

## ЭЛЕКТРОПРИВОДЫ НАСОСОВ, КОМПРЕССОРОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОМЕХАНИЗМОВ

А.Л. Андронов

Известно, что около 60 % всей потребляемой электрической энергии расходуется в различного рода электроприводах, при этом около 40 % электроэнергии, потребляемой электроприводами, относится к электроприводам насосов, компрессоров и вентиляторов различного назначения. Для этого оборудования одна из основных особенностей является зависимость статического момента сопротивления от частоты вращения двигателя.

Вид технологической характеристики гидро- или пневмосети, на которую работает турбомеханизм, значительным образом определяется и зависимость  $M_C = f(n)$ .

Технологическую характеристику турбомеханизма в общем случае можно описать уравнением напора, м [1]:

$$H = A_2 n^2 + B_2 n Q + C_2 Q^2,$$

где  $Q$  – подача (расход), м<sup>3</sup>/с;  $A_2, B_2, C_2$  – коэффициенты, зависящие от конкретного исполнения механизма.

Технологическую характеристику турбомеханизма для подачи воздуха описывается аналогичным уравнением, для этого случая необходимо учесть разность давлений на входе и выходе  $P_T$ , Па, в левой части.

Технологическую характеристику сети при работе турбомеханизма на сеть без противодействия ( $H_C = 0$ ) можно определить более простой формулой  $H = RQ^2$ .

Параметр рабочей точки  $Q_A = f(n)$  в  $H_A = f(n)$  определяются из выражений [2]:

$$Q = n \left( \frac{-B_2 + \sqrt{B_2^2 - 4A_2(R - C_2)}}{2(R - C_2)} \right); \quad (1)$$

$$H = n^2 \left( \frac{-\frac{B_2}{\sqrt{R}} + \sqrt{\frac{B_2^2}{R} + 4A_2(1 - \frac{C_2}{R})}}{2(1 - \frac{C_2}{R})} \right). \quad (2)$$

Как видно из формулы (1), подача турбомеханизма в случае работы на сеть, в которой отсутствует статическая составляющая напора, будет пропорциональна частоте вращения турбомеханизма:

$$\frac{Q_1}{Q_i} = \frac{n_1}{n_i} \quad \text{или}$$

$$Q = k_Q n.$$

Тогда из выражения (2) следует, что напор, который может развивать турбомеханизм, будет прямо пропорционален квадрату частоты вращения:

$$\frac{H_1}{H_i} = \frac{n_1^2}{n_i^2} \quad \text{или}$$

$$H = k_H n^2.$$

При этом полезная мощность, развиваемая турбомеханизмом, пропорциональна кубу частоты вращения:

$$\frac{P_{\text{пол}1}}{P_{\text{пол}i}} = \frac{n_1^3}{n_i^3} \quad \text{или}$$

$$P_{\text{пол}} = k_P n^3.$$

В случае работы на сеть без противодействия КПД турбомеханизма остается постоянным:

$$\eta_{\text{тм}} = \text{const.}$$

Технологическая характеристика пропорциональности имеет следующий вид:

$$H_i = \frac{H_1}{Q_1^2} Q_i^2 \quad \text{или}$$

$$H_i = R Q_i^2,$$

где  $H_1$  и  $Q_1$  – напор и подача для данной сети при номинальной частоте вращения турбомеханизма.

Эти величины показывают, как изменяются подача и напор при регулировании частоты вращения турбомеханизма и работе на сеть с постоянными параметрами. Технологические характеристики пропорциональности обязательно совпадают с характеристиками сети. Поскольку характеристики пропорциональности являются также кривыми равных КПД, то это обстоятельство можно использовать для определения КПД и мощности на валу турбомеханизма, когда механизм работает с отличной от номинальной частотой вращения.

Этот метод определения КПД турбомеханизма при работе с частотой вращения, отличной от номинальной, можно использовать во всех случаях независимо от вида характеристики сети, так как КПД механизма определяется только соотношением  $Q = f(H)$  и частотой вращения [3, 4, 5].

