

14. Кучер Н.К., Заразовский М.Н. Оценка прочности слоистых эпоксикарбоволоконитов, армированных однонаправленными волокнами // Пробл. прочности. - 2006. - №6. – С. 95 -112.
15. Лехницкий С.Г. Теория упругости анизотропного тела. – М.: Наука, 1977. – 415 с.
16. Тарнопольский Ю.М., Кинцис Т.Я. Методы статических испытаний армированных пластиков. - М. : Химия, 1981. – 272 с.
17. ДСТУ 2388-93. Методы определения температурного коэффициента линейного расширения композиционных материалов в трех взаимно ортогональных направлениях. Введен 1.01.1995 .
18. *Crastrо A.S., Kim R.Y.* On the determination of residual stresses in fiber reinforced thermoset composites // Journal of Reinforced Plastics and Composites. – 1993. – 12. – N 5. – P. 545–558.

УДК 621-22

**А.П. Губарев, д-р техн.наук, О.С. Ганпанцурова, В.В. Шульга, Е.Б. Чикова**  
**НТУ Украины «Киевский политехнический институт», г.Киев, Украина**

### **ОСОБЕННОСТИ СТАБИЛИЗАЦИИ РАСХОДА В СИСТЕМЕ ОТБОРА МОЩНОСТИ ОТ ВЕТРОДВИГАТЕЛЯ**

---

*Розглянуто вплив швидкості повітряного потоку та температури робочої рідини на стабільність витрати в гідросистемі відбору потужності вітродвигуна.*

*Influence of an air stream speed and temperature of a working liquid on stability of the expense in hydrosystem of a picking out of power from wind turbine is considered.*

---

Вопрос стабильной работы элементов гидропривода является актуальным для многих практических задач. Так, к примеру, в современных станках и гибких производственных системах с высокой степенью автоматизации требуется реализация плавности движения рабочего органа и стабильности скорости. Одним из вариантов решения этой задачи является применение регулятора потока [1], с помощью которого обеспечивается постоянная скорость путем поддержания стабильного расхода жидкости. Дестабилизирующим фактором является переменная нагрузка на рабочем органе. Однако существуют и такие задачи, при которых нагрузка постоянная, а существенно изменяются показатели подводимой мощности. Примером такой системы является гидропривод отбора мощности ветродвигателя [2]. Сравнивая показатели эффективности этих систем, можно сделать вывод, что для станочного гидропривода стабильность расхода связана с режимами обработки деталей и допустимое отклонение составляет 2–5%. В ветродвигателе определяющим условием является обеспечение частоты вырабатываемого генератором постоянного тока 50 Гц с точностью  $\pm 0,5$  Гц. В этом случае отклонения расхода жидкости не должны превышать одного процента. То есть необходимо обеспечить высокую точность расхода в условиях эксплуатации ветродвигателя. Рассматриваемая задача в гидроприводе ветродвигателя сводится к двум вопросам, а именно стабилизации расхода с погрешностью  $\pm 1\%$  при изменении

скорости ветра (входной мощности) и при изменении температуры рабочей жидкости.

На основании анализа литературных источников невозможно точно сказать сможет ли выбранный по каталогу аппарат обеспечить необходимую точность в требуемых условиях эксплуатации [3]. Исходя из этого, актуальной становится задача исследований влияния температуры рабочей жидкости и скорости воздушного потока на погрешность работы регулятора потока.

Целью предлагаемого исследования является поиск путей стабилизации расхода в гидроприводе отбора мощности ветродвигателя с учетом изменений скорости воздушного потока и температуры окружающей среды.

Для решения поставленной задачи предлагается выполнить моделирование работы гидропривода ветроагрегата, а именно – исследовать влияние скорости воздушного потока и температуры окружающей среды на стабильность числа оборотов гидромотора, приводящего в движение электрогенератор.

