



УДК 629.5.015.26

© 2008

Академик НАН України В. Т. Гринченко, В. П. Каян, В. А. Кочин

**Исследование и оптимизация рабочих характеристик
ветроротора с вертикальной осью вращения
с механизмом управления лопастями**

The performance characteristics of vertical-axis wind rotors with the control mechanism of blades are studied. The results of experimental researches in a hydrotray and a wind tunnel are given. The self-start of such wind rotors at low speeds of the incident flow, a significant increase in both the operating ratio of a flow energy and the torque moment, and a decrease of the wind loads on the shaft relative to Darrieu-type wind rotors with rigidly fixed blades are demonstrated.

Согласно прогнозу Программы развития ООН, всесторонне обоснованного модельными экспериментами и технико-экономическими расчетами, новые и возобновляемые источники энергии в XXI столетии займут главенствующее или одно из ведущих мест в глобальном топливно-энергетическом балансе Земли [1]. Одним из таких неисчерпаемых источников энергии на Земле является ветер. Проведенные во многих странах исследования показали, что современные ветроэнергетические установки (ВЭУ) могут быть эффективно использованы в регионах со среднегодовой скоростью ветра, превышающей 5–6 м/с.

Однако наиболее распространенные на сегодня ВЭУ с горизонтальной осью вращения ветродвигателя не могут по мощности превысить цифру в 5–7 МВт, что, в свою очередь, ограничивает возможности снижения стоимости квт-часа до конкурентноспособной величины. В то же время мощность ВЭУ с вертикальной осью вращения (ВОВ) ветроротора (типа ротора Дарье) может достигать, по оценкам экспертов, 10–100 МВт. Можно перечислить некоторые преимущества таких ветроустановок: независимость функционирования от направления действия ветрового потока, возможность перехода от консольного крепления оси ветроротора к двухопорному, возможность размещения потребителя энергии (электрогенератор, насос) в основании ветроустановки (снижаются требования к высоте, прочности и жесткости опоры), упрощение конструкции лопастей и их крепления и т. д. [2]. Одним из главных недостатков ветророторов с ВОВ с жестко фиксированными относительно траверса лопастями является высокая скорость ветрового потока, при которой происходит самозапуск ротора во вращение и более низкий коэффициент использования энергии потока. В результате проектировщики вынуждены снабжать такие ветроустановки дополнительными

устройствами (электродвигатель, ротор Савониуса и др.) для раскрутки ротора и выведения его на рабочий режим.

Известно, что наличие у ветроротора с ВОВ механизма управления положением лопастей дает возможность повернуть лопасти относительно траверс таким образом, чтобы изменить величину и направление действия возникающей на них аэродинамической силы так, что появится возможность самозапуска ротора даже при малых (порядка 4–5 м/с) скоростях ветра. Кроме того, управление положением лопастей позволяет значительно улучшить рабочие характеристики такого ветроротора [3], снизить в несколько раз величину аэродинамического сопротивления ветроротора [4]. Наличие простого и недорогого механизма управления лопастями, простота и технологичность конструкции ветроустановки с ротором такого типа позволяют ожидать существенного снижения себестоимости как ветроустановки в целом, так и стоимости единицы произведенной энергии.

В конце 90-х годов в Институте гидромеханики НАН Украины был предложен механизм управления положением лопастей при их движении по круговой траектории, на который впоследствии были получены патенты Украины [5, 6]. Исследования с моделями таких ветророторов проводились в гидролотке на специальной экспериментальной установке, модели роторов № 1, 2 и 3 отличались длиной лопастей (у роторов № 1 и 2 $l_{\text{лоп}} = 0,3$ м, у ротора № 3 — 0,15 м) и величиной радиуса установки лопастей на траверсах (у ротора № 1 $R = 0,175$ м, у роторов № 2 и № 3 $R = 0,0875$ м). Испытывались модели ветроротора с числом лопастей 2, 3 и 4 [7].

У ветророторов с жестко фиксированными относительно траверс лопастями угол установки хорды профиля лопасти к касательной к ее окружности вращения был выбран равным $+4^\circ$, профиль лопасти — осесимметричный НАСА-0015 [8]. Лопасти моделей ветророторов имели на нижнем торце две оси (длина хорды лопасти $b = 0,05$ м, расстояние между осями $= 0,36b$). Передняя ось лопасти была соединена с нижней траверсой шарнирно, а задняя ось могла двигаться свободно вдоль щели в нижней дисковой траверсе.

