

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2015.04.001

胶乳分离机高速转鼓应力研究

薛晓宁, 石 凯

(广东海洋大学 工程学院, 广东 湛江 524000)

摘 要: 鉴于碟式分离机转鼓缺乏应力计算的成熟方法, 以胶乳分离机转鼓为对象, 研究了静应力特性, 建立了力学模型, 分析了载荷与几何约束, 构建了有限元模型, 分析比较了关键件不同工况下的应力及分布, 分析结果表明: 转鼓整体应力水平分布不均匀性明显, 转鼓体沉渣区、侧壁等位置局部应力水平很高, 转鼓体最大应力的位置, 与转鼓体实际裂纹失效发生部位相符。建模方法、分析结果对转鼓设计、强度评价、结构优化等具有借鉴价值。

关 键 词: 胶乳分离机; 转鼓装配体; 受力分析; 有限元模型; 应力分析

中图分类号: TQ051.8; TQ330.4

文献标志码: A

文章编号: 1005-2895(2015)04-0001-07

Stress Analysis on Rotating-Drum of Latex-Separator

XUE Xiaoning, SHI Kai

(School of Engineering, Guangdong Ocean University, Zhanjiang, Guangdong 524088, China)

Abstract: In view of lacking well-developed stress calculation method for rotating drum-assembly of disc-separator, the simplified drum-assembly of latex separator was taken as research object, and the statics stress characteristics was studied. Mechanical models of main elements were established by force analysis. Constrained boundary conditions of Finite element analysis (FEA) were determined. Analysis model of FEA was set up. Stress characteristics of drum elements was analyzed under idle status, work status and over speed status. Drum stress distribution regularities were compared in four working conditions. Study results show that: stress distribution for the overall drum is non-homogeneous, sediment area and side wall of drum-base have high local stress. Max-stress position of FEA agrees with experimental crack extending point in the drum-base. FEA modeling method and the results provides important guidance and reference for drum design, strength assessment and structure optimization.

Key words: latex-separator; drum-assembly; force analysis; FEA model; stress analysis

胶乳分离机属于碟式分离机, 是天然浓缩乳胶及合成乳胶加工的关键设备, 碟式分离机广泛应用于轻工等领域, 其核心部件转鼓装在立轴顶端并高速旋转实现流体物料的高效分离。胶乳分离机转鼓由 120 多个零部件精密装配而成, 转鼓及其中待分离液体总质量达 269 kg, 工作转速高达 7 250 r/min。转鼓体、转鼓盖、锁环构成的组装外壳, 相当于一个高速旋转的装配结构压力容器, 这 3 个部件对整个转鼓的安全性起决定性作用, 按前苏联的研究结果表明, 在工作转速下转鼓的内应力可达到航空发动机转子在最大负荷时的应力水平^[1]。

应力分析是转鼓设计的关键技术之一, 以往乃至目前, 国内厂家基本还是处于按国际先进机型仿制改进设计的阶段, 由于国产机与国际品牌在材质、热处理、锻造、超应力等制造工艺等方面无可比性, 因此转鼓强度设计缺乏理论依据及实验数据支撑。由于技术保密原因, 几乎鲜见国外转鼓应力分析的文献报道^[2], 国内近几年在利用有限元进行转鼓应力分析及强度评定方面有一些相关研究文献报道^[3-10], 应力是强度评定的先决条件, 转鼓是个复杂的装配体, 现有研究与生产应用有很大差距, 尚需进行更深入、系统地研

收稿日期: 2015-02-08; 修回日期: 2015-04-09

基金项目: 广东省教育厅科研基金项目“碟式分离机整机全速动平衡研究与应用”(B9810); 湛江市科技计划项目“高速悬臂转子机械全速动平衡研究与应用”(B01490)

作者简介: 薛晓宁(1962), 男, 青海西宁人, 硕士, 副教授, 主要研究方向为高速旋转机械及动平衡, 主持完成新产品研制项目 6 项, 获发明专利授权 6 项, 实用新型专利授权 3 项, 已发表论文 30 篇。E-mail: gdouxue@126.com