**Имитация изменения скорости.** Определим исходные данные моделирования переменной скорости в соответствии со схемой отбора мощности от воздушного потока (рис.1.). Исходные характеристики задает воздушный поток, для описания которого

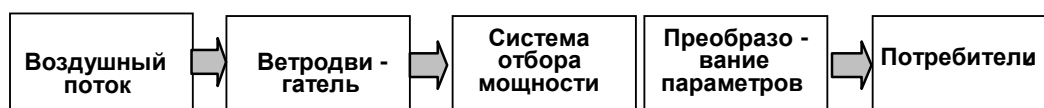


Рис.1. Цепь преобразования энергии ветра

воспользуемся данными кадастра Украины и зависимостями, определяющими мощность быстроходного ветроагрегата от скорости [4]:

$$N = \xi \cdot \rho \cdot U^3 \cdot \pi \cdot \frac{R^2}{2} \quad (1)$$

где  $\xi$  – коэффициент использования энергии ветра, ( $\xi = 0,3 \dots 0,593$ );  $\rho$  – плотность воздуха;  $U$  – скорость воздушного потока;  $R$  – радиус колеса.

В соответствии с (1) мощность, воспринимаемая ветроколесом, пропорциональна скорости набегающего потока в третьей степени. С учетом аэродинамических характеристик профиля ветроколеса и коэффициента быстроходности, угловая скорость ветроколеса пропорциональна скорости потока в первой степени:

$$\omega = \frac{z \cdot U}{R} = K_{\omega} \cdot U, \quad (2)$$

где  $z$  – коэффициент быстроходности ветроколеса;  $K_{\omega} = z/R$ .

Крутящий момент, развиваемый ветроколесом, пропорционален аэродинамической силе, которую задают подъемная сила и сила лобового сопротивления аэродинамического профиля, находящиеся в квадратичной зависимости от скорости набегающего потока [5]:

$$\begin{cases} F_y = \frac{\rho}{2} \cdot U_\alpha^2 \cdot \Delta S_\Lambda \cdot C = K_{F_y} \cdot U^2 \\ F_x = \frac{\rho}{2} \cdot U_\alpha^2 \cdot \Delta S_\Lambda \cdot C_x = K_{F_x} \cdot U^2 \end{cases} \quad (3)$$

$$M = N \cdot r_n \cdot [F_x \cdot \sin(\varphi + \alpha) - F_y \cdot \cos(\varphi + \alpha)] = K_M \cdot U^2,$$

где  $\varphi$  – угол наклона профиля к оси вращения,  $\alpha$  – угол атаки,  $N$  – число лопастей,  $r_n$  – удаление от оси вращения центра парусности лопасти.

В свою очередь скорость набегающего на профиль потока задается скоростью воздушного потока и коэффициентом быстроходности. Таким образом, на втором элементе цепочки (ветродвигатель) происходит преобразование мощности воздушного потока, задаваемое скоростью и плотностью воздуха, в выходную мощность ветроколеса, выражающуюся в скорости вращения вала и крутящем моменте. С учетом зависимостей (1)...(3) получаем, что кубическая функция мощности (1) распределяется между компонентами выходной мощности в соответствии с (2) и (3):

$$N \rightarrow M \cdot \omega \rightarrow K_M \cdot U^2 \cdot K_\omega \cdot U. \quad (4)$$

Следующим элементом цепочки преобразования мощности является насосный агрегат. Момент и угловая скорость на ветродвигателе приводят в движение вал гидронасоса. Как видно из зависимости (4), мощность на входе насоса пропорциональна скорости ветра в третьей степени. На выходе насосного агрегата мощность выражается произведением давления  $p$  и расхода  $Q$ . Расход на выходе гидронасоса линейно зависит от количества оборотов приводного вала, которое пропорционально скорости ветра:

$$Q = q \cdot n = q \cdot \frac{\omega}{2\pi} \rightarrow K_Q \cdot U. \quad (5)$$

Давление, создаваемое насосом, определяется крутящим моментом, пропорциональным квадрату скорости воздушного потока:

$$p = \frac{M}{s \cdot r} = \frac{K_M \cdot U^2}{s \cdot r} = K_p \cdot U^2. \quad (6)$$