Механизм изменения угла установки лопасти относительно касательной к траектории ее вращения состоял из диска с круговой канавкой, который размещался под нижней дисковой траверсой модели ветроротора. В этой круговой канавке размещался конец задней оси лопасти с шарикоподшипником на конце. Указанный диск имел возможность перемещаться относительно оси вращения модели ветроротора вдоль направления продольной оси гидролотки, создавая некоторый эксцентриситет “ e ” между центром вращения модели и центром круговой канавки.

Следует отметить, что с увеличением нагрузочного момента M на валу ротора (при $V_{\text{ср}} = \text{const}$) у всех роторов угловая скорость вращения n уменьшалась. Степень этого уменьшения зависела от величины эксцентриситета и конструкции моделей. Зависимость величины n от M в подавляющем большинстве случаев была линейной.

Коэффициент быстроходности Z , который показывает соотношение окружной скорости лопасти $V_{\text{окр}} = 2\pi nR$ и скорости набегающего на ветроротор потока V , определялся как

$$Z = \frac{2\pi nR}{V},$$

где n — число оборотов ветроротора в секунду; $R = \text{const}$ — радиус окружности, по которой движется профиль лопасти ротора; V — скорость набегающего на модель ветроротора потока воды, измеренная в момент записи рабочего режима.

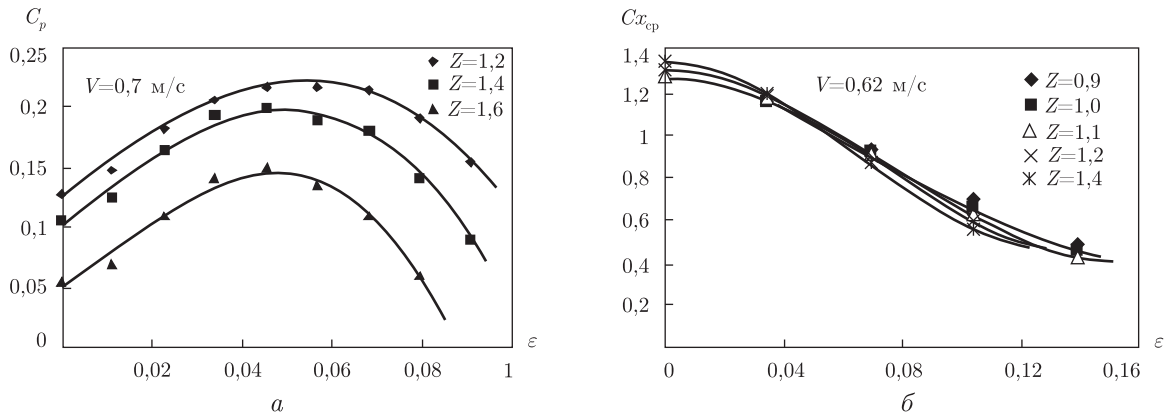


Рис. 1. Влияние величины относительного эксцентриситета ε на величины коэффициентов использования энергии потока C_p (а) и средней гидродинамической нагрузки на вал модели ветроротора Cx_{cp} (б)

Коэффициенты использования энергии потока C_p и крутящего момента на валу ветроротора C_m определялись как

$$C_p = \frac{2P}{\rho V^3 S}; \quad C_m = \frac{C_p}{Z};$$

где $P = 2\pi nM$ — полезная мощность, развиваемая ветроротором; ρ — плотность воды; $S = 2Rl_{\text{лоп}}$ — площадь гидродинамического (рабочего) сечения ветроротора.

Величины коэффициентов среднего и максимального гидродинамического сопротивления модели ветроротора Cx_{cp} и Cx_{max} и коэффициент пульсаций нагрузки на валу ветроротора K_d определялись по формулам

$$Cx_{cp} = \frac{2Rx_{cp}}{\rho V^2 S}; \quad Cx_{\text{max}} = \frac{2Rx_{\text{max}}}{\rho V^2 S}; \quad K_d = \frac{Cx_{\text{max}} - Cx_{cp}}{Cx_{cp}}.$$

На первом этапе исследования с моделями трех указанных выше типоразмеров проводились при фиксированных величинах эксцентриситета e равных 0 и 7 мм (т. е. относительный эксцентриситет $\varepsilon = e/R$ равен 0 и 0,08). Результаты исследований характеристик моделей ветроротора при $\varepsilon = \text{const}$ приведены в [7, 9].