究。实测应力法是利用高速滑环引电器或无线遥测来测得应变值^[11-12]。由于转鼓的高速旋转,使得传感器安装、通信传输等存在难度,该方法实现难度大,在分离机上国内外未见有这方面应用文献报道,另外实测法在设计阶段也无法应用。通过有限元建模及分析,确定转鼓应力及其分布,是可行、有效的技术途径。

1 有限元静力分析

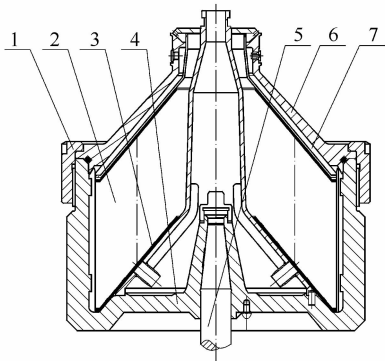
静力学分析主要适用于稳态外载荷引起的结构应力、应变及几何变形的计算,求解时不考虑阻尼、惯性,结构的载荷与响应随时间变化不大或缓慢。构件的应力场分析近似于求解线性静力学问题,矩阵方程的刚度矩阵为常量且连续,材料满足线弹性及小变形理论,边界条件允许包含非线性边界条件,载荷不随时间变化,与惯性、阻尼无关。转鼓体、锁环按轴对称问题处理,转鼓盖按平面对称问题处理^[13]。

2 载荷分析

2.1 构件质量、液体离心力产生的应力

转鼓如图 1 所示,高速旋转时,转鼓体、转鼓盖、锁环自身质量产生离心力,其方向沿径向垂直于回转轴线,工作时转鼓内液体同步高速旋转,转鼓体、转鼓盖内壁均承受液体压力,因此在构件中产生环向应力。

构件质量离心力产生的环向应力,根据拉普拉斯方程,由构件半径尺寸、作用于内壁的液体压力、圆筒体的壁厚求得,构件自身质量离心力引起的环向应力与壁厚无关^[14]。



1—锁环;2—碟片组;3—碟片架;4—转鼓体;5—立轴;
6—转鼓盖;7—顶碟

图 1 胶乳分离机转鼓

Figure 1 Drum-assembly of latex separator

2.2 受力分析

根据转鼓结构、装配及工作情况,转鼓体、转鼓盖、锁环受力分析简图如图 2 所示。

2.2.1 转鼓构件受力参数

1) 转鼓体

P_{11} 为质量离心力, P_{12} 为鼓壁液体压力, P_{13} 为鼓底液体压力, P_{14} 为碟片架压力, P_{15} 为螺纹预紧力, P_{16} 为锥孔法向力, P_{17} 为杂质离心压力。

2) 转鼓盖

P_{21} 为质量离心力, P_{22} 为内壁液体压力, P_{23} 为顶碟单肋法向力, P_{24} 为锁环压力。

3) 锁环

P_{31} 为质量离心力, P_{32} 为螺纹预紧力, P_{33} 为转鼓盖反力。

2.2.2 转鼓构件受力分析和计算

1) 质量离心力

转鼓体、转鼓盖和锁环的质量离心力分别为 P_{11} 、 P_{21} 和 P_{31} 。

2) 液体压力

转鼓内液体对内壁产生离心压力为分布载荷, 计算式^[14]为

$$P = \frac{\rho_2 \cdot \omega^2}{2} (\rho^2 - r_i^2) \quad (1)$$

式中: ρ_2 为待分离液体的密度; ω 为转鼓的角速度; ρ 为转鼓内腔液体的任意半径; r_i 为转鼓内腔的液体的自由表面半径; P 为液体物料在高速下的离心压力分布载荷。

