

Далее по аналогии с рассмотренной выше одноступенчатой планетарной передачей с одновенцовыми сателлитами определяется вращающий момент T_4 на центральном колесе 4:

$$T_4 = T_1 \left(i_{1H}^{(4)} \eta_{1H}^{(4)} - 1 \right) \quad (18)$$

или

$$T_4 = -T_H \left(1 - \frac{1}{i_{1H}^{(4)} \eta_{1H}^{(4)}} \right) \quad (19)$$

Список цитированных источников

1. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высш. шк., 2010. – 408 с.
2. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование / Л.В. Курмаз, Л.В. Скойбеда. – Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.
3. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.
4. Детали машин / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич [и др.]; под ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2004. – 520 с.
5. Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Майчик. – Мн.: Высш. шк., 2000. – 584 с.

УДК 5-39.38

Русецкий Э.В.

Научный руководитель: доцент Хвисевич В.М.

РАСЧЁТ ТОНКОСТЕННЫХ ОБОЛОЧЕК, НАХОДЯЩИХСЯ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ВНУТРЕННЕГО ДАВЛЕНИЯ. ТЕМПЕРАТУРНЫЙ АНАЛИЗ

Введение

В инженерной практике широко применяются оболочки в виде цилиндров, шаров, конусов или их комбинаций. Задачей расчета на прочность – жёсткость таких оболочек является определение напряжений и деформаций в их стенках под действием заданных внутренних нагрузок. Данная задача может быть решена двумя методами:

- а) применением безмоментной (мембранной) теории оболочек;
- б) применением моментной теории.

Так как у тонкостенных оболочек отношение толщины стенки к диаметру очень мало, то они плохо приспособлены к работе на изгиб, потому что относительно малые изгибающие моменты вызывают в них значительные напряжения и прогибы.

Наличие чисто изгибного типа напряжений опасно и технологически невыгодно для тонкостенных оболочек. Поэтому их всегда стараются избежать, выбирая соответствующую форму аппарата, определенным образом закрепляя его края и т.п. Если кривизна оболочки, ее толщина или нагрузка изменяются скачкообразно, то это приводит к наличию в точках изменения перерезывающих сил и изгибающих моментов, а это приводит к отказу от безмоментной теории [4].

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Моментная теория применяется в случае нагружения тонкостенных сосудов краевыми силами и моментами (краевая задача). Причины появления краевых сил и моментов следующие:

- а) разная жесткость соединяемых частей сосуда, заделка края оболочки в недеформируемое основание (фланец, трубная доска), насаживание на обечайку банджа;
- б) сопряжение оболочек в стыковом сечении под углом (например, цилиндр – конус);
- в) внезапное изменение по меридиану какого-либо силового или физического параметра.

Определение усилий, моментов и напряжений, возникающих под действием краевых сил и моментов, составляет цель краевой задачи.

Рассмотрим в качестве примера сопряжение цилиндра и конуса.

В сечении а – а (рис. 1а) при нестесненной деформации и нагрузке p перемещения выразятся таким образом:

а) для цилиндра

$$\Delta r = \frac{r}{E} (\sigma_2^y - \sigma_1^y) = \frac{p r^2}{E s_y} \left(1 - \frac{\mu}{2} \right); \quad (1)$$

б) для конуса

$$\Delta R = \frac{R}{E} (\sigma_2^K - \sigma_1^K) = \frac{p R^2}{E s_K} \left(1 - \frac{\mu}{2} \right). \quad (2)$$

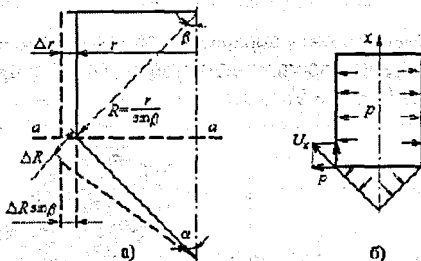


Рисунок 1 – Перемещения, вызванные внутренней нагрузкой

В общем случае $\Delta r \neq \Delta R \sin \beta$, что при свободной упругой деформации вызывает относительный сдвиг в сечении а – а. Связанность оболочек не дает им свободно деформироваться, что приводит к местному изгибу на уровне сечения а – а.

Вторая причина – возникновение перерезывающей силы P как проекции меридиональной силы в конусе на плоскость, перпендикулярную оси цилиндра. По месту краевого эффекта кроме меридиональных и кольцевых сил, рассчитанных по безмоментной теории, появляется изгиб оболочки, создающий изгибающие моменты, поперечные силы и дополнительные меридиональные и кольцевые силы [4].

Для исследования возьмём тонкостенную оболочку заданной формы и размеров (рис. 2). Оболочка сложной формы с сопряжением конуса и цилиндра. Во время расчёта примем жесткое закрепление по верхнему краю оболочки [1].

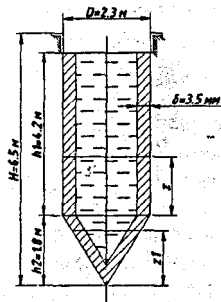


Рисунок 2 – Расчётная схема

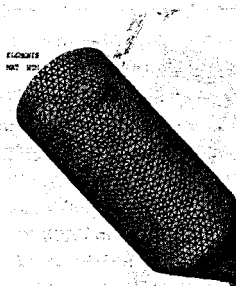


Рисунок 3 – Разбиение на конечное количество элементов в ANSYS

2. РАСЧЁТ ПОСТАВЛЕННОЙ ЗАДАЧИ В ПРОГРАММНОМ ПАКЕТЕ ANSYS

Программа ANSYS предлагает широкий спектр возможностей конечного элементного анализа, начиная от простого линейного стационарного анализа и заканчивая комплексным нелинейным анализом переходных процессов. Решение типичной для ANSYS задачи включает следующие три этапа:

1. Построение модели.
2. Задание нагрузок и получение решения.
3. Обзор результатов [2].