На втором этапе исследования в гидрлотке проводились только с моделью № 2, у которой механизм изменения эксцентриситета позволял плавно изменять величину ε от 0 до 0,14. Отмечено, что при малой скорости потока в гидрлотке $V_{cp} = 0,3 \dots 0,5$ м/с при отсутствии эксцентриситета ($e = 0$, лопасти ротора относительно траверс неподвижны) модель ветроротора не самозапускалась, однако после смещения управляющего диска на некоторую величину эксцентриситета e ветроротор начинал вращаться, причем чем меньше была скорость потока V_{cp} , тем при большей величине эксцентриситета e происходил самозапуск модели ветроротора во вращение и, соответственно, наоборот.

Результаты исследований показали, что плавное увеличение относительного эксцентриситета $\varepsilon = e/R$ до некоторой оптимальной величины приводит к достаточно большому повышению величины коэффициента использования энергии потока C_p (в 2–3 раза) (рис. 1, а). Зависимость величины коэффициента крутящего момента C_m имеет тот же характер, что и на рис. 1, а. Обнаружено, что чем меньше величина коэффициента быстроходности ветроротора Z (т. е. чем меньше скорость вращения ветроротора), тем при большей величине ε_{opt} достигается максимум коэффициентов C_p и C_m .

Измерения величины гидродинамического сопротивления Rx модели № 2 ветроротора показали, что управление лопастями ветроротора приводит к достаточно большому снижению гидродинамической нагрузки на вал ветроротора. Характер изменения величины коэффициента среднего гидродинамического сопротивления Cx_{cp} модели ветроротора с увеличением эксцентриситета e при постоянной скорости набегающего потока V и при различных величинах коэффициента быстроходности Z (здесь они соответствуют определенным величинам скорости вращения ветроротора) показан на рис. 1, б. Все экспериментальные точки на графике хорошо аппроксимируются кривой 3-го порядка вида

$$Cx_{cp} = 513\varepsilon^3 - 110,15\varepsilon^2 - 0,765\varepsilon + 1,315.$$

Имеются явно выраженные величины максимума сопротивления (при $\varepsilon = 0$) и минимума (при $\varepsilon = 0,15 \dots 0,16$), при этом величина Cx_{cp} снижается более чем в три раза. Кроме того, существенно улучшаются условия работы вала ветроротора, так как с увеличением относительного эксцентриситета ε при постоянной скорости потока уменьшается скорость вращения ветроротора (т. е. и величина коэффициента быстроходности ветроротора Z), а также в несколько раз уменьшается пульсационная составляющая гидродинамической нагрузки на вал. Минимальный коэффициент пульсаций нагрузки K_d наблюдается при $Z = 0,9 \dots 1,0$.

Для подтверждения результатов, полученных на малых моделях ветроротора, и проведения более масштабных исследований ветроротора такого типа уже в воздушном потоке в Институте гидромеханики НАН Украины совместно с ООО “Продмаш” (г. Мелитополь Запорожской обл.) в 2006–2007 гг. был разработан, создан и в 2007 году испытан в аэродинамической трубе Киевского Национального авиационного университета макет трехлопастного ветроротора с предложенным в Институте гидромеханики механизмом управления лопастями с ожидаемой выходной мощностью на валу ветроротора величиной около 1 кВт. Ветроротор (рис. 2) имел следующие параметры: длина лопасти $l_{лоп} = 1,95$ м, длина хорды лопасти $b = 0,41$ м, профиль лопасти NACA 0015, удлинение лопасти $\lambda = 4,77$, радиус кругового вращения лопасти $R = 0,8$ м, диаметр управляющей окружности $D = 1,45$ м, площадь рабочего сечения $S = 3,13$ м², коэффициент заполнения $\sigma = 3b/2R = 0,77$, максимальная достигаемая величина относительного эксцентриситета $\varepsilon = 0,12$. Исследования работы ветроротора на первом этапе проводились при скоростях воздушного потока от 5 до 13 м/с.

