

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ТОЧНОСТИ СХЕМЫ ЗАМЕЩЕНИЯ ВАЛА СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ НА РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА

Валы являются типичными представителями деталей общего назначения и встречаются практически во всех современных машинах самого различного назначения. Объясняется это более широким распространением вращательного движения в узлах и агрегатах большинства станков и производственных линий современных производств, в автотранспорте, как легковом, так и грузовом, в специальной строительной, дорожной и другой технике.

В процессе проектирования любой машины необходимо помнить, что разрабатываемая конструкция должна отвечать целому ряду требований: она должна быть надежной, долговечной, выполнять возлагаемые на нее функции и при этом затраты, связанные с ее проектированием, изготовлением, эксплуатацией и дальнейшей утилизацией должны быть минимальными.

При этом надо помнить, что многие детали узлов машин находятся в условиях сложного нагруженного состояния и подвергаются в процессе работы знакопеременным, вибрационным, динамическим и другим нагрузкам. Валы, в силу специфики своего назначения, изначально подвергаются знакопеременным циклическим нагрузкам в процессе своей работы. Выход из строя таких деталей однозначно приведет к аварийной остановке машины. Поэтому, теоретическое исследование усталостной прочности таких деталей и способов ее повышения является важным этапом проектирования, а точность расчетной модели будет оказывать непосредственное влияние на конечные результаты таких работ.

В качестве объекта исследования был выбран выходной вал (см. рисунок) коническо-цилиндрического редуктора типа КЦ1-150. Расчетные нагрузки на валы и опоры определялись исходя из предположения, что редуктор будет работать при номинальных нагрузках: $U = 6,3$, $n_{вх} = 460 \text{ мин}^{-1}$, номинальный крутящий момент на тихоходном валу $T_{вх} = 420 \text{ Н}\cdot\text{м}$, режим нагружения редуктора был принят как тяжелый.

Расчет производился на усталостную долговечность с определением коэффициента запаса прочности по изгибу и кручению двумя способами: в первом случае составлялась расчетная схема, в которой вал

представлялся как балка на двух опорах, а внешние нагрузки заменялись сосредоточенными силами, во втором случае – с использованием метода конечных элементов. Для этого с помощью САД-системы была создана трехмерная модель исследуемого вала (см. рисунок). Следующим этапом анализа является создание конечно-элементной модели (узлов и элементов), которая адекватно описывает геометрическую модель. Затем по созданной КЭ сетке проводится комплекс расчетов. В каждой серии расчетов в опасном сечении в качестве концентратора напряжений последовательно принимались шпоночный паз и канавка для выхода шлифовального круга.



Рисунок – Вал редуктора выходной

Сравнение результатов расчетов показало, что во всех случаях расчетный коэффициент запаса прочности определенный с использованием метода конечных элементов на 10-15% выше, чем полученный при решении задачи первым способом. Это создает предпосылки к снижению металлоемкости, как валов, исследованного редуктора, так и конструкции в целом и требует проведения дополнительных исследований, включающих усталостные испытания, как масштабных моделей, так и натуральных образцов.

УДК 621.8

Студ. И.С. Свидунович
Науч. рук. ст. преп. А.М. Лось
(кафедра материаловедения и проектирования технических систем, БГТУ)

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МНОГОБЛОЧНЫХ КРЮКОВЫХ ПОДВЕСОК

В грузоподъемных машинах для подвешивания грузов и получения подвижного соединения между грузозахватным крюком и гибким грузонесущим органом при использовании полиспастной системы применяется крюковая подвеска.

Диаметр блока и его профиль определяется в зависимости от типа машины, привода механизма, режима работы механизма и диаметр каната, используемого в механизме подъема крана.