

Литература

1. Анилович В. Я., Кухтов В. Г., Полянский А. С. Оптимизация предпродажной подготовки тракторов и сельхозмашин // Тракторы и сельхозмашины. – 1997. – №2. – С. 5–7

ЖЕСТКОСТЬ И ПРОЧНОСТЬ СТЕКЛОПЛАСТИКОВОЙ ОБОЛОЧКИ РОТОРА ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

В. П. Ставров

Белорусский государственный технологический университет, г. Минск

В. А. Пашков

ООО “Аэролла”, г. Минск, Республика Беларусь

А. И. Столяров, В. М. Ткачев

*Гомельский государственный технический университет
им. П. О. Сухого, Республика Беларусь*

Ветроэнергетические установки (ВЭУ), работающие на основе эффекта Магнуса, имеют определенные преимущества по сравнению с ВЭУ традиционной лопастной конструкции [1, 2], особенно при эксплуатации в регионах, где среднегодовые скорости ветра не превышают 6 м/с. В соответствии с ГНТП “Энергосбережение” в ООО “Аэролла” с использованием указанного эффекта разработана конструкция ВЭУ с номинальной мощностью 250 кВт. В данной работе изложены результаты расчета оболочки ротора этой установки, проведенного с целью оптимизации конструкции по критериям жесткости и прочности.

Предмет исследования – тонкостенная цилиндрическая оболочка диаметром 2,2 м и длиной 20 м, нагруженная потоком воздуха, вектор скорости которого направлен перпендикулярно оси оболочки (рис. 1). Оболочка опирается на стальную решетчатую опору в двух местах с помощью поддерживающих конусов. Для увеличения радиальной жесткости оболочки в местах опирания предусмотрены опорные диафрагмы. К торцевым фланцам оболочки крепятся концевые диафрагмы, ограничивающие зону возмущения воздушного потока.

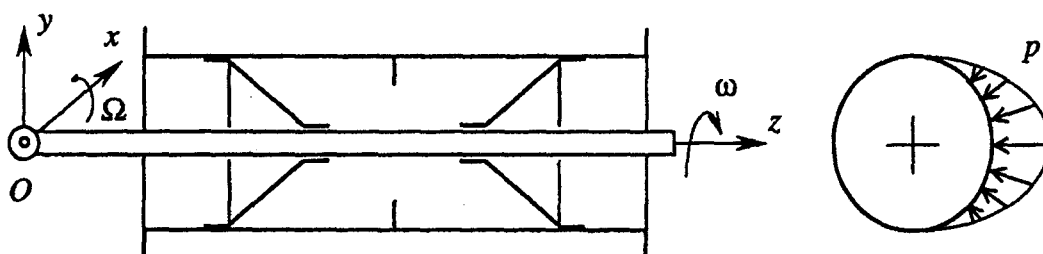


Рис. 1. Схема нагружения

С учетом опыта эксплуатации ВЭУ-аналогов оболочка изготавливается из стеклопластика на основе конструкционной стеклоткани Т10–80 и полиэфирного связующего (смолы М105ТВ). Толщина оболочки принята равной 1,1 мм (3 слоя стеклоткани Т10–80), толщина опорного конуса – 1,5 мм (4 слоя).

Модули Юнга и характеристики прочности стеклопластика при растяжении в главных направлениях (по основе и утку ткани) определяли экспериментально. Остальные составляющие тензора упругих свойств рассчитывали по характеристикам компонентов материала с учетом структуры ткани. Соотношение разрушающих напряжений при растяжении по основе и утку (283 и 196 МПа) близко к соотношению нитей основы и утка в стеклоткани Т10–80 (187 и 102). Нелинейность диаграммы растяжения по основе появ-

ляется при напряжениях $\sigma^*_0=135$ МПа, при растяжении по утку – при $\sigma^*_0=60$ МПа, расчетные значения пределов усталости на базе 10^9 циклов (для проектного ресурса оболочки) согласно [3] составляют, соответственно, 49,2 и 35,7 МПа.

