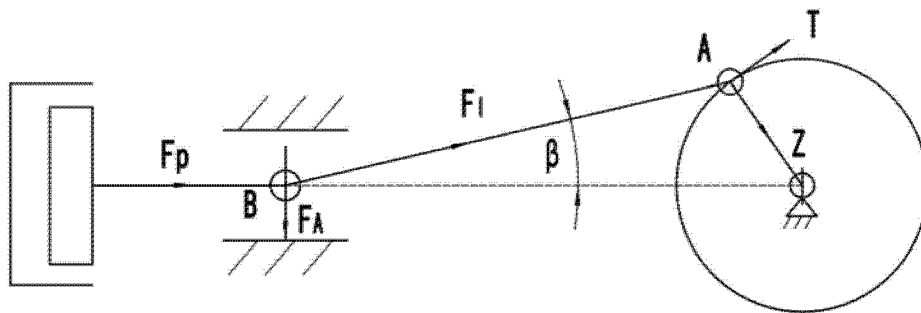


图 3

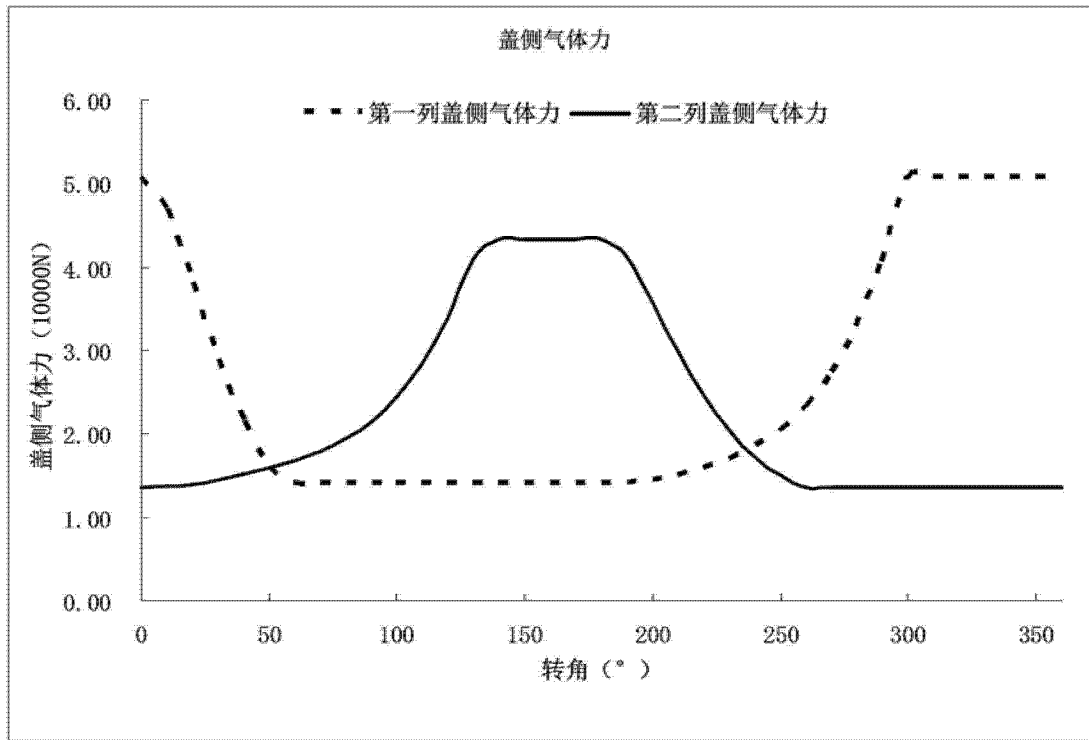


图 4

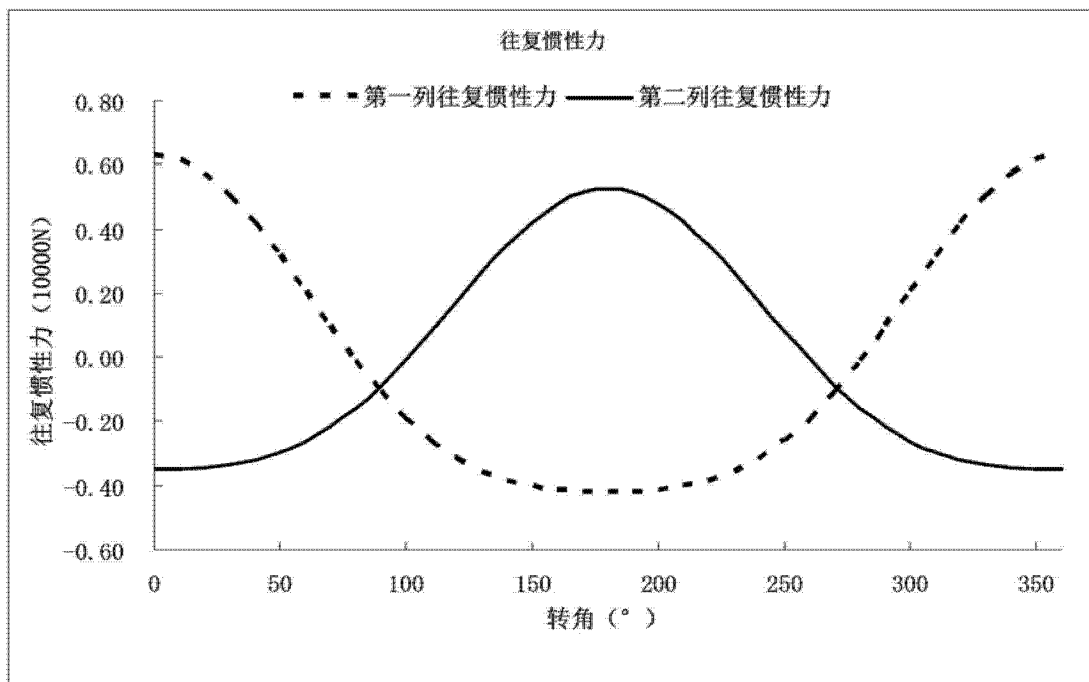


图 5

