

[制造·使用·改进]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2016.01.020

康乐办公休闲椅坐背联动机构设计

鲍家华, 段立江, 吕俊杰, 周辉, 刘志伟

(特种装备制造与先进加工技术教育部/浙江省重点实验室(浙江工业大学), 浙江 杭州 310014)

摘要:针对目前市场上康乐办公休闲椅结构设计的非合理性以及其存在的强度问题,根据人机工程学的相关理论,对康乐办公休闲椅坐背联动机构进行方案设计,并利用有限元软件对其进行静态力学分析,优化相应的结构和尺寸。最后借助专业检测设备,对样机坐背强度进行检测。结果表明:经过 ANSYS Workbench 优化后的结构能通过 BIFMA 的测试标准。优化改进椅背机构后能够满足强度要求。

关键词:坐背联动机构;人机工程;有限元分析;BIAMA 标准

中图分类号:TS665.5 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2016)01-0084-05

Seat-Back Linkage Structure Design of "Kangle" Office Lounge Chair

BAO Jiahua, DUAN Lijiang, LÜ Junjie, ZHOU Hui, LIU Zhiwei

(Key Laboratory of E & M (Zhejiang University of Technology), Ministry of Education & Zhejiang Province, Hangzhou 310014, China)

Abstract: Aiming at the structure irrationality of the "kangle" office lounge chair and its strength problem, This paper designed the schemes for the seat-back linkage structure of "kangle" office lounge chair according to ergonomics requirements, and adopted the finite element software to analyze the static mechanics, correspondingly optimized the structure and size. Then, with the help of professional testing equipment, tested the seat-back structure strength of the prototype. Results indicate that the structure can pass BIFMA standard after the optimization of ANSYS Workbench. Optimized back mechanism can meet the strength requirements.

Key words: seat-back linkage structure; ergonomics; finite element analysis; Standard BIFMA

随着科技的不断发展,坐着工作将逐渐成为脑力、体力劳动者主要的工作方式。据调查,大多数上班族,超过 80% 的工作时间在椅子上度过。研发功能丰富、办公休闲两用的康乐办公椅产品,具有重要意义^[1]。坐背联动机构的设计是实现康乐椅办公休闲功能的关键环节,其不仅要考虑到靠背曲线始终和人体脊柱相吻合,同时也要满足人体的舒适性要求。

1 坐背联动机构设计

方案 1(图 1)为摇块机构,当靠背绕着点 A_1 (髋关节)旋转,推动座面往前滑动以舒展躯干和大腿。由于转动副 C_1 的存在,座面与水平面的夹角会发生规律性变化。该机构缺陷是造型不美观,而且倾仰角度太大,使得座面向前滑动的距离太大。不仅座面前倾不适合大角度休闲,而且人椅整体重心前移可能导致转椅前翻。

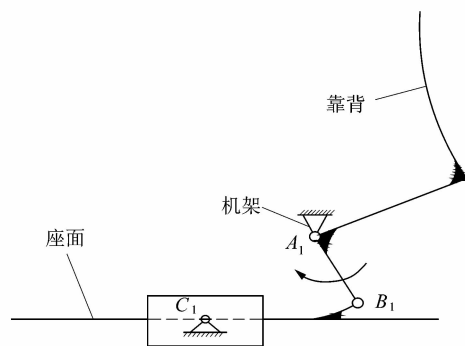


图 1 方案 1

Figure 1 Plan one

方案 2(图 2)是将方案 1 转动副 A_1 演化为移动副,得到含有 2 个移动副的双滑块机构。在机架上制作 1 个以点 A_1 为圆心, A_1B_1 长为半径的圆弧槽,并将靠背做成弧形滑块置于槽中滑动,等同于转动副 A_1 的