Напряженное и деформированное состояние рассчитывали по методу конечных элементов (в программном комплексе ANSYS) при двух характерных случаях нагружения: при зафиксированном роторе и скорости шквалистого ветра 37 м/с (расчетный случай I) и в рабочем режиме при скорости ветра 10 м/с, частоте вращения ротора 250 об/мин и частоте вращения колеса 5,5 об/мин (II расчетный случай). Распределение давления на поверхности оболочки задавали на основе расчета процесса обтекания потоком воздуха и экспериментальных значений результирующего крутящего момента. При расчетах варьировали нагрузку (расчетные случаи I и II), расстояние между опорами, конструкцию опорных и концевых диафрагм. Всего исследовано 7 вариантов конструкции и нагружения оболочки ротора (см. таблицу). Для каждого варианта рассчитывали компоненты вектора перемещения, тензора напряжений и эквивалентные напряжения.

Характеристика вариантов конструкции оболочки ротора

Вариант	Расстояние между опорами, м	Опорный конус (длина, м/толщина, мм)	Опорная диафрагма	Концевая диафрагма (диаметр, м/толщина, мм)	Расчетный случай (нагрузка)
1	11,4	2,7/1,5	нет	3,0/1,5	I
2	8	4,0/1,0	стальная	2,28/2	I
3	10	2,5/1,5	стальная	2,28/2	I
4	10	2,5/1,5	стальная	2,4/2	I
5	10	2,5/1,5	нет	2,4/2	I
6	10	2,5/1,5	нет	3,52/10	I
7	10	2,5/1,5	нет	3,52/10	II

Расчет по вариантам 1 – 3 имел целью оптимизировать расстояние между опорами. Наименьшие перемещения имеют оболочки, выполненные по варианту 1, но при этом возникают более высокие напряжения на опорном конусе. Наименьшие напряжения возникают при расстоянии между опорами 10 м (вариант 3). В этом варианте максимальные перемещения в 2,7 раза меньше, чем в варианте 2, а максимальные перемещения близки к значениям в варианте 1.

Вариант 4 отличается от варианта 3 увеличенными размерами фланцев в стыке секций и на концах оболочки. Напряженное и деформированное состояние в этом варианте исполнения мало отличается от варианта 3. За счет увеличения жесткости стыков несколько уменьшилось полное перемещение торца (до 7,7 мм) и срединного сечения (до 2,6 мм).

В следующих вариантах стальная опорная диафрагма отсутствует, однако это не повлияло существенно на перемещения и напряжения. Так, в варианте 5, аналогичном варианту 3, полное перемещение торца не превышает 7,7 мм, срединного сечения – 3,6 мм, в зоне опирания – 2,6 мм. Эти значения близки к полученным для варианта 3. Близкие значения имеют и эквивалентные напряжения в опасных сечениях. Установлено, что наибольшее значение (до 5,5 МПа в зоне стыка с конусом и 3,6 МПа в срединном сечении) имеет осевая компонента напряжений.

Варианты 6 и 7 отличаются наличием концевых диафрагм из листового канального поликарбоната толщиной 10 мм. Распределение радиального перемещения, осевых

и окружных напряжений вдоль образующей оболочки (расстояние отсчитывается от ближнего к оси колеса торца) показано на рис. 2.

Максимальные значения перемещений в варианте 6 достигают 3,5 мм (в срединном сечении). Перемещения торцов за счет жесткости диафрагмы значительно ниже, чем в предыдущих вариантах. Оболочка приобретает небольшую эллиптичность. Уровень осевых и окружных нормальных напряжений невелик – до 3,5 МПа в срединном сечении. Эквивалентные напряжения в срединном сечении – менее 5 МПа, в опорном сечении – менее 4 МПа. Осевые напряжения в стыке секций – до 2,3 МПа. Эквивалентные напряжения имеют наибольшие значения в конусе, вблизи опорного кольца – до 7 МПа. Их основная компонента – осевое напряжение – до 6,1 МПа. Наибольшие касательные напряжения – до 3,7 МПа.