Для создания нагрузочного момента на валу ветроротора использовались тормозные муфты INTORQ с тормозными моментами на валу 7,5; 15; 30 и 60 Нм соответственно. Муфты располагались на верхнем конце дополнительного опорного вала за пределами рабочей части аэродинамической трубы. Там же находился двухкомпонентный тензодинамометр для измерения взаимно перпендикулярных горизонтальных сил на верхней опоре вала ветроротора.

Картина изменения скорости вращения n [1/с] ветроротора при постоянной скорости набегающего потока V и различных величинах эксцентриситета e и нагрузочного момента M представлена на рис. 3, а. Характер представленных кривых $n(e/R)$ убедительно показывает, что для любой величины нагрузочного момента на валу существует определенная величина относительного эксцентриситета e/R , при которой скорость вращения ветроротора максимальна (цифрами 1–11 на рис. 3 обозначены режимы работы ветроротора с величинами нагрузочного момента $M = 2,5; 10; 17,5; 25; 32,5; 40; 47,5; 55; 62,6; 70,2$ и $77,8$ Нм соответственно). Эти максимумы величин n на кривых $n(e/R)$ при различных $M = \text{const}$ достаточно хорошо укладываются на одну прямую (см. рис. 3, а). Следует отметить, что

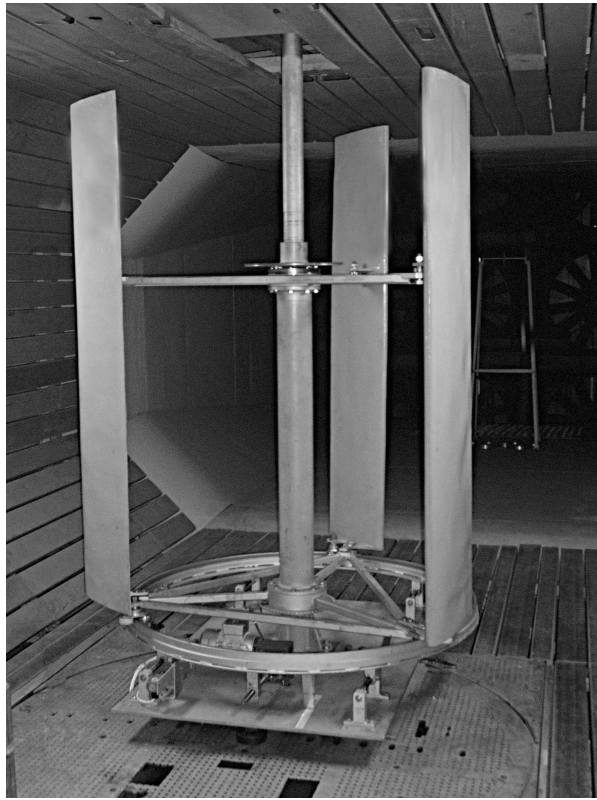


Рис. 2. Макет ветрогенератора проектной мощностью около 1 кВт в аэродинамической трубе

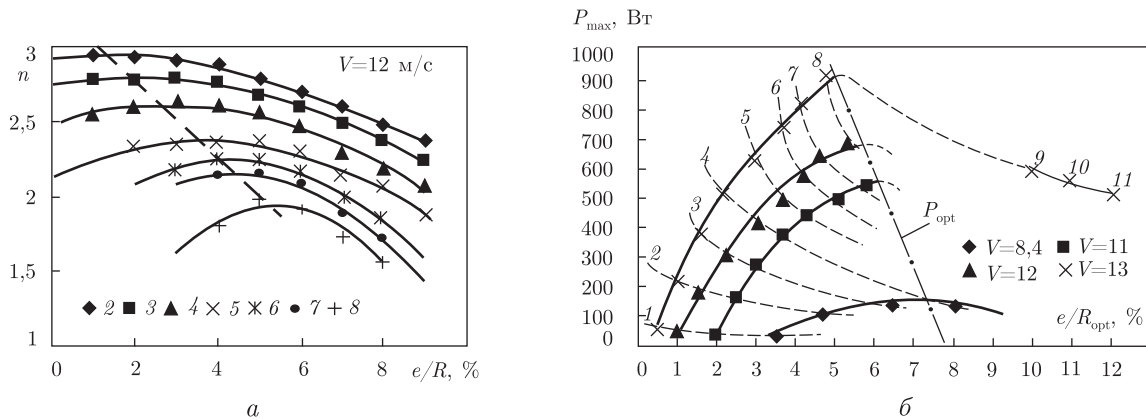


Рис. 3. Зависимости величины числа оборотов ветрогенератора n в секунду от величины относительного эксцентриситета e/R при скорости потока $V = 12$ м/с (а) и зависимости величин максимально достижимой мощности P_{\max} на валу ветрогенератора от величины относительного эксцентриситета e/R при различных скоростях потока V (б) при различных величинах нагрузочного момента M (кривые 1–11)