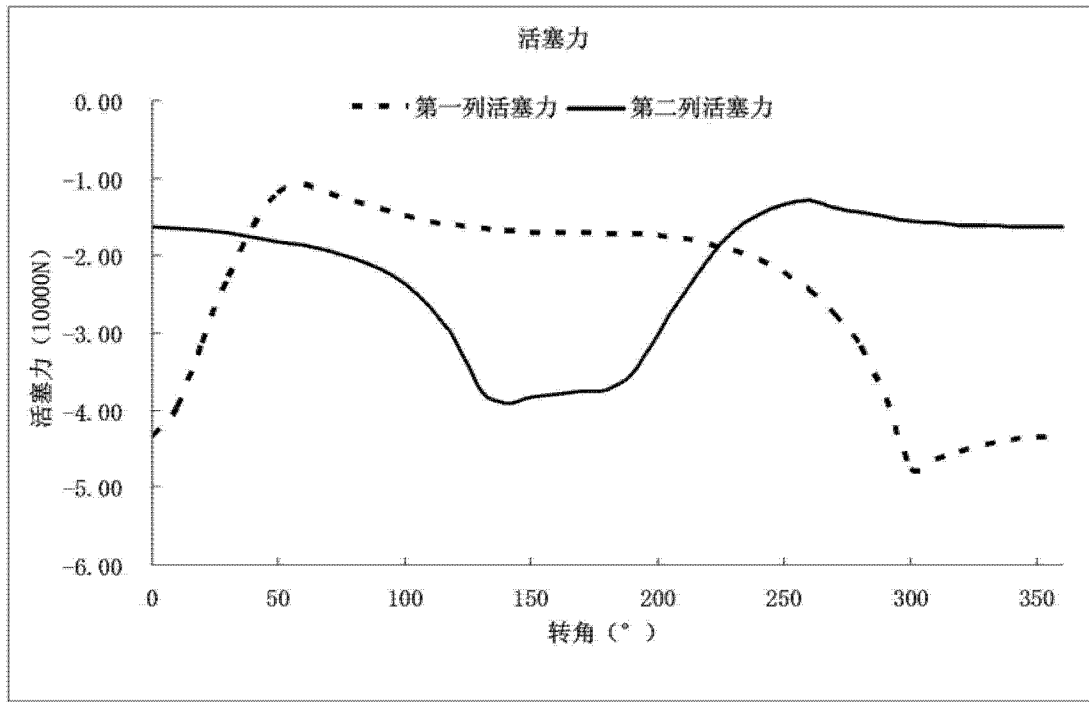


图 6

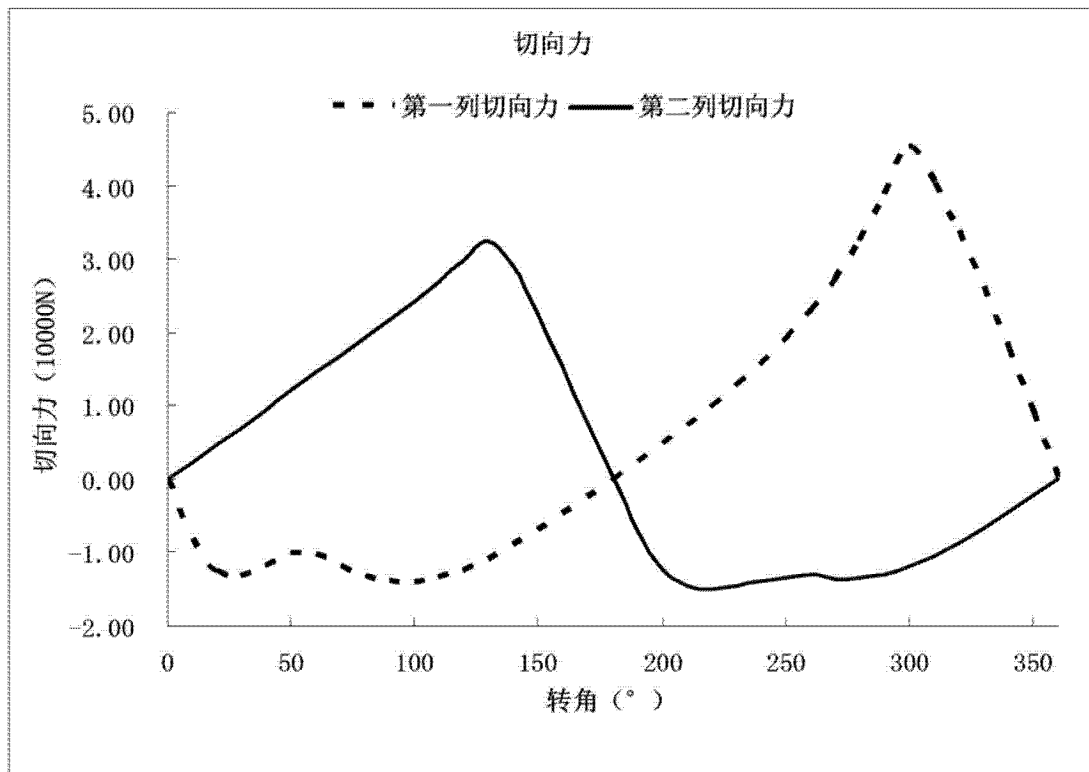


图 7

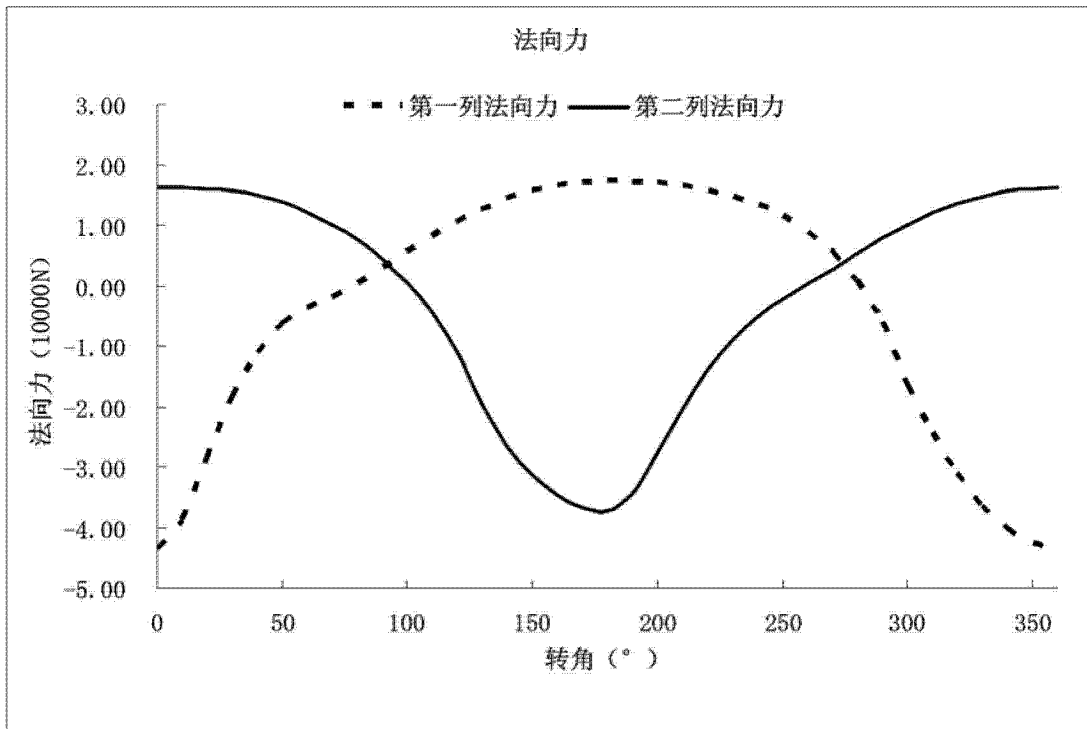


图 8