Так как полезная мощность турбомеханизма пропорциональна кубу частоты вращения, а КПД его неизменен, то и подводимая к турбомеханизму мощность пропорциональна кубу частоты вращения:

$$\frac{P_{\text{мех}1}}{P_{\text{мех}i}} = \frac{n_1^3}{n_i^3} \quad \text{или}$$

$$P_{\text{мех}} = k_P n^3.$$

Следовательно, момент аэродинамического сопротивления турбомеханизма пропорционален квадрату частоты вращения:

$$\frac{M_1}{M_i} = \frac{n_1^2}{n_i^2} \text{ или}$$

$$M = k_M n^2.$$

Формулы приведения действительны только для случая, когда турбомеханизм работает на сеть не имеющей статической составляющей напора.

Для этого случая момент сопротивления турбомеханизма, приведенный к валу двигателя, имеет следующий вид:

$$M = M_{тр} + k_M n^2.$$

Момент сопротивления турбомеханизма складывается из момента аэродинамического (или гидравлического) сопротивления, и момента, обусловленного механическими сопротивлениями (трением в подшипниках, редукторе и т.д.). Момент трения  $M_{тр}$  для большинства турбомеханизмов не превышает 5 % номинального момента. С учетом этого механическая характеристика турбомеханизма в относительных единицах имеет вид:

$$\frac{M}{M_{ном}} = 0,05 + 0,95 \frac{n^2}{n_{ном}^2}.$$

Технологическая характеристика сети определяется формулой

$$H = H_c + RQ^2.$$

Рабочие точки  $B_1 - B_4$  находятся как точки пересечения (рис. 1) характеристики сети с характеристиками механизма, соответствующим различным частотам вращения. Рабочая область регулирования частоты вращения лежит в пределах от  $n_4$  до  $n_{ном}$ . Подача  $Q$  со снижением частоты вращения падает более интенсивно, чем это имело место при работе на сеть без статического напора (рис. 1); КПД турбомеханизма в этом случае не остается постоянным, а несколько снижается по мере уменьшения частоты вращения.

Зависимость между подачей, напором и частотой вращения определяется выражением [6]:

$$Q = \frac{B_2 n - \sqrt{B_2^2 n^2 + 4(R - C_2)(A_2^2 n^2 - H)}}{2(R - C_2)}. \quad (3)$$

При  $H_c = H_0$  подача  $Q = 0$ .

Зависимость момента сопротивления на валу турбомеханизма от частоты вращения имеет вид:

$$M = M_{тр} + f(n).$$

Из-за сложности выражений для  $Q$  и  $H$ , а также вследствие того, что КПД турбомеханизма не остается постоянным при регулировании частоты вращения, не удастся получить достаточно простую аналитическую зависимость мощности и момента на валу от скорости при работе турбомеханизма на сеть со статическим напором.

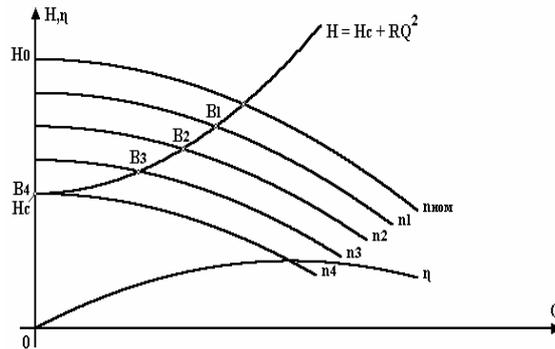


Рисунок 1 – Зависимость напора ( $H$ ) и кпд ( $\eta$ ) от подачи ( $Q$ ) при работе турбомеханизма на сеть со статической составляющей напора ( $n_{ном} > n_1 > n_2 > n_3 > n_4$ )

Для этого случая можно пользоваться графоаналитическим методом, при этом точность расчетов заметно снижается.