ветрогенератор самозапустился при минимально возможной в данной аэродинамической трубе скорости потока $V = 4,8$ м/с (относительный эксцентриситет ε при этом был равен 0,08).

Максимумы значений n при заданной величине момента M на рис. 3, а соответствуют максимуму мощности, снимаемой с вала ветрогенератора при заданной величине крутящего момента на валу. Зависимости величин максимальной мощности P_{\max} на валу ветрогенератора от

величины относительного эксцентриситета $\varepsilon = e/R$ при различных скоростях набегающего потока V представлены на рис. 3, б. Кривыми 1–8 соединены точки с одинаковой величиной нагрузочного момента M . Максимумы на кривых, соответствующих указанным на рисунке скоростям набегающего потока, лежат практически на одной линии P_{opt} , которая показывает, какой надо установить величину эксцентриситета, чтобы получить максимум мощности при данной скорости ветрового потока.

Полученные нами характеристики трехлопастного ветроротора с механизмом управления лопастями можно сравнить с характеристиками близкого ему по геометрическим размерам двухлопастного ветроротора с жестко закрепленными лопастями со следующими геометрическими размерами: $l_{\text{лоп}} = 2,55$ м, $b_{\text{лоп}} = 0,4$ м, рабочая площадь ротора $S = 7,65$ м². Испытания этого ветроротора проводились в конце 80-х годов как в аэродинамической трубе ЦАГИ, так и в натуральных условиях [10]. Расстояние от нижней кромки лопасти до поверхности земли составляло 2,8 м. При скорости потока $V = 11$ м/с на таком ветророторе удалось получить 65 Вт с квадратного метра рабочего сечения в аэродинамической трубе и 85 Вт — в натуральных условиях. Соответствующий показатель для нашего ветроротора в аэродинамической трубе составил 170 Вт, т. е. в 2,5 раза больше. При скорости потока $V = 13$ м/с мы получили 300 Вт с 1 м² рабочего сечения ветроротора. Это позволяет ожидать при скорости ветра $V = 11$ м/с получение более 200 Вт с площади 1 м² при натуральных испытаниях.

Результаты расчета коэффициента средней продольной ветровой нагрузки на валу ветроротора $Cx_{\text{ср}}$ (при скорости потока $V = 11$ м/с) при различных величинах нагрузочного момента M дали такую зависимость $Cx_{\text{ср}}(\varepsilon)$, вид которой подобен зависимости $Cx_{\text{ср}}(\varepsilon)$, представленной на рис. 1, б, и в то же время отличен от нее. Оказалось, что величина коэффициента $Cx_{\text{ср}}$ имеет максимум, равный 1,3 также при величине относительного эксцентриситета $\varepsilon = 0$, все экспериментальные точки достаточно кучно лежат на одной кривой, которую можно описать уравнением второго порядка, но минимум величины коэффициента $Cx_{\text{ср}}$, равный примерно 0,2...0,1, находится в диапазоне значений $\varepsilon = 0,08...0,12$.

Таким образом, применение у ветророторов с вертикальной осью вращения очень простого в конструктивном и технологическом плане механизма управления лопастями ветроротора позволяет значительно снизить скорость самозапуска ветроротора, снизить величину ветровой нагрузки на вал ветроротора, значительно улучшить его рабочие характеристики и снизить стоимость энергии, производимой ветроустановкой. Это позволяет надеяться, что ветроустановки с роторами описанной конструкции будут весьма эффективными как в качестве недорогих генераторов энергии мощностью 10–20 кВт для индивидуальных хозяйств, так и в качестве насосных установок мощностью 20–50 кВт для добычи и перекачки нефти или воды.

