

结构优化技术在产品设计创新中的应用

Application of Structure Optimization Technology in Innovation Design of Product

北京航空制造工程研究所 王海涛 李初晔 马 岩

[摘要] 优化设计能较好地把现代设计理论和经过长期实践验证的设计内容结合起来,在保证产品达到某些性能目标并满足一定约束条件的前提下,通过改变某些允许改变的设计变量,使产品的性能指标达到需要的期望值。综合应用拓扑方法和尺寸优化对于结构的创新设计是非常关键的,有利于发挥设计员的创新能力,同时可以提高产品的市场竞争力,甚至能复演产品的设计过程。

关键词: 优化设计 拓扑 尺寸优化 创新

[ABSTRACT] Optimization design could combine the modern design theory with the design work which is tested by long practice. On the condition of ensuring the products reaching some performance target and filling the stated condition of restriction, and via changing some design variables which can be allowed to change, the performance and guide line of the production could achieve the expected value of the needs. It is very important to comprehensively apply topology method and dimension optimization in innovation design of the product structure, and it can be propitious to exert the innovation ability of the designer, at the same time, it should be enhance the market competition ability of manufactures, so much as reacting the design process of the products.

Keywords: Optimization design Topology Size optimization Innovation

优化设计是一种搜寻最优设计方案的技术,是现代设计方法的重要内容之一。传统设计一般参照同类产品通过估算、经验类比甚至做试验的办法定义出产品的基本结构,通过计算检查各性能是否满足设计指标要求。这是一个人工试凑与类比分析的过程,不仅需要花费较多的时间,而且只限于在少数几个候选方案中进行分析比较^[1]。CAE及优化方法作为能缩短产品开发周期的得力工具,被越来越频繁地引入了产品的设计与生产的各个环节,以提高产品的竞争能力^[2]。特别是在全新产品设计过程中,由于一般没有参照物供参考,综合运用拓扑优化和尺寸优化技术可以帮助

设计员快速设计出满足技术要求的产品^[3]。

1 拓扑优化和尺寸优化的概念

拓扑优化是根据设定的目标通过一定的算法不断剔除小应力区域的材料,在预先给定的设计空间中确定最优的材料分布,设计出最优的零件几何、框架结构或者加强筋的布局。因此通过拓扑优化不但能产生结构的外形轮廓,而且可以得到最佳的加强筋概念模型,这对于全新结构的设计是非常关键的,有利于发挥设计员的创新能力,提高产品的市场竞争力^[4,5]。

尺寸优化是在零件外形已确定的基础上,设计最佳的壁厚以及截面尺寸参数,降低设计重量,提高产品的机械性能^[6]。

图1为一支撑结构的初始模糊形状,底部固定,内有受力圆孔。图2是分别设定材料减少率55%和80%时构件的拓扑形状,在不断减重的优化过程中,通过分析结构上的分权提出带有加强筋的新概念模型设计。当材料减少率达80%时,加强筋的脉络已非常清晰。