收稿日期:2015-05-04;修回日期:2015-08-20

作者简介:鲍家华(1990),男,浙江湖州人,硕士研究生,主要研究方向为现代设计方法学。E-mail:378163928@qq.com

作用。同时连杆 A_2B_2 可考虑作为扶手,当靠背沿着机架滑槽下滑时,通过二力杆 A_2B_2 推动坐面向前滑动。相对于方案 1,其缺点是坐面只能沿着固定方向滑动而不能转动,同样不适合大角度休闲。

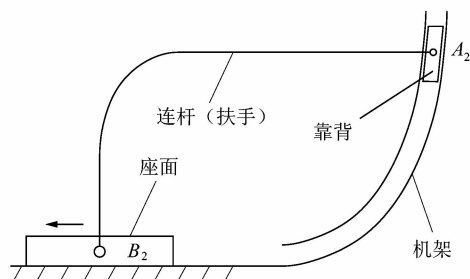


图 2 方案 2

Figure 2 Plan two

方案 3(图 3)对方案 2 采取机构的倒置以及运动副元素的互换^[2],改变构件的结构形状和运动尺寸得到了双转块机构。选用方案 2 中的连杆 A_2B_2 作为机架,而原来的机架则变成了方案 3 的靠背。同时将其其中一个移动副 2 元素的包容关系进行互换,这不影响 2 个构件间的相对运动。

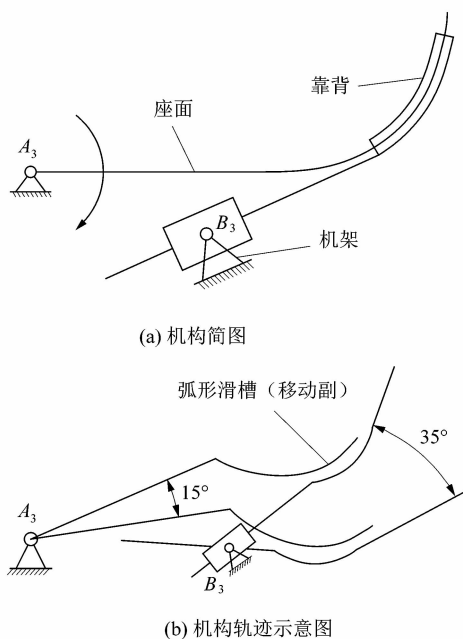


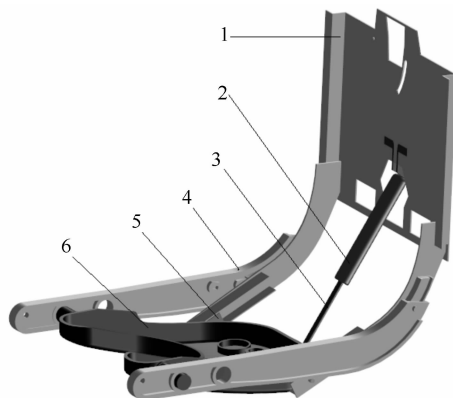
图 3 方案 3

Figure 3 Plan three

方案 3 的机构很好地满足了同步倾仰,坐面以点 A_3 为转轴点,满足坐姿时身体各部舒适的关节调节范围,同时靠背与坐面以弧形滑槽的方式连接,满足靠背转轴大体与腕关节同轴心的要求。靠背最大旋转角度能达到 350° ,坐面能够达到 150° ,防止人体向前倾倒,

使得腿部血管不受到上身重量的压迫,从而保持人体正常血液循环^[3-4]。

气缸可简化为最简单的 II 级杆组,其中气缸套与靠背相连,活塞与机架相连,并不会影响原来的自由度。这样就得到了坐背联动的六杆机构,如图 4 所示。该机构当气缸锁定时,自由度为 0,当气缸打开时,自由度为 1。气缸在任意位置均可锁定,方便乘坐者变换各种姿势。