液体离心压力在筒体最大内径 $\rho = R_i$ 处, 作用于内壁的载荷为

$$P_{\max} = \frac{\rho_2 \cdot \omega^2}{2} (R_i^2 - r_i^2) \quad (2)$$

式中: R_i 为筒体最大内径, r_i 为流体自由表面半径, 则转鼓体分别为 R_1, r_1 ; 转鼓盖分别为 R_2, r_2 。

对式(2)在 r_i 到 R_i 范围内积分, 得到内壁受到的胶乳离心分布压力, 液体离心压力的方向总是垂直于与液体接触的内壁面。

施加于转鼓体内底面的液体离心压力 $\sum P$ 为

$$\sum P = 2\pi \int_{r_1}^{R_1} P \rho d\rho = \frac{\pi \rho_2 \omega^2 (R_1^2 - r_1^2)^2}{4} \quad (3)$$

转鼓盖为圆锥形, 液体离心压力的水平分力、轴向分力分别为 $\sum P_1$ 和 $\sum P_2$:

$$\sum P_1 = 2\pi \int_{r_2}^{R_2} P \cdot \cos \alpha \cdot \rho d\rho = \frac{\pi \rho_2 \omega^2 (R_2^2 - r_2^2)^2}{4} \cdot \cos \alpha, \quad (4)$$

$$\sum P_2 = 2\pi \int_{r_2}^{R_2} P \cdot \sin \alpha \cdot \rho d\rho = \frac{\pi \rho_2 \omega^2 (R_2^2 - r_2^2)^2}{4} \cdot \sin \alpha. \quad (5)$$

3) 锁环预紧力、碟片架压力、顶碟法向力

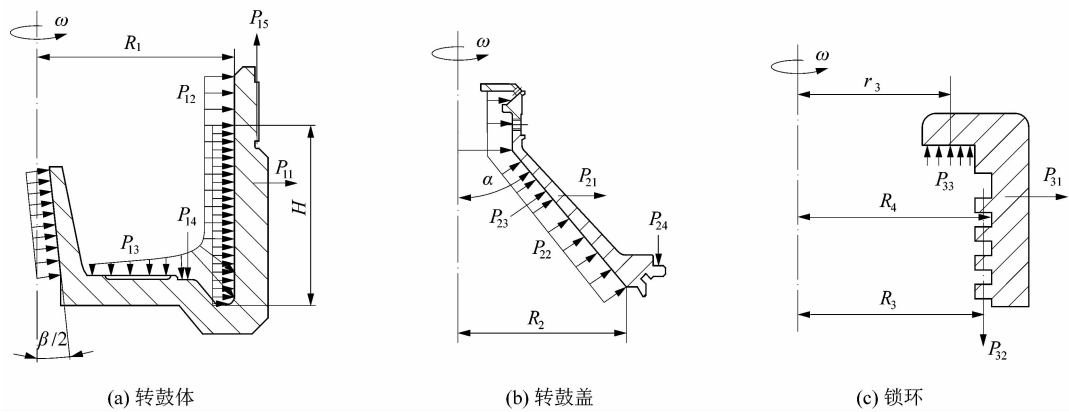


图2 转鼓构件受力分析

Figure 2 Force analysis of drum component

如图2所示,锁环锁紧转鼓,锁环与转鼓体的螺纹副中、内装碟片组上均将产生很大的预紧力,可根据螺纹参数及结构尺寸计算^[15],转鼓体底部受到的碟片架压力 P_{14} 垂直向下,其值等于螺纹预紧力 P_{15} ,利用液压装置装配时压下转鼓盖,可实测得到 P_{15} 和 P_{14} 。