В технической литературе по электроприводу турбомашин обычно называют механизмами с вентиляторным характером нагрузки [8]. Это определение не вполне правильно распространять на все турбомеханизмы. Если для вентиляторов характерна квадратичная зависимость момента от скорости [8], то для других турбомеханизмов, работающих на противодавление, эта зависимость оказывается более сложной. Поэтому под вентиляторной характеристикой нагрузки применительно ко всем турбомеханизмам следует понимать некоторую характеристику, особенностью которой является существенное снижение момента сопротивления по мере уменьшения частоты вращения.

Приближенную аналитическую зависимость момента сопротивления на валу турбомеханизма от частоты вращения, соответствующую физическим принципам его работы, можно получить, используя характеристики турбомеханизмов  $H = f(Q)$  и  $P_{мех} = f(Q)$  [7].

С достаточной степенью точности в пределах рабочей зоны напорная характеристика турбомеханизма  $H = f(Q)$  может быть представлена параболой вида:

$$H = H_0 \frac{n^2}{n_{ном}^2} - C_4 Q^2. \quad (4)$$

Зависимость мощности на валу от расхода можно аппроксимировать прямой линией.

$$P_{мех} = P_0 \frac{n^3}{n_{ном}^3} + A_4 Q \frac{n^2}{n_{ном}^2}.$$

Коэффициенты  $C_4$  и  $A_4$  определяются по номинальным данным турбомеханизма:

## ЭЛЕКТРОПРИВОДЫ НАСОСОВ, КОМПРЕССОРОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОМЕХАНИЗМОВ

$$C_4 = \frac{H_0 - H_{НОМ}}{Q_{НОМ}^2}, A_4 = \frac{P_{мех.НОМ} - P_0}{Q_{НОМ}}$$

В этих формулах  $H_0$  и  $P_0$  – напор и мощность на валу турбомеханизма, соответствующие  $Q = 0$  (закрытой задвижке) и  $n = n_{НОМ}$ ,  $H_{НОМ}$ ,  $Q_{НОМ}$ ,  $P_{НОМ}$ ,  $n_{НОМ}$  – номинальные напор, подача, мощность на валу и частота вращения турбомеханизма.

Рабочий режим турбомеханизма определяется характеристикой турбомеханизма и характеристикой сети:

$$Q = \sqrt{\frac{H_0 \frac{n^2}{n_{НОМ}^2} - H_c}{R + C_4}},$$

$$P_{мех} = P_0 \frac{n^3}{n_{НОМ}^3} + A_4 \cdot \frac{n^2}{n_{НОМ}^2} \cdot \sqrt{\frac{H_0 \frac{n^2}{n_{НОМ}^2} - H_c}{R + C_4}}$$

Момент:

$$M = \frac{9560P_0}{n_{НОМ}} \frac{n^2}{n_{НОМ}^2} + \frac{9560A_4}{n_{НОМ}} \frac{n}{n_{НОМ}}$$

$$\cdot \sqrt{\frac{H_0 \frac{n^2}{n_{НОМ}^2} - H_c}{R + C_4}},$$

$$M = M_0 \frac{n^2}{n_{НОМ}^2} + (M_{НОМ} - M_0) \frac{n}{n_{НОМ}}$$

$$\sqrt{\frac{H_0 \frac{n^2}{n_{НОМ}^2} - H_c}{RQ_{НОМ}^2 + H_0 - H_{НОМ}}}, \quad (5)$$

где  $M_0 = 9560 \frac{P_0}{n_{НОМ}}$ ;  $M_{НОМ} = 9560 \frac{P_{мех.НОМ}}{n_{НОМ}}$ .

Приняв  $H_c$  равным нулю, из (5) получим уравнение обычной вентиляторной характеристики.