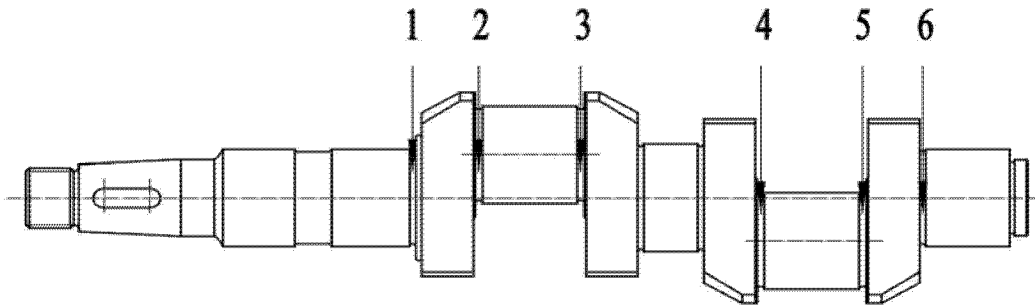


图 9

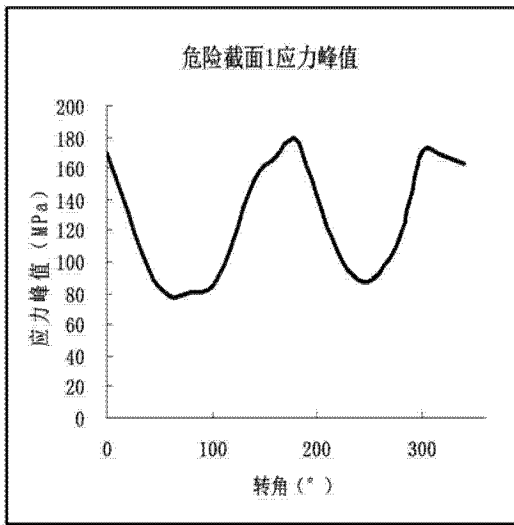


图 10

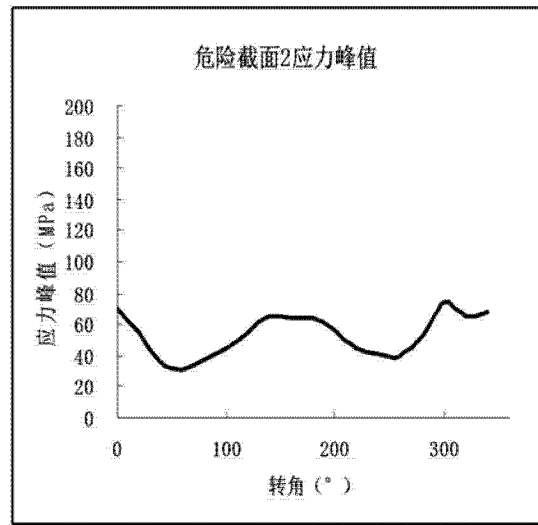


图 11

