

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ БАРАБАНА ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ НА НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ПОМОЩИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО ПАКЕТА MATHCAD

Рутковский М.А.

Научный руководитель: проф., д.т.н. Заболотный К.С.

Национальный горный университет,

Украина 49600, Днепропетровск, просп. К. Маркса, 19,

кафедра горных машин и инжиниринга

тел.: +38(562)46-99-60, E-mail: gem99@mail.ru

В современном рынке шахтных подъемных машин (ШПМ) существуют две тенденции проектирования канатных барабанов. Зарубежные фирмы производители такие изготавливают барабаны с толстыми обечайками толщиной до 160 мм и без подкреплений. Отечественные заводы производители изготавливают барабаны с тонкой обечайкой толщиной до 55 мм с различными видами подкреплений. За счет того, что толщина обечайки барабанов отечественных производителей значительно меньше, чем у западных аналогов, первые имеют значительное конкурентное преимущество в массе - их масса меньше приблизительно в 2-2,5 раза, чем у западных аналогов. Но с другой стороны большое количество подкреплений в барабане ШПМ ухудшает ее эксплуатационные характеристики. Поэтому корректная установка подкреплений в барабане ШПМ представляет собой актуальную техническую задачу, с которой постоянно сталкиваются на этапе проектирования.

Сложность расчета барабанов ШПМ заключается в необходимости учета влияния геометрических и жесткостных характеристик на расчетные нагрузки. Существующий на сегодняшний день метод расчета конструкций барабанов ШПМ при помощи САЕ (SolidWorks Simulation) отличается большой трудоемкостью и необходимостью при незначительном изменении расчетной модели повторно проводить серию численных экспериментов.

Для решения данной проблемы был разработан подход, согласно которому сначала строится упрощенная обобщенно параметрическая модель барабана ШПМ, затем проводится ее оптимизация, а затем оптимальному значению обобщенных параметров ставится в соответствии конструктивная разработка. Показано, что расчетный случай для определения напряженно-деформированного состояния барабана должен выбираться из вариантов нагруже-

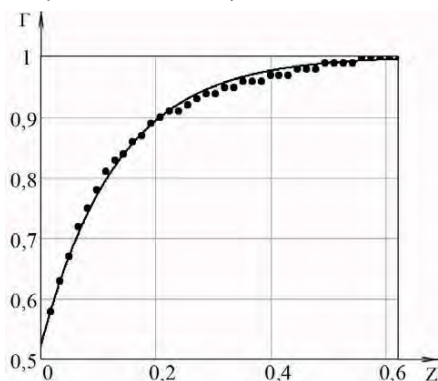


Рис. 1. Зависимость максимальных напряжений от радиальной жесткости лобовины

ния, соответствующих различным положениям подъемных сосудов в стволе.

Данный метод был реализован в виде вычислительного алгоритма – автоматизированного рабочего места (АРМ) конструктора, в котором использовались математические модели деформирования подкрепленного барабана и наматки каната.

Разработаны алгоритмы построения матрицы податливости, определения расчетных нагрузок при намотке – размотке каната, а также алгоритм определения напряжений в барабане. После реализации всех этих алгоритмов на языке MathCAD разработана инженерная методика расчета и конструирования барабанов ШПМ, которая позволяет с минимальными трудозатратами выбрать расчетный случай для проведения уточненного расчета методом конечных элементов.

При помощи разработанного АРМ конструктора над параметрической моделью барабана ШПМ ЦР – 6х3,4/0,6 был проведен вычислительный эксперимент, в ходе которого изменялась приведенная радиальная жесткость лобовины Z и измерялись, приведенные к асимптотическим, максимальные напряжения в обечайке барабана Г.

Из анализа зависимости (рис. 1) следует, что в базовой конструкции заклиненной части барабана ШПМ ЦР – 6х3,4/0,6 ( $Z = 0,16$ ) напряжения выше предельно допустимых.

Проведенный помощи CAE анализ напряжений (рис. 2, а) и устойчивости барабана (рис. 2, б) показал, что при снижении радиальной жесткости лобовины на 50% напряжения в обечайке снижаются на 30% и становятся ниже, чем предельно допустимые.

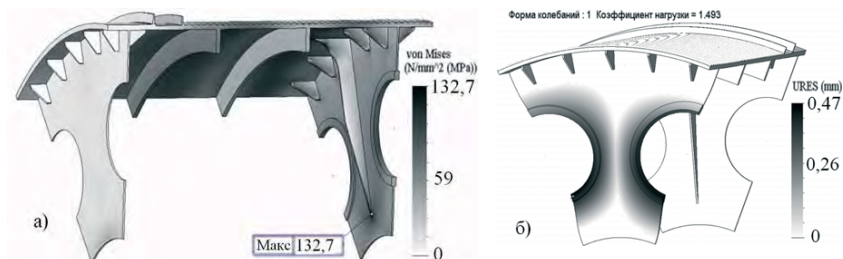


Рис. 2. Анализ НДС модернизированного барабана по напряжениям (а) и устойчивости (б)

В результате получена работоспособная модернизированная конструкция барабана, масса которого меньше, чем у базовой конструкции на 4661 кг. Разработанная методика используется при обучении инженеров конструкторов проектированию барабанов ШПМ.