Примем материал оболочки Ст-3 с плотностью 7800 кг/м^3 и коэффициентом Пуассона 0,29. Модуль Юнга примем $2.1 \cdot 10^{11}$.

Давление воды зададим функцией гидростатического давления (формула 3) [1]

$$P = \rho g h. \quad (3)$$

Так же зададим собственный вес ускорением свободного падения.

В результате исследований в программном пакете ANSYS получены изображения перемещений и напряжений (рис. 4 и 5).

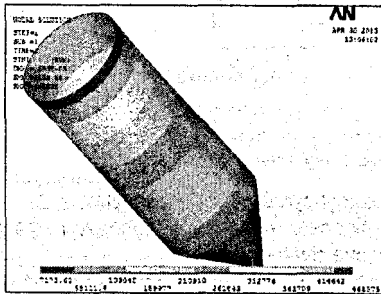


Рисунок 4 – Распределение напряжений

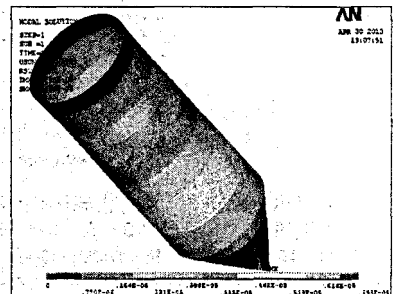


Рисунок 5 – Распределение перемещений

Программный пакет ANSYS позволяет производить не только структурный анализ. В этом случае стоит в первую очередь произвести температурный анализ, а потом результат температурного анализа преобразовать в структурный. Дальше расчёт идёт аналогично при том же давлении. Получены перемещения и напряжения при температурном анализе (рис. 6 и 7)[3].

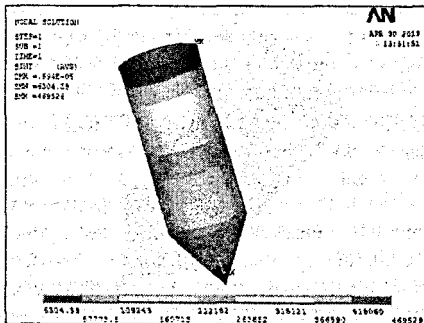


Рисунок 6 – Распределение напряжений

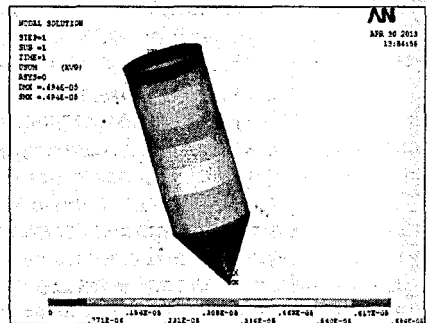


Рисунок 7 – Распределение перемещений

Заключение

В данной работе были исследованы возможности программного пакета ANSYS на примере задачи по расчёту тонкостенной оболочки. Расчёт данной задачи трудоёмок вследствие возникающих изгибающих моментов. Аналитический расчёт данной задачи трудоёмок из-за возникновения краевого момента в месте крепления и месте сопряжения конуса и цилиндра [2, 3].

Изображения полученные в ANSYS, позволяют сделать вывод о прочности и жесткости конструкции, подобрать необходимую толщину оболочки и дать рекомендации по конструкции. По изображениям видно, что в месте сопряжения конуса и цилиндра нужно установить кольцо, чтобы конструкция не потеряла жесткость.

Список цитированных источников

1. Любощиц, М.И. Справочник по сопротивлению материалов / М.И. Любощиц, Г.М. Ицкович. – Мн.: Вышэйшая школа, 1969. – 340 с.
2. Конохов, А.В. Основы анализа конструкций в ANSYS. – Казань, 2001.
3. Руководство по основным методам проведения анализа в программе ANSYS.
4. Конструирование и расчет элементов оборудования отрасли. Часть 1: Тонкостенные сосуды и аппараты химических производств: учебное пособие. – Томск, 2003.

УДК 621.906-529

Фу Чао (КНР)

Научный руководитель: доцент Медведев О.А.

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА СВЕРЛЕНИЯ ОТВЕРСТИЙ ПО КРИТЕРИЮ МИНИМАЛЬНОЙ ТРУДОЕМКОСТИ

При проектировании высокопроизводительных технологических операций большое значение имеет определение оптимальных режимов резания, обеспечивающих минимально возможное, в данных условиях, значение основного времени. Поэтому математическая зависимость основного времени от параметров режима резания может использоваться в качестве функции (критерия) оптимизации. Для сверления отверстий спиральными сверлами основное время определяется по формуле:

$$T_o = \frac{L}{n \cdot s}, \quad (1)$$

где L – путь резания, мм; n – частота вращения заготовки или инструмента, мин⁻¹; s – оборотная подача, мм/об.

Теоретически, минимум основного времени будет достигнут при бесконечно больших значениях n и s , но реализовать такие режимы невозможно, ввиду действия ряда ограничений на параметры режима резания: по стойкости режущего инструмента; по мощности привода главного движения сверлильного станка; по предельным паспортным частотам вращения и подачам шпинделя станка; по предельно допустимой силе привода подач станка и др.

Для определения реальных оптимумов n и s , удовлетворяющих всем указанным ограничениям, необходимо выразить эти ограничения в виде математических неравенств и решить их численно или графически совместно с функцией оптимизации.

Ограничение по стойкости режущего инструмента можно получить из эмпирической формулы для расчета скорости резания при сверлении (2) и выражения взаимосвязи скорости резания с частотой вращения сверла (3) [1].