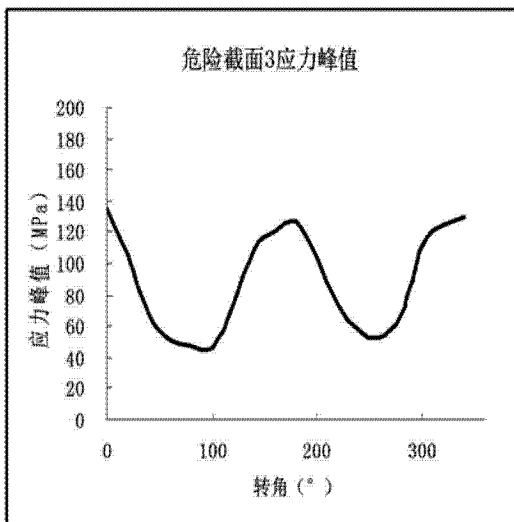


图 12

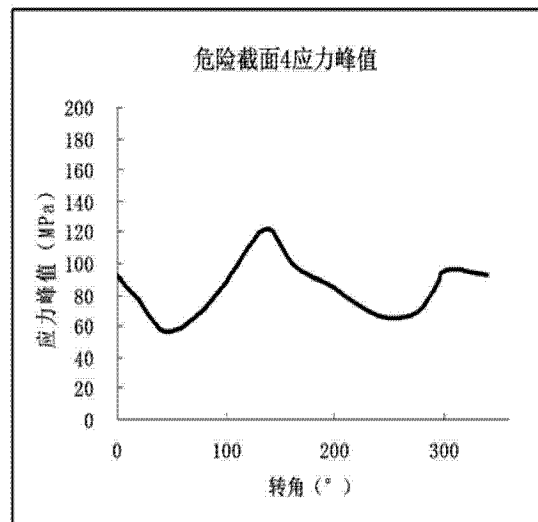


图 13

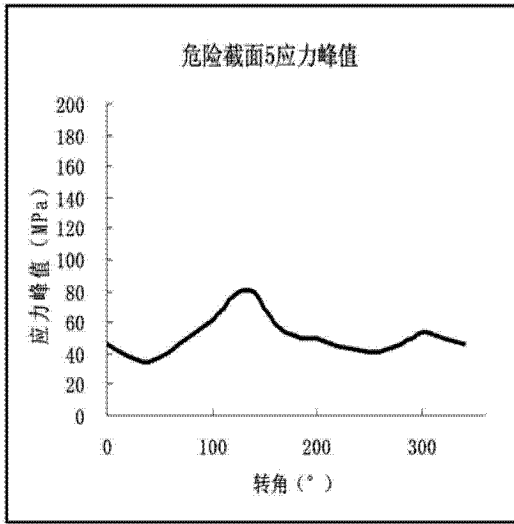


图 14