При расчете варианта 7 учитывали перераспределение давления за счет эффекта Магнуса и инерционные силы, обусловленные вращением оболочки вокруг своей оси и вокруг оси колеса. При этом радиальные перемещения вдвое меньше, чем в расчетном случае I. В то же время растягивающие осевые и окружные напряжения выше (см. рис. 2). Наибольшие значения нормальные осевые и окружные напряжения принимают в местах присоединения концевых диафрагм. Наименьшие значения этих напряжений близки к нулю. Следовательно, периодическое нагружение оболочки происходит не по симметричному, а по “отнулевому” циклу – более благоприятному с точки зрения развития микрповреждений. Эквивалентные напряжения в срединном сечении оболочки достигают 4,6 МПа, вблизи фланцев – 3 МПа, в месте соединения конуса с оболочкой – 5,5 МПа. Касательные напряжения не превышают 1,6 МПа. Коэффициент запаса усталостной прочности на базе 10^9 циклов, рассчитанный по прогнозируемым значениям, составляет 12–18, т.е. конструкция оболочки и опорного конуса удовлетворяет требованиям долговечности.

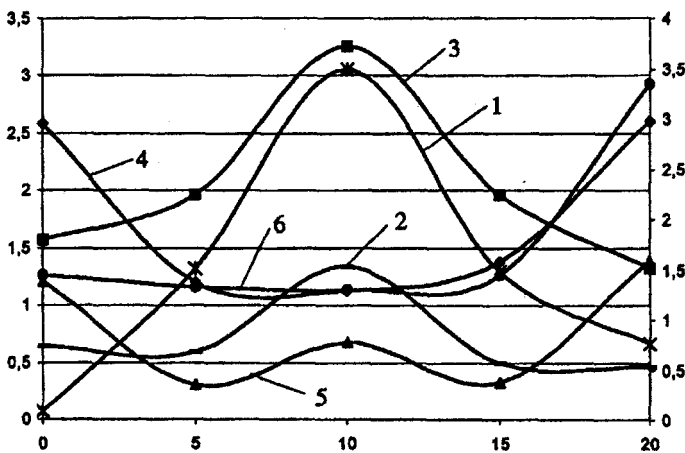


Рис. 2. Радиальные перемещения u_r (1, 2), осевые σ_0 (3, 4) и окружные σ_t (5, 6) напряжения в расчетном случае I (1, 3, 5) и II (2, 4, 6)

Под действием скоростного напора в оболочке возникают изгибающие моменты. Критические напряжения, определяющие потерю устойчивости при изгибе, оценивали по формулам, приведенным в статье [4]. Они составляют около 6 МПа. Максимальные осевые напряжения в оболочке (см. рис. 2), по крайней мере, вдвое меньше критических. Следовательно, условие устойчивости выполняется. Наличие опорных конусов и утолщений в местах сопряжения полуоболочек способствуют повышению устойчивости оболочки при изгибе.

На основании проведенных расчетов приняты конструктивные решения, позволившие оптимизировать параметры закрепления, структуру материала и соединения оболочки, снизить затраты на изготовление оболочки.

Литература

1. Knuenz Y., Delmhorst H. Rotorblätter von Windkraftanlage aus Verbundwerkstoffe. Konzept und Herstellen//Kunststoffe, Bd.82, № 5, 1992, S. 408–411.