1—椅背;2—气缸套;3—气缸活塞;4—座面;5—与机架组成转动副的 POM 滑块;6—底盘(机架)。

图 4 坐背联动机构三维模型示意图

Figure 4 Three-dimensional model of seat-back linkage structure

2 静力学分析

2.1 模型前处理

在坐背联动机构的基础上增加坐面钢板即可对座椅靠背的承载能力进行测试,其导入到 ANSYS Workbench,并对其进行网格划分和接触定义^[5-7]。其中椅背材料设置为 Q390,滑块材料为 POM(聚甲醛树脂),坐面钢板材料为 45 钢,其他部分连接材料选用 Q235。根据美国家具协会(BIFMA)标准,在距离座垫 406 mm 处分别施加功能载荷 667 N 和破坏性载荷 1 120 N,受力面积为 $(305 \pm 13) \text{ mm} \times (89 \pm 13) \text{ mm}$,此外将 1 个 1 020 N 的测试负荷固定在座垫的中央位置作为坐面载荷,受载面积为直径 400 mm 的圆。最后得到如图 5 所示的模型。

2.2 求解结果

坐背联动机构等效应力云图和结构变形云图如图 6 所示。

由图 6 可知,椅背钢板在静载荷下发生很大变形,刚度不足,最大变形量达到了 8.480 7 mm,其结构明显存在缺陷,在气缸和椅背的接触位置,出现了应力集中现象,此处易损坏。椅背钢板两侧的弯道焊接处应

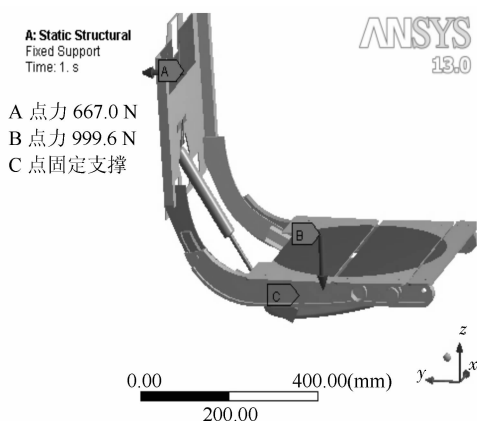
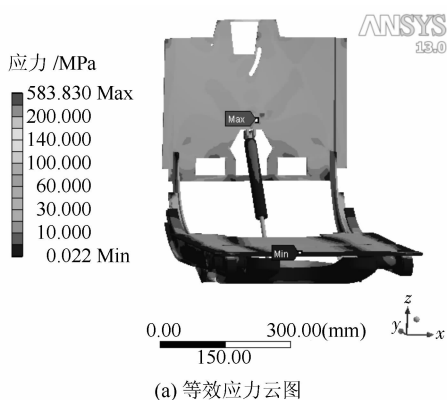
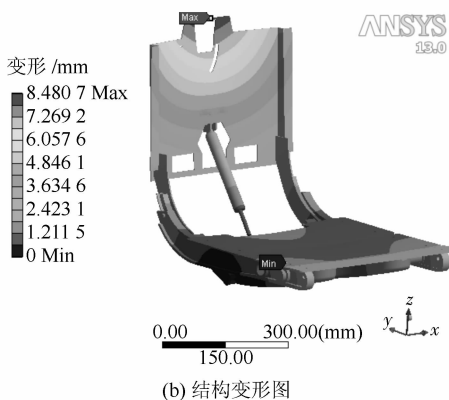