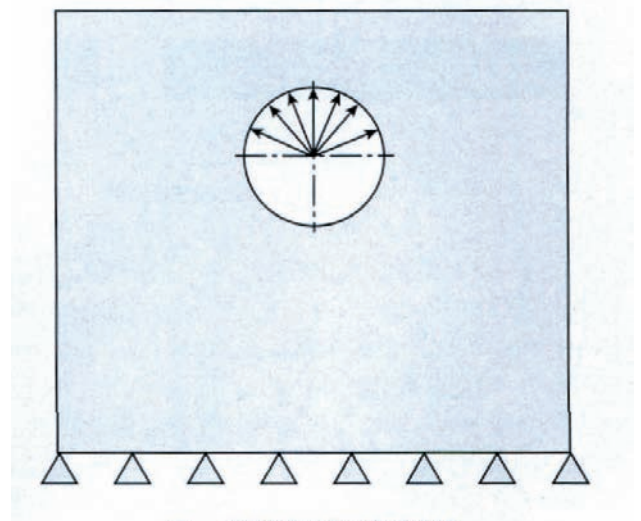


图1 支撑结构的初始模糊形状
Fig.1 Initial blurred shape of support structure

对于已定型产品的设计,零件的外轮廓是预先已知的,这类产品的优化问题是采用尺寸优化的方法使

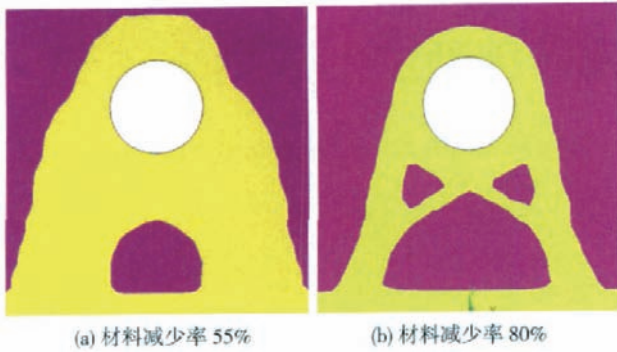


图2 不同材料减少率时拓扑优化的轮廓形状

Fig.2 Profile of topology optimization under different material reduced rate

结构更为合理,以达到减重的目的。对于全新产品设计,首先要根据产品使用目的、载荷及约束工况定义零件的尺度空间,采用拓扑优化确定最佳的外轮廓,根据外轮廓设计零件概念模型,然后采用尺寸优化方法确定最合理的外型尺寸和厚度^[7]。

2 拓扑优化和尺寸优化在产品中的应用

如图3所示,设计一个支撑动载荷的梁,长度 $L=3000\text{mm}$,宽度 B 最小 420mm ,动载荷 W 最大 200000N 。采用优化技术设计最佳截面形状、最佳筋板布置方案,提高结构的静动态性能,降低结构重量。梁材料为A3钢,要求安全系数大于3,载荷运动过程中梁上最大变形不超过 0.45mm 。A3钢的屈服极限 245MPa ,因此梁上最大应力不能超过 82MPa 。

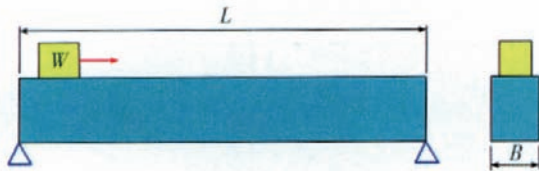


图3 承受动载荷梁的工况

Fig.3 Condition of beam with moving load

图4(a)为梁截面的载荷与约束,顶面承受左右对称载荷,底面左右对称约束;图4(b)为按照图4(a)的条件拓扑优化产生的梁截面轮廓,浅色区域为保留材料部分,深色区域为优化掉的部分;图4(c)为优化产生的筋板布局;图5为根据拓扑优化结果设计的三维梁。

优化过程中设定初始厚度:顶板厚度 $d_1=25$;底板厚度 $d_2=20$;立板厚度 $d_3=25$;中间加强筋板厚度 $d_4=15$ 。

图6为初始结构变形分布图,图7为初始结构应力分布图,初始结构的一些计算值为:

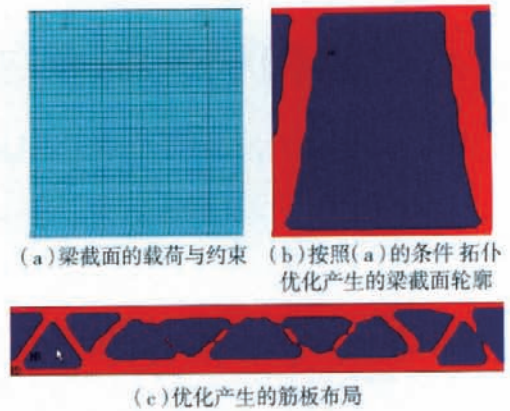


图4 优化计算产生的梁截面形状和筋板布局

Fig.4 Section shape of beam and rib layout which produced by optimized calculation