顶碟筋条锥角为 α ,由受力平衡条件得出顶碟对转鼓盖反力 P_{23} 为

$$P_{23} = \frac{P_{15}}{\sin \alpha} \quad (6)$$

4) 立轴对锥孔的法向压力

转鼓装在立轴顶端,立轴对转鼓锥孔的反力主要取决于转鼓质量,转鼓总质量为 G ,立轴锥端的锥角为 β ,立轴对转鼓锥孔的法向反力均匀分布,锥孔接触面积为 A ,则立轴对转鼓体锥孔单位面积压力 P_{16} 计算式为

$$P_{16} = \frac{G}{A \cdot \sin \frac{\beta}{2}} \quad (7)$$

5) 非胶成分杂质离心压力

由于气候、土壤、割胶制度等原因,天然乳胶中含有淀粉等多种成分的粉末杂质(非胶成分)。胶乳分离机每工作3.0~3.5 h必须停机除杂清洗,非胶成分在强大的离心力场作用下均匀致密地积聚在转鼓体内壁部位,根据在现场的实际测量及计算,近似取粉末杂质厚度 $d=5\text{ mm}$,杂质密度 $\gamma=3.95\times10^3\text{ kg/m}^3$,分布高度 $H=180\text{ mm}$,比较接近实际情况,则粉末杂质质量 $m=\gamma\cdot2\pi R_1dH$, F 为杂质离心力,转鼓体内壁半径

为 R_1 ,则杂质离心压力 P_{17} 计算式为

$$P_{17} = \frac{F}{2\pi R_1 H} = \gamma d \omega^2 R_1 \quad (8)$$

6) 接触压力

转鼓盖环面与锁环产生接触压力,该力大小可利用液压千斤顶压下转鼓盖实测后换算成接触压力值;转鼓体上端定位内圆和转鼓盖下端接触压力,与转鼓盖质量、内装件质量离心力、最终装配状况等诸多因素有关;对上述2处接触问题需合理定义2处的接触行为关系,这将更接近实际情况,也使问题的解决简化;因装配时转鼓盖将顶碟、碟片压到位时,转鼓体上端平面与转鼓盖不接触,因此无接触压力。

3 转鼓实体模型构建

根据转鼓实际结构尺寸,对局部结构做必要的简化处理后得到 Pro/E 实体模型,将其导入 ANSYS Workbench 分析。

4 有限元模型构建

4.1 材料属性与单元类型

如只按材料弹性模量、泊松比、密度等常规数据计算,其结果将有很大误差。因为实际工作条件对转鼓材质力学性能要求高,关键部件经过锻造、热处理后综合机械性能得到提高强化,因此根据国产胶乳分离机实际材质、图纸参数及工艺要求,在分析时考虑了屈服强度、极限强度,这些指标已经在产品上经过了生产应用考核,见表1。

表1 材料性能参数

Table 1 Material properties

名称	单元类型	弹性模量/GPa	泊松比	单元坐标系	密度/(kg·m ⁻³)	屈服强度/MPa	极限拉伸强度/MPa
转鼓体	Solid186	288	0.3	笛卡尔	7 730	630	800
转鼓盖	Solid187	288	0.3	笛卡尔	7 730	600	750
锁环	Solid186	206	0.3	笛卡尔	7 900	650	812

4.2 网格划分

1) 转鼓体。网格选用扫掠划分,分别选择 2 个对称面作为扫掠的源面与目标面;设整体网格单元大小为 4 mm;沉渣区、螺纹牙位置为受力敏感区,做局部网格细化,设置网格单元大小为 2 mm,得到网格单元数为 53 844,节点数为 244 395,网格划分结果如图 3 所示。