图5 坐背联动机构静态分析时的载荷

Figure 5 Static analysis loading on seat-back linkage structure



(a) 等效应力云图



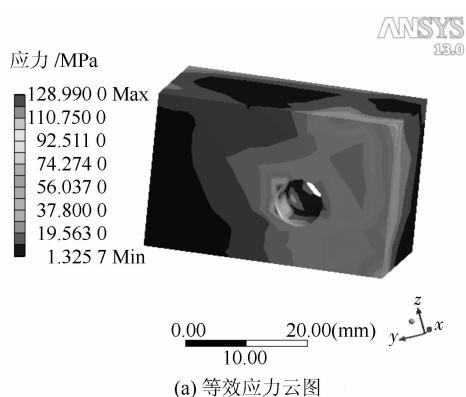
(b) 结构变形图

图6 装配体等效应力云图和总变形云图

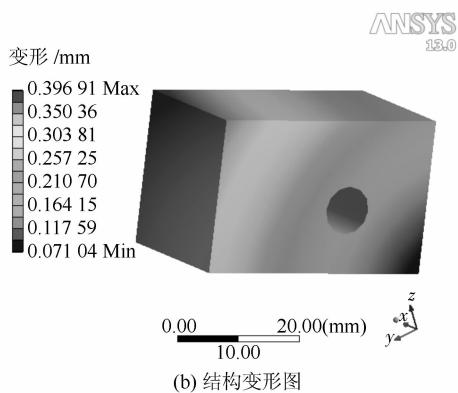
Figure 6 Equivalent stress and total deformation plot of assembly

力较大,坐面钢板存在微量变形。

滑块的等效应力云图和总变形如图7所示。滑块除了孔边缘存在应力集中外,其他部位的应力基本低于屈服强度。若滑块安全系数较小时存在安全隐患且滑块是该坐背联动机构中关键的受力部位,磨损较为严重,变形量大。因此必须对其作出改进。



(a) 等效应力云图



(b) 结构变形图

图7 滑块应力云图和变形云图

Figure 7 Stress and deformation plot of slider

2.3 结构改进

针对上述分析结果,对结构和尺寸进行改进:背钢板加厚1.5 mm,椅背上部、下部增加焊接横梁;改变连接铁结构,增加接触面积,减小应力集中;滑块长度尺寸增加30 mm,改变连接孔位置;坐面3块钢板的厚度增加1 mm。其中椅背部分改进图如图8所示。

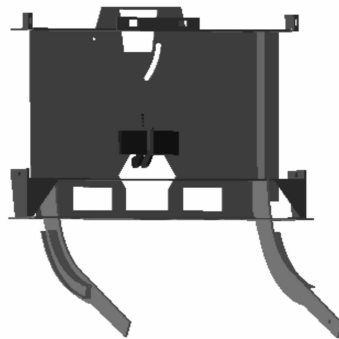


图8 椅背及连接体结构改进图

Figure 8 Structure optimization scheme of chair-back

3 优化分析

改进后的椅背分别施加667和1 120 N后等效应力云图如图9所示,最大应力分别为158.83和304.49 MPa,均发生在外形改变比较剧烈的地方,如与气缸连

接的部位、与弯道焊接处等。其它部位应力较小,可见提高上述部位的钢结构焊接工艺质量非常重要。Q390 材料的屈服极限为 390 MPa,现取安全系数为 1.5,则许用应力为 260 MPa。在椅背受功能载荷 667 N 情况下,椅背强度满足使用要求。但是在椅背在破坏性载荷 1 120 N 时,应力 304.49 MPa $\gg$ 260 MPa,不安全,但是在破坏载荷下,如未发生突然性的重大改变(比如断裂),则该应力是在允许范围内的。综上,改进后的椅背结构强度是满足使用要求的,能够通过 BIFMA X5.1 测试。

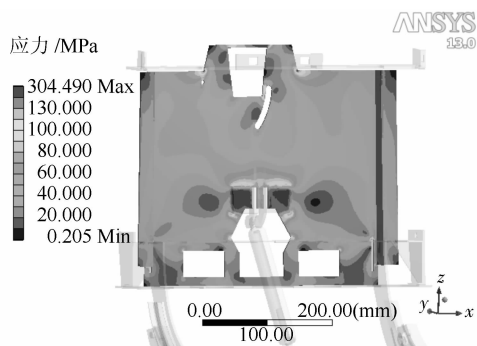


图9 椅背施加 1 120N 时的应力云图

Figure 1 Stress plot of chair-back

如图 10 变形最大区域发生在椅背最上端,在 2 种载荷条件下的最大变形量分别为 2.791 7 和 5.260 4 mm。由于靠背长度比较长,因此采取等效应变来衡量变形程度。在 2 种载荷条件下的最大等效应变分别为 0.000 138 和 0.000 265。其刚度也符合要求。