Таким образом, в насосном агрегате происходит перераспределение мощности на приращение расхода и давления:

$$N = p \cdot Q \rightarrow K_p \cdot U^2 \cdot K_Q \cdot U. \quad (7)$$

На четвертом элементе (преобразование параметров) мощность гидравлического потока согласуется с мощностью приводного вала электрогенератора. Для этой цели чаще всего применяют генератор переменного тока, мощность которого величина постоянная и может быть определена зависимостью  $N = M \cdot n$ . Отсюда следует, что число оборотов на валу генератора должно быть постоянным, а следовательно постоянными должны быть обороты гидромотора (расход жидкости).

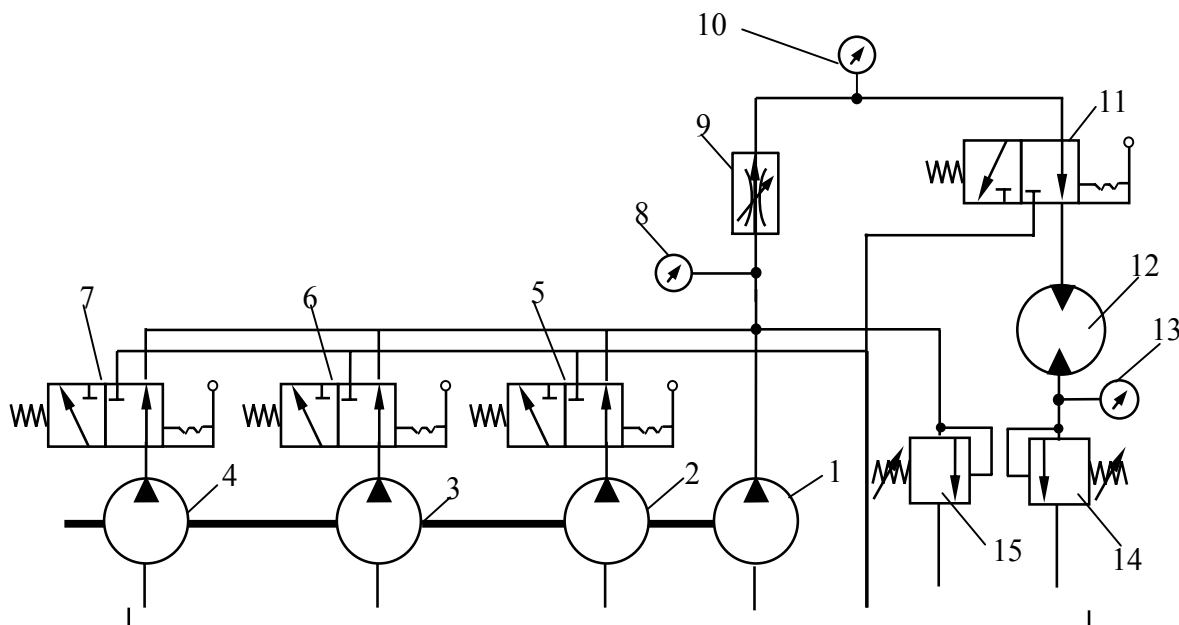


Рис. 2. Принципиальная схема гидросистемы для имитации изменения скорости ветра: 1 – 4 – насосный агрегат, 5 – 7 – клапаны ступенчатого подключения насосов, 8, 10, 13 – манометры, 9 – регулятор потока, 11 – клапан включения гидромотора, 12 – гидромотор, 14 – нагрузочный клапан давления, 15 – клапан давления системы

С целью определения точности работы регулятора потока была собрана экспериментальная установка (рис.2). В качестве имитаторов изменения скорости воздушного потока были применены четыре гидронасоса, которые соединены между собой по параллельной схеме. Такое подключение обеспечивает четыре уровня значений расхода жидкости в системе, которые условно соответствуют четырем значениям скорости воздушного потока: 3, 6, 9 и 12 м/с.