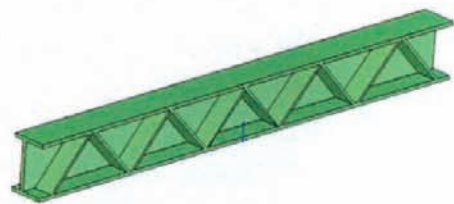


图5 根据优化结果设计的三维梁(1/2模型)

Fig.5 3-D beam from design of optimization result (half model)

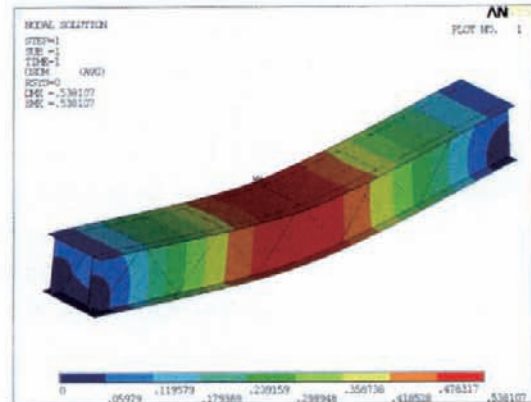


图6 初始结构变形分布

Fig.6 Distribution of initial structure deformation

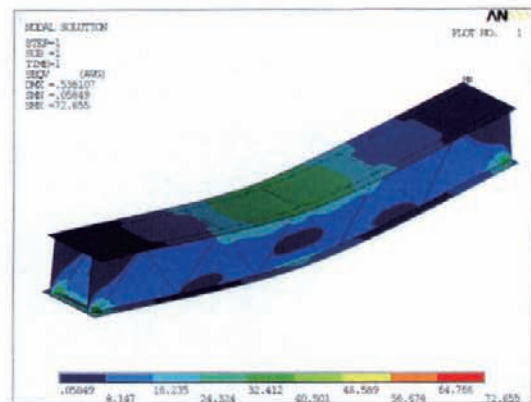


图7 初始结构应力分布

Fig.7 Distribution of initial structure stress

最大变形 0.54mm, 大于设计要求值;
最大应力 73MPa, 安全系数为 $245/73=3.35$;
初阶固有频率 138Hz。

因此, 从应力看满足设计要求, 但从变形看不满足设计要求。

尺寸优化的目标是: 在不增加重量、不降低动态性能的前提下, 通过尺寸优化研究厚度 d_1 、 d_2 、 d_3 、 d_4 的变化对结构变形的影响, 确定最合理的厚度组合以减小结构变形。

梁优化过程的数学模型:

(1) 寻求变量组合:

$$d_{1\min} \leq d_1 \leq d_{1\max},$$

$$d_{2\min} \leq d_2 \leq d_{2\max},$$

$$d_{3\min} \leq d_3 \leq d_{3\max},$$

$$d_{4\min} \leq d_4 \leq d_{4\max}。$$

使梁最大变形 $\delta(d_1, d_2, d_3, d_4)$ 极小。

(2) 满足约束条件:

$$m_s(d_1, d_2, d_3, d_4) \leq m_b,$$

$$\sigma(d_1, d_2, d_3, d_4) \leq \sigma_b,$$

$$-f_{rq}(d_1, d_2, d_3, d_4) \leq -f_q。$$

$d_{1\min}$ 、 $d_{1\max}$ 等为设计变量的上下限, m_b 为梁质量的上限, σ_b 为许用应力, f_q 为初阶固有频率下限。

经过 38 次迭代计算, 得到最优厚度组合:

$$m_s \quad (\text{SV}) \quad 969.00$$

$$\sigma \quad (\text{SV}) \quad 55.712$$

$$f_{rq} \quad (\text{SV}) \quad 145.32$$

$$d_1 \quad (\text{DV}) \quad 27.959。$$

$$d_2 \quad (\text{DV}) \quad 23.038$$

$$d_3 \quad (\text{DV}) \quad 22.286$$

$$d_4 \quad (\text{DV}) \quad 13.047$$

$$\delta \quad (\text{OBJ}) \quad 0.42890$$

图 8 为尺寸优化后结构变形分布图, 图 9 为尺寸优化后结构应力分布图, 结构最大变形 0.43mm, 最大应力 56MPa, 优化后变形和应力都满足设计要求的指