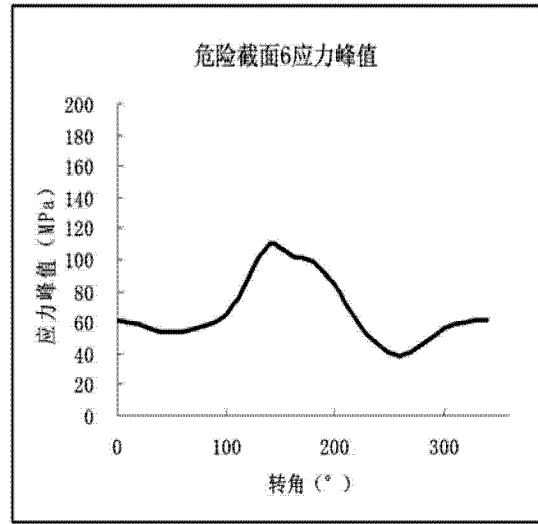


图 15

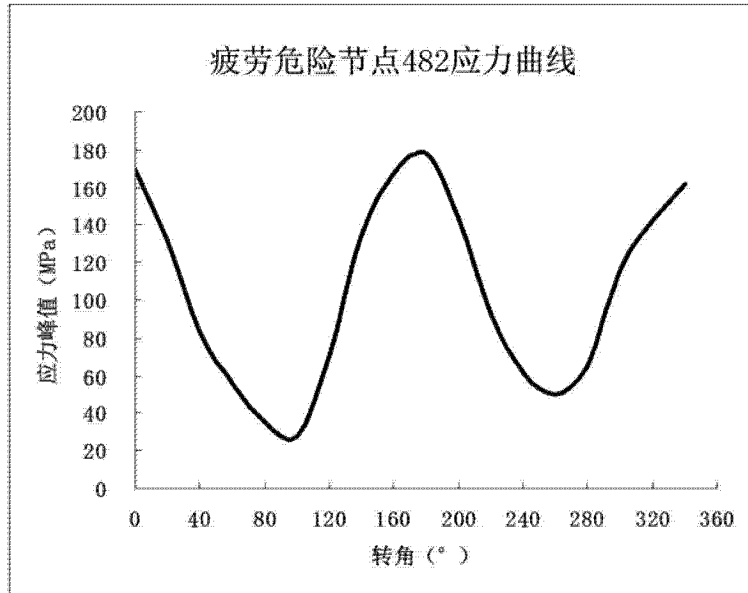


图 16

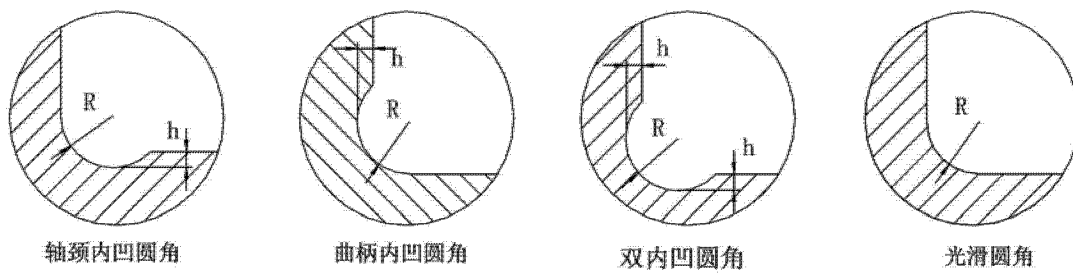


图 17