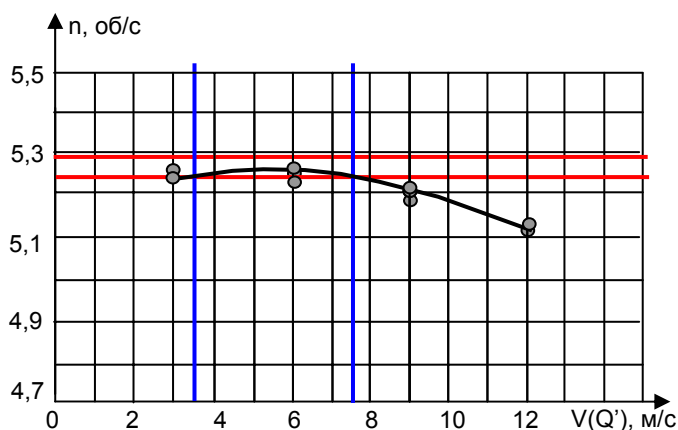


Рис. 3. Зависимость числа оборотов гидромотора от скорости воздушного потока

Необходимо также учесть, что давление жидкости на входе в гидромотор должно быть неизменным в независимости от числа одновременно работающих насосов (увеличении расхода в системе). Для обеспечения постоянства давления в системе предусмотрен клапан давления 15, настроенный на расчетное значение. Клапан давления 14 имитирует нагрузку от генератора переменной мощности.

На основании экспериментальных данных была построена зависимость числа оборотов гидромотора от изменения скорости воздушного потока (рис.3). Проанализировав график, можно сказать, что регулятор потока обеспечивает требуемую точность только на небольшом участке диапазона изменения скорости воздушного потока (в нашем случае, от 3,5 до 7,5 м/с).

**Имитация изменения температуры.** Задачей эксперимента является определение погрешности работы регулятора потока при изменении температуры рабочей жидкости. Исследуемый диапазон температур выбран с учетом следующих факторов: а) температура воздуха в течение года изменяется в пределах  $(-20...+35)^{\circ}\text{C}$ ; б) при работе ветродвигателя происходит нагревание рабочей жидкости за счет дросселирования и гидравлического трения.

Предварительные эксперименты показали, что температура рабочей жидкости при длительной работе с расчетным расходом повышается на  $(30...35)^{\circ}\text{C}$ , на основании чего выбран диапазон от  $+20$  до  $+70^{\circ}\text{C}$ .

Для выяснения механизма влияния температуры на точность регулирования, были рассмотрены регулируемый дроссель и клапан разности давлений (рис. 4). Открытие клапана давления определяется уравнением равновесия действующих на него сил:

$$p_2 \cdot S_{1\text{кл}} - p_3 \cdot S_{2\text{кл}} + F_{\text{пр}} = (p_2 - p_3) \cdot S + (h_{\text{кл}} + h_o) \cdot C = 0, \quad (8)$$

где  $p_2$  и  $p_3$  – давления под торцами клапана,  $S_{1\text{кл}}$  и  $S_{2\text{кл}}$  – площади торцевых поверхностей клапана (практически одинаковы);  $F_{\text{пр}}$  - усилие пружины,  $h_{\text{кл}}$  - смещение клапана,  $h_o$  – начальное поджатие пружины,  $C$  - коэффициент жесткости пружины.

С другой стороны перепад давления  $\Delta p_{\text{др}} = (p_2 - p_3)$  определяется потерями давления на регулируемом дросселе, которые состоят из суммы потерь давления на местном сопротивлении и потерь по длине в каналах дросселя:

$$\Delta p_{\text{др}} = \Delta p_{\zeta} + \Delta p_L = \gamma \zeta \frac{V^2}{2g} + \frac{32\nu l V}{gd^2}, \quad (9)$$

где  $\zeta$  - коэффициент местного сопротивления;  $V$  - средняя скорость жидкости;  $\gamma$  - удельный вес жидкости;  $l$  - длина канала;  $d$  – диаметр канала;  $\nu$  - коэффициент кинематической вязкости.