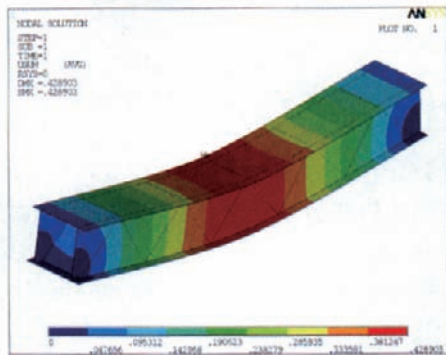


图8 尺寸优化后结构变形分布

Fig.8 Distribution of structure deformation after size optimization

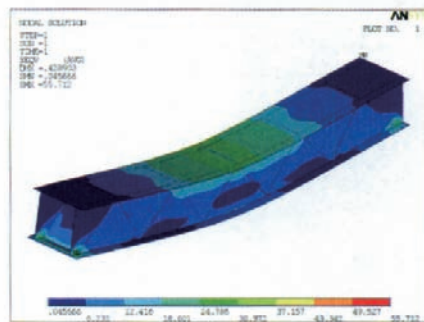


图9 尺寸优化后结构应力分布

Fig.9 Distribution of structure stress after size optimization

标, 初阶固有频率为 145Hz, 因此通过尺寸优化, 梁的动态性能同样也得到了提高。

尺寸优化前后相比(见表 1), 重量仅增加了 0.2%, 应力降低了 25%, 变形降低了 20%, 第一阶固有频率提高了 5%, 通过优化对结构性能的提高效果非常明显。

表1 尺寸优化前后梁的性能指标对比

对比	d_1 / mm	d_2 / mm	d_3 / mm	d_4 / mm	重量 / kg	应力 / MPa	变形 / mm	频率 / Hz
优化前	25	20	25	15	967	73	0.54	138
优化后	28	23	22	13	969	55	0.43	145

3 结束语

优化技术在 CAE 中的应用使人们从繁重的凑试工作中解脱出来, 并使 CAE 达到了一个新的高度。通过优化设计, 不但可以改变材料的分布, 降低产品重量, 创新设计思路, 同时也能极大地提高产品性能, 相信拓扑优化会是对其他优化方法一个有益的拓展和补充, 并创造很好的经济效益^[8]。

参考文献

- [1] 覃文洁, 左正兴. 机床整机的动态特性分析. 机械设计, 2000(10):24-26.
- [2] 郭仁生, 苏君, 卢洪胜. 优化设计应用. 北京: 电子工业出版社, 2003
- [3] 孙靖民, 机械优化设计. 北京: 机械工业出版社. 1990.
- [4] 张向宇, 熊计, 郝铨, 等. 基于 ANSYS 的加工中心滑座拓扑优化设计. 制造技术与机床, 2008(6):68-70.
- [5] 张波, 陈天宁, 虎恩典, 等. 数控机床分体式床身结合面参数优化识别及其动特性分析. 现代制造工程, 2004(6):91-93.
- [6] 倪晓宇, 倪中华, 刘英, 等. 机床组件有限元分析和优化系统的研究和开发. 制造业自动化, 2004(2):15-16.
- [7] 彭文, 倪向阳. 五坐标龙门加工中心动态特性分析与振动控制. 制造技术与机床, 2006(2):61-63.
- [8] 林有希, 高诚辉, 高济众, 等. 大型机床动态特性整机有限元分析. 福州大学学报(自然科学版), 2003, 31(1):69-70.

(责编 侧卫)