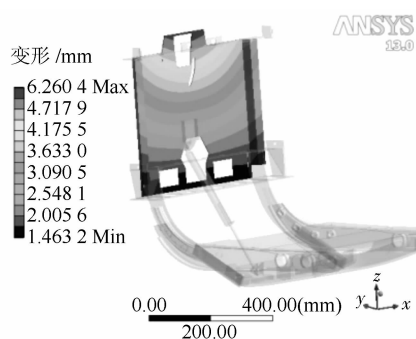


图10 椅背施加 1 120 N 时的总变形云图

Figure 10 Total deformation plot of chair-back

滑块改进结构后在破坏性负荷下的等效应力云图如图 11 所示。

POM 添加玻璃纤维和 PTFE 可以强化力学性能,获得非常低的摩擦系数、较好的耐磨性以及极好的尺寸稳定性^[8]。其屈服极限可以达到 80 MPa,拉伸极限达到 110 MPa。从图 11 来看,最大的应力分别为

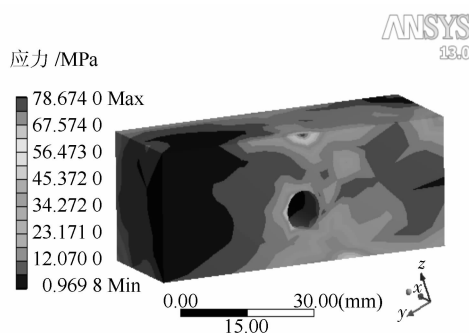


图11 POM 滑块在椅背施加 1120 时的应力云图

Figure 11 Stress plot of the POM slider

42.66 和 78.67 MPa,分别发生在孔边缘或者棱角边缘。取安全系数为 1.5,则许用应力为 53.33 MPa。在椅背受功能载荷 667 N 情况下,滑块是能满足使用要求的。但是在椅背在破坏性载荷 1 120 N 情况下,78.67 MPa $\gg$ 53.33 MPa,这种情况是在允许范围内的。综上,改进结构后的滑块是能够满足使用性要求的,并且能够通过 BIFMA X5.1 测试^[9]。

改进结构后的坐面由 3 块钢板组成,靠近靠背的那块受力最大,其等效应力云图如图 12 所示,最大应力为 46.477 MPa,出现在钢板与两侧纵向横梁接触的部位,45 钢取安全系数为 2,则许用应力为 177.5 MPa,可见强度是远远满足要求的。最大总变形量为 0.441 18 mm,是在可接受范围内,因为在实际情况中,3 块钢板上面会有塑料、真皮包裹的海绵,因此受力情况更加均匀,变形量将会更加小。因此刚度也是满足要求的。

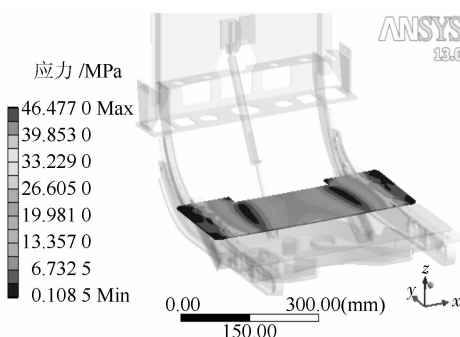


图12 靠近靠背的坐面钢板应力云图

Figure 12 Equivalent stress plot of the plate

4 实验测试

根据 BIAMA 标准,在某椅业技术部对椅背进行静力强度和疲劳测试,以评估其承受重复性倾仰所致的疲劳性压力和磨损的能力。将 1 个 1 020 N 的测试负

(下转第 92 页)