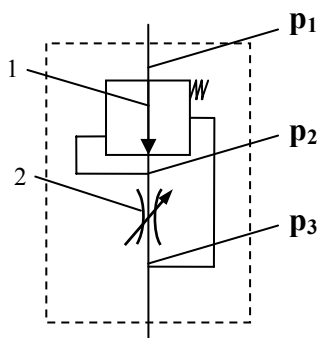


Рис. 4. Схема регулятора потока: 1 – клапан разности давлений; 2 – регулируемый дроссель

Таким образом, приращение температуры жидкости вызывает изменение вязкости, далее, в регулируемом дросселе изменение вязкости приводит к приращению коэффициента сопротивления, которое вызывает изменение перепада давлений и нарушает баланс сил на клапане. Отклонение положения клапана  $h_{\text{кл}}$  изменяет площадь проходного сечения  $2\pi r_{\text{кл}} h_{\text{кл}}$ , что сопровождается пропорциональным приращением расхода  $Q_{\text{кл}}$  через клапан, то есть к температурной погрешности регулятора:

$$Q_{\text{кл}} = \mu_{\text{кл}} 2\pi r_{\text{кл}} * h_{\text{кл}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}. \quad (10)$$

Как показал эксперимент, отклонения расхода, вызванные изменением

температуры в соответствии с (8) и (9), имеют нелинейный характер (рис.6), и дополнительно зависят от величины подводимой мощности (разброс точек при фиксированной температуре). Эксперименты были проведены при постоянном давлении на выходе регулятора, то есть при практически постоянной нагрузке (рис. 5). Область, в которой аппроксимирующая кривая удовлетворяет требованию точности находится в диапазоне температур (+43...+56)°С (обозначена вертикальными линиями). Температурная погрешность регулятора потока в диапазоне (+20...+70) °С составляет (10±2)%, что не удовлетворяет требованиям к точности числа оборотов электрического генератора.

На основании (8) и (9), можно сделать вывод, что основной причиной отклонений является расходная характеристика дросселя, точнее - зависимость коэффициента расхода от температуры:

$$Q_{dp} = \mu_{dp}(t) f_{dp} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p_3)}. \quad (11)$$

Для проверки этого предположения была экспериментально определена зависимость коэффициента расхода регулируемого дросселя от температуры жидкости. В эксперименте было зафиксировано положение дросселя (открытие 50%) и поддерживалась постоянная величина перепада давлений (рис. 5). Изменение температуры обеспечивалось длительной работой системы (подключение контура дросселирования). При фиксированных значениях температуры определялось количество прошедшей жидкости за интервал времени, который был выбран так, что бы погрешность измерения расхода не превышала 2%.

Результаты эксперимента показывают, что коэффициент расхода дросселя в температурном интервале (+35...+75)°С изменяется от 0,56 до 0,65, то есть увеличивается на 13%. В соответствии с (11) при постоянном расходе через регулятор (что обусловлено требованиями электрогенератора) и повышении температуры от  $t_1$  до  $t_2$  потери давления на дросселе уменьшатся:

$$\Delta p_{dp}(t_2) = \Delta p_{dp}(t_1) \left( \frac{\mu(t_1)}{\mu(t_2)} \right)^2. \quad (12)$$

В температурном диапазоне (+35 ... +75)°С уменьшение перепада давления составит 25%. В соответствии с (8) клапан займет новое положение равновесия, которое будет определяться жесткостью пружины и измененным перепадом давления на регулируемом дросселе:

$$h_{кл}(t_2) = h_{кл}(t_1) + \Delta p(t_1) \frac{S}{C} \left( 1 - \left( \frac{\mu_{dp}(t_1)}{\mu_{dp}(t_2)} \right)^2 \right) \quad (13)$$

Таким образом, учитывая, что жесткость пружины, площадь торцевых поверхностей клапана и потери давления на дросселе при фиксированной температуре постоянны, можно сосредоточиться на изменении коэффициента расхода. При увеличении температуры последнее слагаемое отрицательное, то есть проходное