Если предварительно определить минимальную частоту вращения в рабочем диапазоне, то уравнение (5) можно представить в виде:

$$M = M_0 \frac{n^2}{n_{НОМ}^2} + (M_{НОМ} - M_0) \frac{n}{n_{НОМ}}$$

$$\sqrt{\frac{\frac{n^2}{n_{НОМ}^2} - \frac{n_{мин}^2}{n_{НОМ}^2}}{1 - \frac{H_{НОМ}}{H_0} + \frac{RQ^2}{H_0}}}$$

Во многих случаях для облегчения условий пуска турбомеханизмов принимаются меры по его разгрузке. Для мощных вентиляторов, например, полностью закрывают направляющий аппарат, для турбокомпрессоров разгрузка производится соединением полости нагнетания компрессора с атмосферой либо с полостью всасывания. Однако и разгруженная турбомашинна обладает значительным аэродинамическим сопротивлением, вследствие чего момент на валу турбомеха-

низма при разгрузке составляет при номинальной скорости около 40 % номинального.

Начальный момент, развиваемый приводом  $M_{нач}$  при угловой частоте вращения, равной нулю, должен превышать момент трогания турбомеханизма из состояния покоя  $M_{тр}$ , который существенно больше  $M_{тр}$  при вращении турбомеханизма. По данным [9] момент трогания для вентиляторов не превышает 115 – 120 %  $M_{тр}$ . При расчетах пусковых характеристик привода не рекомендуется начальный момент  $M_{нач}$  принимать меньшим, чем 25 % номинального статического момента сопротивления турбомеханизма.

Насосы обычно пускаются в ход при закрытой задвижке, т.е. во время пуска  $Q = 0$ . Такой способ пуска в большинстве случаев вызван желанием исключить удары и пульсации давления в гидравлической сети. Пуск при закрытой задвижке, как правило, облегчает и условия работы приводного двигателя.

Энергия, подводимая к турбомеханизму при закрытой задвижке, расходуется на перемешивание жидкости.

Поскольку напор, развиваемый насосом, и в этом случае пропорционален квадрату частоты вращения, а подача равна нулю, то определить механическую характеристику турбомеханизма можно, пользуясь формулами подобия. Зависимость момента от частоты вращения при закрытой задвижке:

$$M = M_{тр} + M_0 \frac{n^2}{n_{НОМ}^2},$$

где  $M_0$  – момент сопротивления при работе турбомеханизма с номинальной частотой вращения на закрытую задвижку.

Значение  $M_0$  зависит от конструкции турбомашин. Конструктивные особенности насосов характеризуются так называемым коэффициентом быстроходности  $n_s$ , определяемым по формуле

$$n_s = \frac{3,65n_{НОМ}\sqrt{Q_{НОМ}}}{H_{НОМ}^{0,75}}$$

На рис. 2 построены характеристики  $P_{мех} = f(Q)$  насосов с различными коэффициентами быстроходности. Как видно из этого графика, для большинства насосов  $P_0$ , а следовательно, и момент  $M_0$  меньше 50 % номинального. Поэтому пуск двигателей этих турбомеханизмов при закрытой задвижке облегчается. Только некоторые насосы пропеллерного типа с крутопадающими характеристиками имеют более высокие значения  $P_0$ .

Турбокомпрессоры при работе с закрытой задвижкой вследствие малой плотности нагнетаемого вещества потребляют меньшую

мощность  $P_0$ . Момент для турбокомпрессоров можно считать не превышающим 40 % номинального.

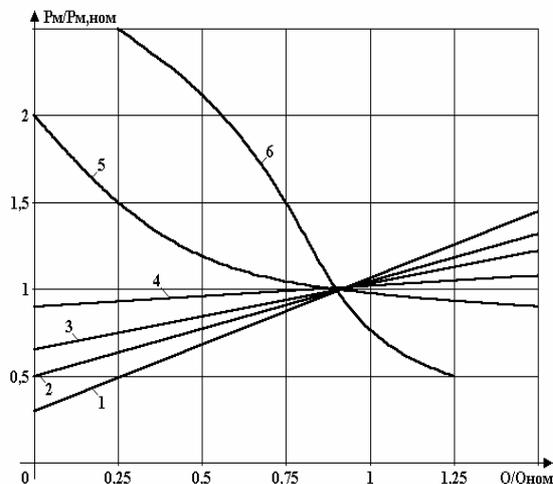


Рисунок 2 – Зависимость полезной мощности от производительности насосов различного типа: 1 –  $n_s = 65$  (двусторонний вход); 2 –  $n_s = 160$ ; 3 –  $n_s = 210$ ; 4 –  $n_s = 280$ ; 5 –  $n_s = 400$ ; 6 –  $n_s = 650$ .