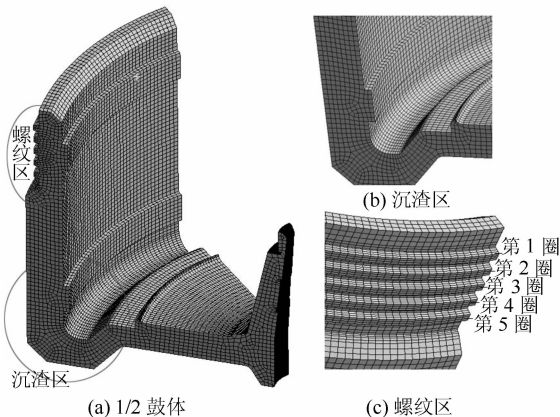


图 3 转鼓体网格

Figure 3 Mesh generation of drum body

2) 转鼓盖。选择四面体自由网格划分,设置整体网格单元大小为 4 mm;得到网格单元数为 7 613,节点数为 38 308,网格划分图见图 4。

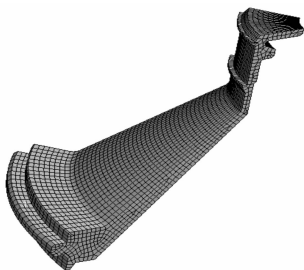


图 4 转鼓盖网格

Figure 4 Mesh generation of drum hood

3) 锁环。选整体扫掠,选 2 个对称端面分别作为扫掠源面与目标面,整体网格单元大小设置为 4 mm;螺纹牙位置为高应力区与几何约束位置,做网格细化,设置网格单元大小为 2 mm,得到网格划分单元数为 15 730,节点数为 74 809,如图 5 所示。

4.3 几何边界条件约束

几何边界条件约束主要包括转鼓构件平移自由度与旋转自由度的约束,3 个构件除了绕轴线旋转未受约束外,其余方向的自由度均受到约束,另外均为对称边界,故对几何对称边界选择无摩擦约束,避免结构在对称界面产生刚体运动及刚度矩阵出现奇异。

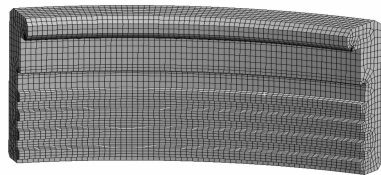


图 5 锁环网格

Figure 5 Mesh generation of lock ring

4.4 载荷约束

在高速状态下,转鼓部件主要承受自身质量离心力、液体离心压力、装配接触产生的接触力。为方便研究问题,分 4 种工况进行分析:工况 1—转鼓在 7 250 r/min 工作转速下不带料空载运转;工况 2—在 7 250 r/min 转速下带料运转,有胶乳压力和杂质压力;工况 3—在 7 800 r/min 转速下带料超速运转;工况 4—在 8 200 r/min 转速下超速不带料空载运转。

提高转速是转鼓超应力自增强工艺^[16]及提高分离性能有效途径,超速应力负荷对制订超速工艺等具有实际意义。

1) 质量离心力。质量离心力均以绕轴线旋转的角速度 ω 形式施加,转鼓在转速分别为 7 250 r/min, 7 800 r/min 和 8 200 r/min 时的角速度 ω 分别为 758.83 rad/s, 816.40 rad/s 和 858.23 rad/s。

2) 液体离心压力。转鼓侧壁压力作用于内侧壁曲面,以面压力施加,在转速为 7 250 r/min 和 7 800 r/min 运转时,经计算侧壁压力值分别为 10.12 MPa 和 11.72 MPa,液体压力负荷很大。转鼓体的底部、转鼓盖的内锥壁面的液体压力随半径呈二次型分布载荷,选择 ANSYS 自带的 APDL 参数化语言函数加载命令流代码编写相应的加载程序加载。

3) 转鼓体与锁环螺纹预紧力。选择 ANSYS Workbench 中的螺纹预紧力加载预紧力,装入内装件后将转鼓盖用液压装置压到位后,实测压力值为 50 kN,故螺纹预紧力取为 50 kN。

4) 碟片架对转鼓体底部压力、顶碟筋条对转鼓盖内侧壁法向力。以集中力施加,由实测及计算得到,碟片架对转鼓体底部的压力为 50 kN,顶碟筋条对转鼓顶盖内侧壁的法向力为 13 kN。

5) 立轴对锥孔的法向力。以面压力载荷施加到锥孔表面,按转鼓质量计算,锥孔静态压力值为 2.9 MPa,考虑到高速旋转的动态因素,将锥孔实际压力值放大 3 倍计算,即为 8.7 MPa。