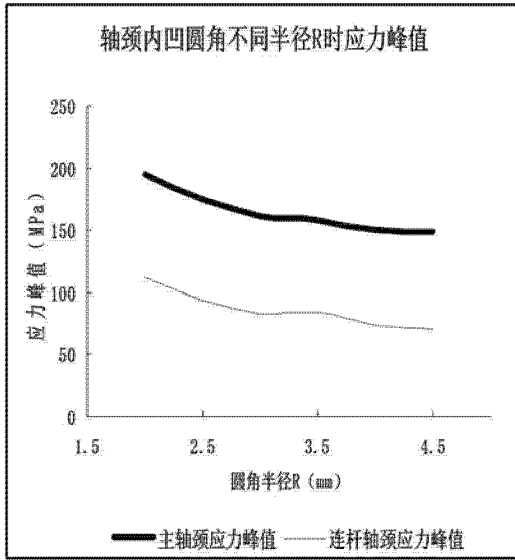


图 18

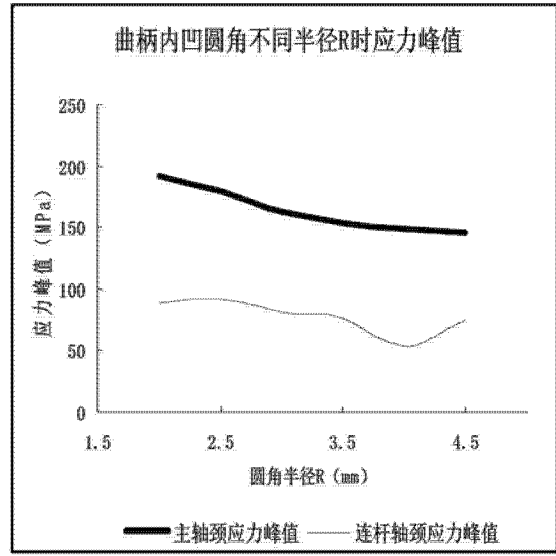


图 19

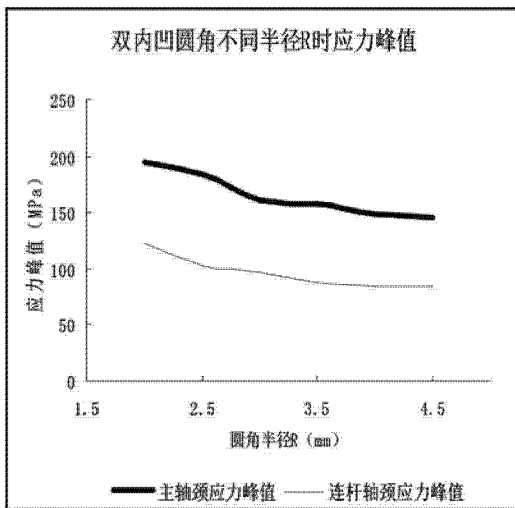


图 20