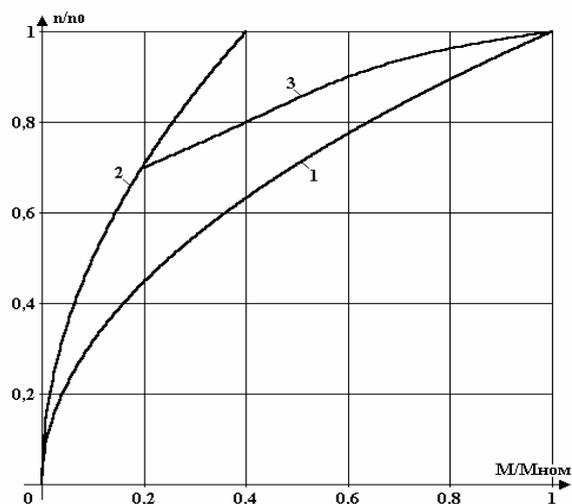


Рисунок 3 – Пусковые характеристики турбомеханизмов при работе на сеть без противодействия с открытой (1) и закрытой (2) задвижками, с противодействием и открытой задвижкой (3)

В случае работы насоса с открытой задвижкой при малых частотах вращения на сеть, характеристика которой имеет статиче-

скую составляющую напора, насос соединяется с сетью через обратный клапан, который удерживает столб жидкости, пока насос установлен. При включении насоса последний по мере увеличения частоты вращения развивает все больший напор, однако обратный клапан будет закрыт до тех пор, пока напор насоса не станет равным  $H_c$ .

Это произойдет, когда частота вращения достигнет значения:

$$n_{\min} = n_{\text{ном}} \sqrt{\frac{H_c}{H_0}}$$

При  $n < n_{\min}$  насос будет работать так же, как и при закрытой задвижке. Выше  $n_{\min}$  обратный клапан откроется, и насос будет работать на сеть с расходом и напором, определяемыми (3) и (4). На рис. 3 представлены три возможных типа характеристик турбомеханизмов при пуске.

Таким образом, для эффективной работы механизмов необходимо регулировать частоту вращения, что в соответствии с современным направлением развития в этой области вызывает необходимость использования частотно-регулируемого электропривода. Это позволит не только значительно улучшить работу электропривода, но и снизить энергозатраты на технологический процесс.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Браславский И.Я., Зюзев А.М., Трусов Н.П. Сравнительный анализ способов регулирования подачи центробежных насосов // Электротехническая промышленность. Сер. Электропривод. 1983. Вып. 2 (112).
2. Зайцев С.Г. Проблемы оценки экономической эффективности внедрения регулируемого электропривода в современной энергетике России / Промышленная энергетика. - 2000. №10.
3. Ключев В.В. Теория электропривода. - М.: Энергоатомиздат, 2001.
4. Браславский И.Я. О возможностях энергосбережения при использовании регулируемых асинхронных электроприводов // Электротехника. - 1998. - №8.
5. Барац Е.И., Браславский И.Я., Ишматов З.Ш. Опыт внедрения частотно-регулируемых асинхронных электроприводов на турбомеханизмах // Сборник тезисов докладов "Межрегиональная научно-практическая конференция по применению энергосберегающего частотно-регулируемого электропривода во всех отраслях производства и в коммунальном хозяйстве". Новоуральск. 22-25 января 2002 г.