сечение клапана будет уменьшено. Но поскольку клапан также как и дроссель характеризуется коэффициентом расхода, то при увеличении температуры, по аналогии с рис. 7, коэффициент расхода клапана возрастет. В результате новое значение расхода

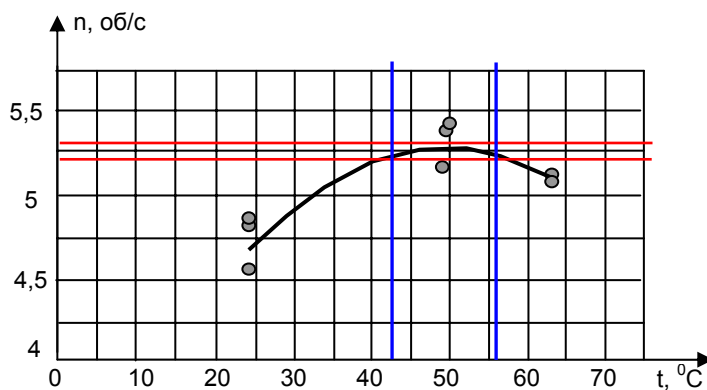


Рис. 6. Зависимость числа оборотов гидромотора от температуры рабочей жидкости

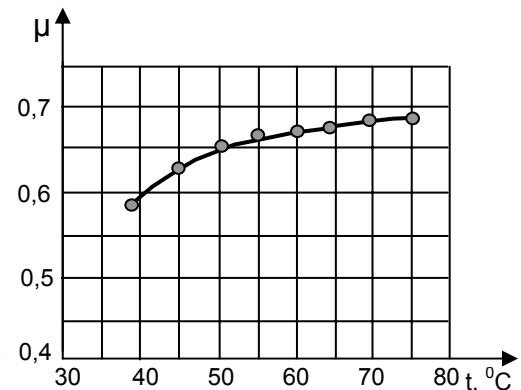


Рис. 7. Зависимость коэффициента расхода от температуры жидкости

через регулятор потока будет определяться суперпозицией закрытия клапана и увеличения коэффициента расхода, что обусловлено реологическими свойствами жидкости и гидравлическими характеристиками клапана и дросселя (рис.4). Таким образом, снижение температурной погрешности регулятора потока может быть обеспечено температурной коррекцией открытия клапана давления или температурной стабилизацией коэффициента расхода дросселя, особенно при температурах  $\leq +50^{\circ}\text{C}$ .

### Выводы

Точность работы регулятора потока, в режиме гидропривода отбора мощности от ветродвигателя, зависит от скорости воздушного потока и от температуры рабочей жидкости. Суммарная погрешность при изменении скорости потока (3...12) м/с и температуры (+35 ... +75) $^{\circ}\text{C}$  может достигать (10-13)%, в том числе при постоянной температуре (3-3,5)%, при постоянной скорости (12-13,5)%. Такая погрешность не удовлетворяет требованиям системы отбора мощности с электрогенератором переменного тока. Температурная стабилизация регулятора потока может быть обеспечена коррекцией расходной характеристики регулируемого дросселя или температурной компенсацией разности давлений на клапане.

### Список литературы

1. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика. Підручник./ В.О. Федорець, М.Н. Педченко, В.Б. Струтинський та ін.- К.: Вища шк., 1995.- 463с.
2. Система автоматичного керування вітроенергетичною установкою / О.М. Яхно, В.К. Буслов, В.С. Лысенко, Т.Г. Таурит. - В кн.: Вестник Национального технического университета «ХПИ» Серия Технология в машиностроении.- Харьков.: ХПИ, вып.129, часть 2, 2001, с. 236-240.
3. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справ.- М.: Машиностроение, 1988.- 512с.
4. Яхно О.М., Таурит Т.Г., Грабар И.Г, Ветроэнергетика: конструирование и расчет ВЭУ: Учебное пособие. – Житомир: ЖГТУ, 2002. – 255 с.
5. Перли С.Б. Ветронасосные и ветроэлектрические агрегаты.- Харьков: ДНВУ, 1938.- 266с.