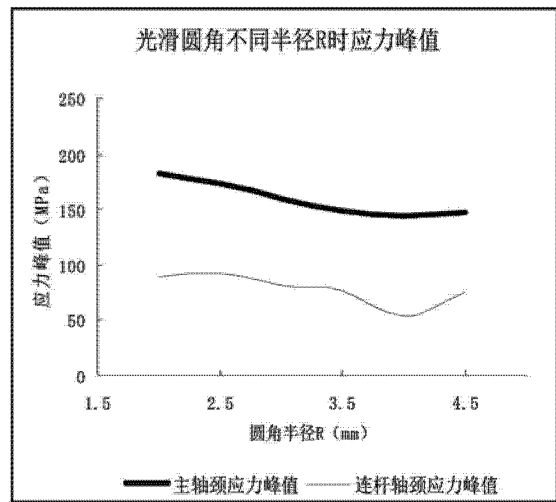


图 21

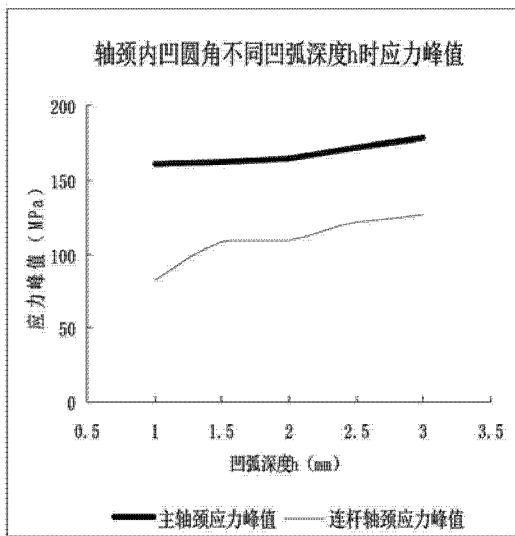


图 22

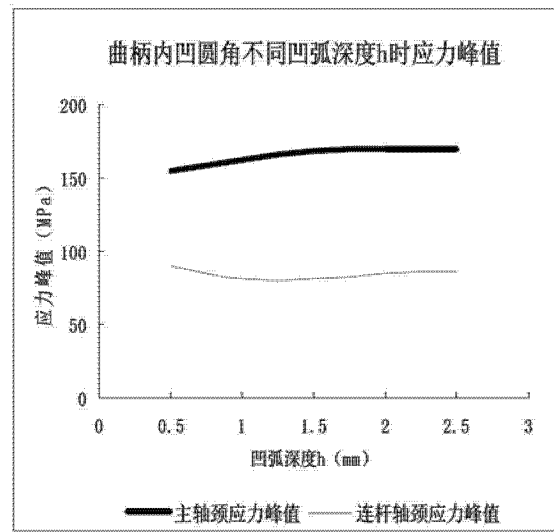


图 23