1. Долженко Г. Вітер має працювати // Уряд. кур'єр. – 2007. – № 219. – С. 17.
2. Денисенко О. Г., Козловский Г. А., Федосенко Л. П., Осадчий А. И. Преобразование и использование ветровой энергии. – Киев: Техника, 1992. – 176 с.
3. Avallone E. A., Baumeister T. Standard Handbook for Mechanical Engineers. – New York: McGraw Hill, 1978. – 645 p.
4. Kayan V. P., Kochin V. A. Optimization of Wind Loads and Operating Characteristics of a Vertical Axis Wind Turbines with the Control Mechanism of Blades // Environmental effects on buildings, structures, materials and people. Lublin: University of Technology, 2007. – P. 229–240.
5. Пат. 58189А. Україна, МПК F03D 7/06. Ротор вітросилової установки / П. М. Бойко, В. М. Глушко, С. О. Довгий, В. П. Каян, В. М. Пархісенко, А. І. Циганюк. – Опубл. 15.07.2003, бюл. № 7.
6. Пат. № 16097. – на корисну модель. Україна, МПК F03D 3/00, F03D 7/06. Вітросилова установка / В. П. Каян, С. О. Довгий, П. М. Бойко, О. Г. Лебідь. – Опубл. 17.07.2006, бюл. № 7.

7. Довгий С. А., Каян В. П. Исследование гидроаэродинамики моделей ветророторов с вертикальной осью вращения // Прикл. гидромеханика. – Киев. – 2004. – **6**, № 3. – С. 76–80.
8. Гульий С. В., Еремеев И. Д., Крашаница Ю. А. и др. Аэродинамическая оптимизация масштабной модели вертикально-осевого ветродвигателя // Вісн. Донбаської ДАБА. Т. 1. Вплив вітру на будинки і споруди. – 2001. – **29**, № 4. – С. 149–153.
9. Dovy S., Kayan V., Kochin V. Experimental Researches of Characteristics of Windrotor Models with Vertical Axis of Rotation // Wind Energy. – Proceedings of the Euromech Colloquium. – Berlin: Springer, 2006. – P. 183–186.
10. Зубковський С. Л., Лятхер В. М., Федоров М. М., Цванг Л. Р. Взаимодействие ветрового потока с ветроэнергетической установкой // Изв. АН СССР Физика атмосферы и океана. – 1990. – **26**, № 9. – С. 899–905.

Институт гидромеханики НАН Украины, Киев

Поступило в редакцию 15.05.2008

УДК 539.3

© 2008

В. С. Зеленский, В. М. Быстров

Краевые эффекты в окрестности прямоугольной горной выработки, ослабленной трещиной

(Представлено академиком НАН Украины А. Н. Гузем)

Edge effects near a mountain development of rectangular cross-section which is weakened by a thin crack are considered, by using numerical methods.

Определение прочности горного массива в окрестности горной выработки относится к основным задачам горной механики, исследование которых осуществляется на основе информации о напряженно-деформированном состоянии в окрестности выработки. Актуальной при этом является задача определения зоны краевых эффектов вблизи горной выработки [2–4].

В настоящей работе рассматривается плоская задача определения зоны краевых эффектов в окрестности прямоугольной горизонтальной горной выработки глубокого залегания, пересекаемой тонкой заполненной геологической трещиной симметричной оси Ox_1 (рис. 1). Из условия геометрической и силовой симметрии относительно осей Ox_i определяется расчетная область Ω (рис. 1). На рис. 1 обозначено: $2m_i$ — размеры сторон горной выработки; $2n$ — толщина геологической трещины; $n + l_1, l_2$ — размеры горного массива соответственно в направлении осей Ox_1, Ox_2 . Величины l_1, l_2 определяются таким образом, что дальнейшее их увеличение не приводит к изменению напряженного состояния в рассматриваемой расчетной области, т. е. возмущением напряжений, вызываемых наличием выработки, можно пренебречь. При постановке рассматриваемой задачи учитывается гипотеза механики горных пород о пренебрежении весом горного массива по сравнению с горным давлением в объеме расчетной схемы [1]. Математической моделью для данной задачи являются уравнения линейной теории упругости, механической — модель однородной линейно упругой среды, т. е. горный массив и материал трещины моделируются линейно упругими изотропными телами, а для оценки зон краевых эффектов используется количественный