6) 非胶成分杂质离心压力。选择转鼓体内侧壁面,以面压力载荷形式施加,计算得正常工作时压力值

为 2.4 MPa,带料超速时为 3.0 MPa。

7) 接触压力。有限元软件可根据结构关系自动检测接触,分配接触区域,定义接触面与目标面。转鼓体与转鼓盖、转鼓体与锁环、锁环与转鼓盖构成 3 个接触区域,需要定义 3 个接触对,每个接触对均需指定接触面与目标面;绑定接触面与目标面相互不穿透,为对称接触行为,当接触区域两面互为接触面与目标面时则为非对称接触。锁环与转鼓体螺纹接触为非线性接触,而转鼓盖上端面与锁环下端、转鼓体定位止口与转鼓盖下端外圆均为线性接触,分析时设定接触部位接触参数。

5 有限元分析

5.1 转鼓体

由图 6 所示应力云图可知 4 种工况下转鼓体应力分布不均,按应力大小顺序:首先应力最大的部位均出现在转鼓底部与过渡斜面交汇处;其次是转鼓底部与侧壁结合处,在带料工况下该部位应力比空载工况明显增加,液体离心压力在该处力臂最大,此处应力主要由液体离心压力引起;再次转鼓体螺纹结束部位应力也较大。转鼓底部与过渡斜面交汇处应力值最大,是结构最薄弱位置,此结果与文献[10]的分析结果也相吻合。经过笔者十多年对广东及海南某企业胶乳分离机转鼓失效进行深入系统调研,并结合转鼓体磁粉、超声波探伤分析,结果表明运转多年的转鼓体疲劳裂纹部位与有限元分析的应力最大处吻合。本文是静力分析,因此强度是否满足是以屈服极限来体现的,而疲劳裂纹与零件的疲劳极限有关,不能直接用屈服极限表征其疲劳强度性能,但此处应力最大将可能间接导致疲劳承载能力下降,从而增大产生裂纹的可能性。

空载工况 1 等效应力最大值为 394.00 MPa,而带料工况 2 增至 496.51 MPa,应力增加 100.51 MPa,增大幅度达 25.51%,同时物料离心压力使侧壁、螺纹牙根部、退刀槽等位置应力值均升高;工况 3 的转速比工况 1 和工况 2 的转速仅提高了 7.6%,等效应力最大值却增加到 580.25 MPa,最大应力增大了 83.74 MPa,增幅达 16.87%,已接近屈服强度,故带料超速运转具有风险;工况 4 时,等效应力的最大值为 510.24 MPa,与工作转速空载相比时,最大应力值增加了 116.24 MPa,增大幅度达 29.5%,但仍低于转鼓体的屈服强度 630 MPa,可根据不同转速下的空载应力制订转鼓超应力工艺。

5.2 转鼓盖

不同工况下的应力云图如图 7 所示,从图中可知:

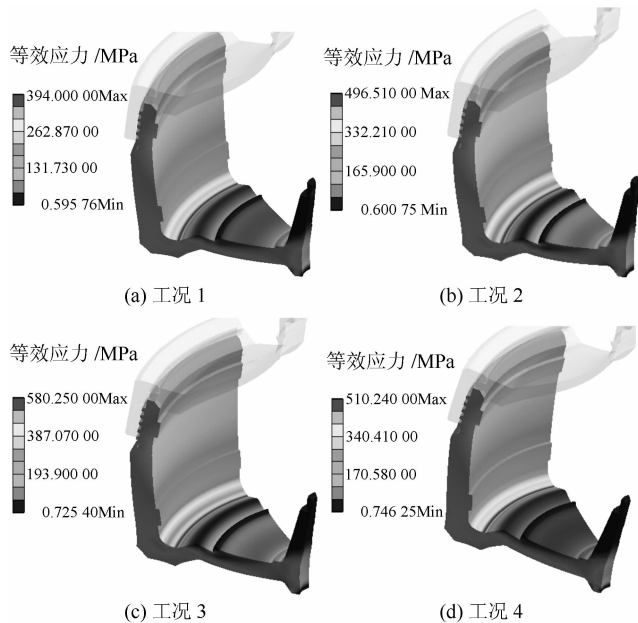


图 6 转鼓体等效应力云图

Figure 6 Nephograms of equivalent stress of drum body

4 种工况下,转鼓盖等效应力最大的区域均出现在上端颈口和锥端大头位置。上端颈口处等效应力最大值按工况顺序依次为 317.48 MPa, 297.35 MPa, 319.04 MPa 和 333.16 MPa;锥端大头应力值可通过云图颜色深浅判定,图中标出了设定点的应力值。转鼓盖质量离心力、液体压力在上端颈口过渡处产生的弯矩最大,另外此处为结构变化过渡处,又是壁厚单薄处,最大应力出现在此处符合实际情况,对胶乳分离机转鼓盖失效的系统调研,以及对足够量转鼓盖探伤失效部位的分析表明,上端颈口过渡处为易失效部位,因此,分析结果具有一定可信度。

分析比较表明:转鼓在工况 2、工况 3 的带料状态时,由于物料离心压力的作用,虽然使转鼓盖受力值增大,但同时由于转鼓盖的受力分布发生了改变,合力作用位置下移,反而改变了转鼓盖上端颈口最大应力部位,使该部位的应力减小了;在工况 3 时下端部位应力最大,与工作转速时相比较,下端部位应力增加约 45.69 MPa,而上端颈口应力只增加 8.20 MPa;在工况 4 时,上端颈口处最大等效应力为 333.16 MPa,仍然在屈服强度范围内,工况 4 比工况 1 最大等效应力增加了 15.68 MPa。