2. Entwicklung, Bau und Betrieb einer 30/100-kW-Windkraftanlage/ DFVLR- Mitteilung 88-06, Stuttgart, 1988. – 216 S.
3. Олдырев П.П. О корреляции между статической и усталостной прочностью армированных пластиков // Механика полимеров. – 1973. – № 3. – С. 468–474
4. Зайцев Г.П. Потеря устойчивости прямых анизотропных труб при чистом изгибе / Деформирование и разрушение конструкций летательных аппаратов. – М.: МАТИ, 1989. – С.48–55

ПРОЧНОСТЬ ОПОРНОГО УЗЛА ОБОЛОЧЕЧНОЙ КОНСТРУКЦИИ ПРИ ЛОКАЛЬНОМ КОМПЛЕКСНОМ СИЛОВОМ И ТЕПЛОВОМ НАГРУЖЕНИИ

В. А. Блажко, Е. М. Макеев

*Институт технической механики Национальной академии наук и
Национального космического агентства Украины, г. Днепрпетровск*

Рассматривается тонкостенная конструкция в виде состыкованных шпангоутом оболочек вращения (цилиндрических, конических и сферических). Подкрепляющий шпангоут опирается на круговое упругое основание, образуя с ним зазор за счет отличия наружного радиуса шпангоута и радиуса очертания основания, испытывает статическое силовое локальное нагружение в своей плоскости $p(\varphi)$, $\tau(\varphi)$ и неравномерно нагрет (охлажден) по периметру в районе опорного основания (рис. 1).

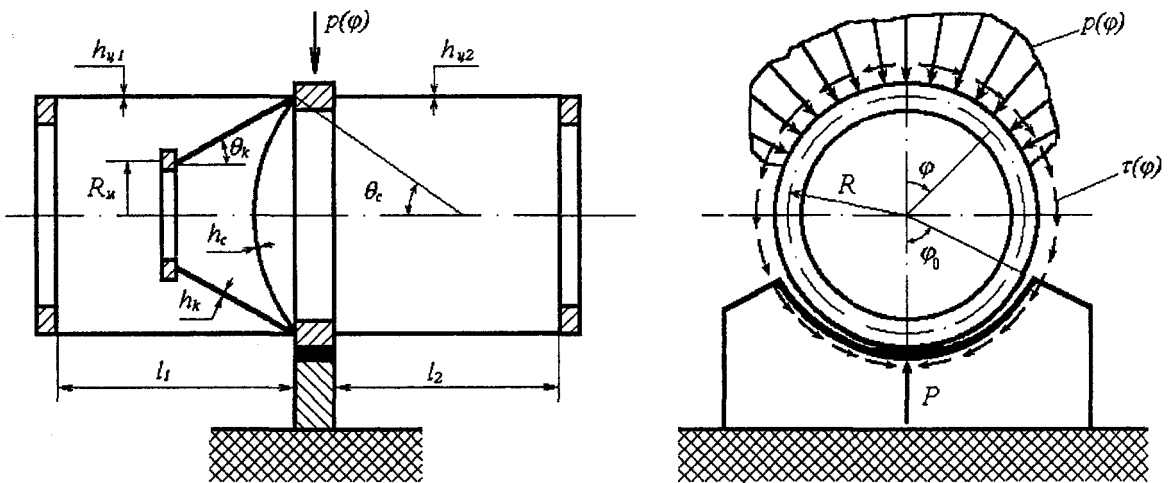


Рис. 1

Целью работы является исследование контактного взаимодействия, напряженно-деформированного состояния и несущей способности из условия устойчивости тонких оболочек опорного узла рассматриваемой конструкции в зависимости от силовых, тепловых и конструктивных параметров.

Дифференциальное уравнение изгиба шпангоута в своей плоскости, в правую часть которого в качестве внешних нагрузок входят реакции оболочек и основания, а также температурные нагрузки, имеет вид [1]:

$$DL_1 w(\varphi) = L_2 p(\varphi) + \tau(\varphi) + \alpha RDL_3 t(\varphi), \quad (1)$$

где D – изгибная жесткость шпангоута: $D = EI/R^4$; L_1, L_2, L_3 – дифференциальные опера-