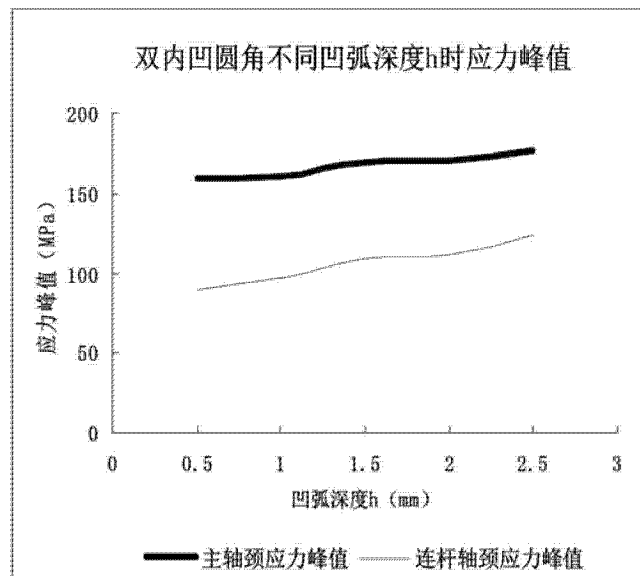


图 24

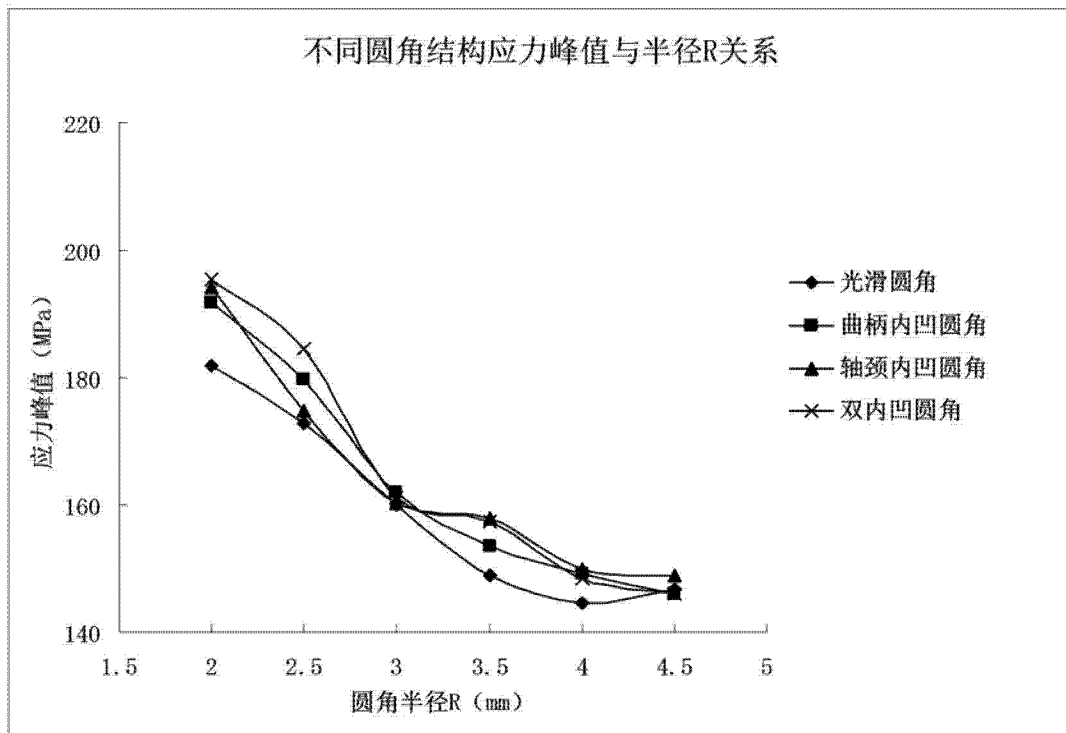


图 25

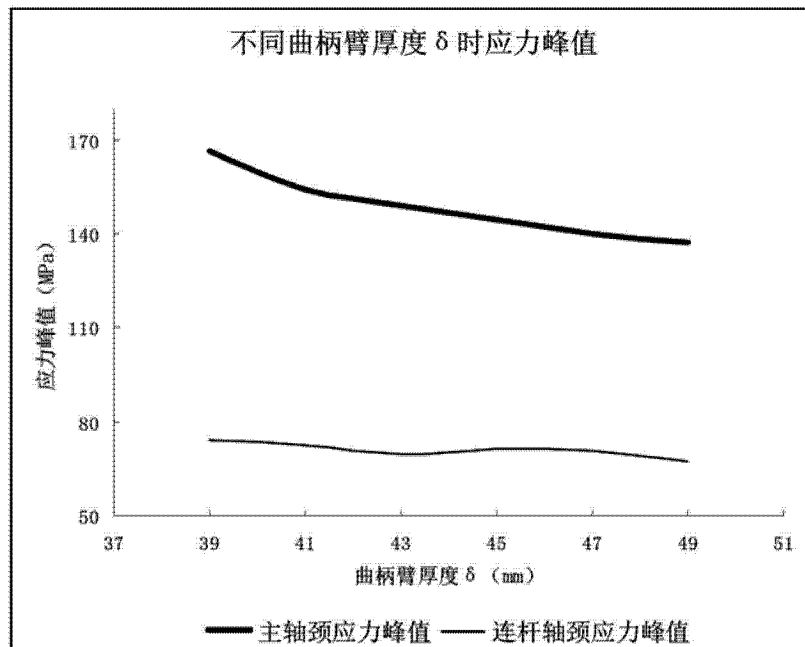


图 26