5.3 锁环

锁环是转鼓的核心零件,锁环的负荷很大而结构尺寸又相对单薄,由锁环箍住整个转鼓,其结构力学性能的优劣对安全运行至关重要。

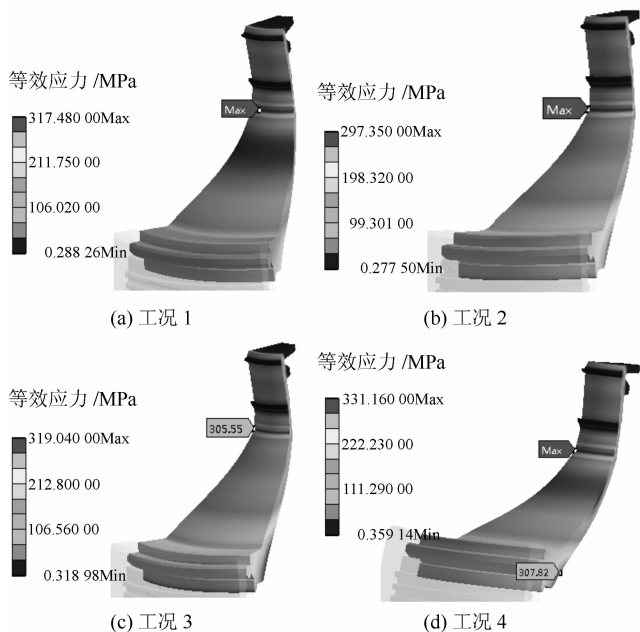


图 7 转鼓盖等效应力云图

Figure 7 Nephograms of equivalent stress of drum hood

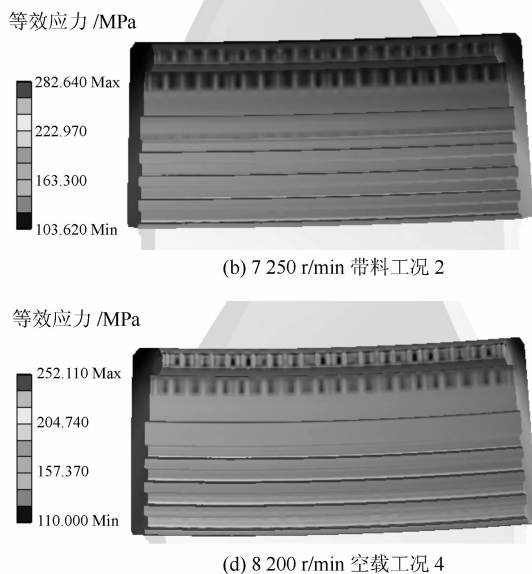
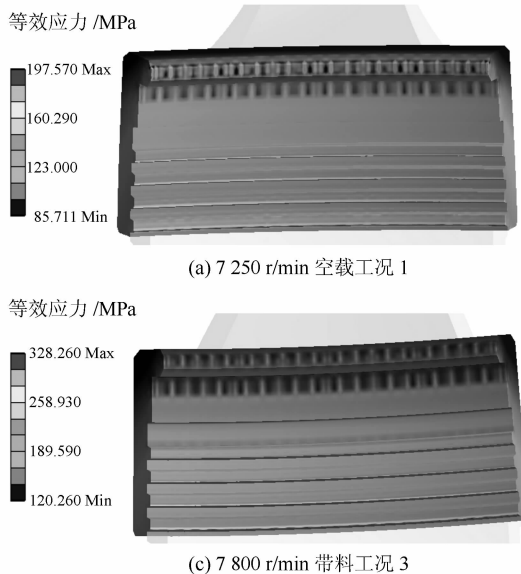


图 8 锁环等效应力云图

Figure 8 Nephograms of equivalent stress of lock ring

2) 文献[9]是对转鼓单个构件进行分析, 本文将转鼓 3 个关键部件组装后分析, 考虑了装配联接处的接触行为; 文献[10]考虑了内装件的影响, 理论上将更接近实际情况, 但碟片组与转鼓盖内壁在高速下的接触力学行为复杂, 由碟片架、116 张碟片及顶碟组成内装件, 碟片间用间隔片定隙, 碟片组内装件的等效件的力学属性的定义及有限元建模十分棘手, 在这一瓶颈完全突破之前, 本文方法使分析简化, 易操作应用,

如图 8 所示, 螺纹牙扣最上面一圈设为第 1 扣, 由上而下为第 2、第 3、第 4 扣。分析应力云图可知: 几种工况下, 锁环结构应力分布不均, 内侧应力水平高于外侧, 各牙扣中第 1、第 4 扣螺纹牙根部应力值较大, 第 2、第 3 扣螺纹牙根部应力值较小, 等效应力最大值发生在第 4 扣螺纹牙根部。工况 1 等效应力最大值为 197.570 MPa; 工况 2 等效应力最大值为 282.640 MPa, 增幅明显, 而且螺纹退刀槽、上端内侧倒角等位置应力水平也明显升高; 工况 3 最大等效应力值为 328.260 MPa, 比工况 2 增大了 45.660 MPa; 工况 4 最大等效应力值为 252.110 MPa, 比工况 1 增大了 54.540 MPa。但 4 种工况下最大应力均低于屈服强度, 可实施超应力工艺。

6 结语

1) 分析结果表明, 转鼓构件在工作状况下的应力负荷很高, 应力分布不均匀性明显, 构件应力构成中质量离心力与液体离心压力占主导地位, 转鼓体、转鼓盖最大应力部位分析结果与实际发生失效部位相吻合。

不失其工程应用的有效性。

3) 本文建模方法及分析结果对转鼓设计、强度评估、超应力工艺制订、结构优化等具有生产指导意义与借鉴价值。

4) 转鼓应力状态复杂, 实测得到实际工况下的转鼓应变值是取得突破的关键, 另外转鼓的疲劳问题以及锁环与转鼓体螺纹联接的建模有待做更深研究。

(下转第 11 页)