

УДК 622.232-82

ОГРАНИЧИТЕЛЬ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ДЛЯ ПРИВОДНЫХ РАДИАЛЬНЫХ ТУРБОДВИГАТЕЛЕЙ ГОРНЫХ МАШИН

Б.С.МАХОВИКОВ, С.Г.ЗАРИШКИЙ

Исследования работы радиальных гидротурбинных двигателей в шахтной водонапорной сети [2] показывают, что характеристика сети $p = p(Q)$, приведенная к входному патрубку турбодвигателя, достаточно близко аппроксимируется квадратичной параболой вида

$$p = p^* - S Q^2, \quad (I)$$

где p^* - давление в сети при расходе воды $Q = 0$; S - постоянная величина.

При такой характеристике сети давление воды на входе в турбодвигатель зависит от нагрузки на его валу, причем с уменьшением нагрузки давление возрастает. Настройку шахтной сети обычно производят таким образом, чтобы она обеспечивала номинальное давление p_0 на входном патрубке турбодвигателя в оптимальном режиме его работы, что достигается за счет частичного дросселирования потока при помощи задвижки или диафрагменного дросселя.

Значительное превышение давления воды на входе в турбодвигатель при сбросах нагрузки над номинальным приводит к увеличению разгонной частоты вращения, которая может достигнуть 5000 об/мин, в то время как при постоянном давлении p_0 она обычно не превышает 3000 об/мин. Фактическое значение разгонной частоты вращения радиального турбодвигателя при работе его в шахтной сети и возникающая в период разгона осевая сила, с учетом значительных нагрузок в оптимальном режиме (при мощности турбодвигателя 100 кВт и более), затрудняют выбор подшипников для турбодвигателя с требуемым коэффициентом работоспособности и являются основной причиной низкой его надежности.

Таким образом, одним из путей повышения надежности приводных радиальных турбодвигателей горных машин является оснащение их устройствами, ограничивающими частоту вращения при сбросах нагрузки.

Большой опыт создания противоразгонных систем применительно к гидравлическим турбинам накоплен в энергетическом гидротурбостроении. Все известные противоразгонные системы могут быть разделены на три основных типа: 1) воздействующие на турбину в целом в виде пассивной нагрузки на ее валу; 2) изменяющие геометрию проточной части турбины; 3) воздействующие на поток до или после турбины.

К первому типу относятся разного рода тормозные устройства, эффективно работающие короткие промежутки времени, достаточные для последующего перекрытия потока и остановки агрегата, но не приемлемые для длительного гашения больших мощностей из-за трудностей теплоотвода. К системам второго типа принадлежат устройства для изменения углов установки лопастей рабочего колеса или направляющего аппарата, выбросные лопасти в корпусе рабочего колеса, а также дефлекторы для отклонения струи в активных турбинах. Воздействие на поток может быть обеспечено устройствами дросселирования, сбрасывающими клапанами для отвода потока или части его от агрегата, а также быстропадающими затворами или другими устройствами для прерывания потока. Многие из перечисленных систем предназначены для быстрой остановки турбины, так как разгон энергетического агрегата представляет собой аварийный режим его работы.

Одно из принципиальных функциональных отличий приводных турбин горных машин состоит в том, что режим сброса нагрузки в большинстве случаев не является аварийным, а входит составной частью в технологический цикл работы машины и потому обычно не регламентирован. Примером тому может служить срыв вывала угля из забоя, когда перекрытие потока недопустимо, а остановка турбодвигателя нежелательна, так как он всегда должен находиться в готовности к выполнению основных технологических функций. Кроме того, малые габариты турбодвигателей и значительная загрязненность технологической воды гидрошахт, содержащей до 100 г/л твердых частиц, практически исключают возможность изготовления их с изменяемой проточной частью.

Следовательно, наиболее перспективным направлением в создании ограничителей частоты вращения для радиальных турбодвигателей горных машин следует считать использование одного из возможных технических решений третьего типа противоразгонных систем. Ввиду невозможности глубокого дросселирования потока из-за указанной загрязненности рабочей жидкости, наиболее надежным является способ, основанный на отводе части потока от турбодвигателя через сбрасывающий клапан. При этом во избежание износа клапана необходимо исключить его длительную работу в режиме дросселирования, т.е. система управления клапаном должна обеспечивать его работу в положениях «Закрыто» или «Открыто». Открывать задвижку следует в момент сброса нагрузки, когда турбодвигатель начнет разгоняться и достигнет некоторой предельно допустимой частоты вращения. В положении «Открыто» гидравлическое сопротивление клапана и отводящего трубопровода должно быть достаточным для того, чтобы давление воды на входе в турбодвигатель понижалось до значения, при котором его разгонная частота вращения соответствует предельно допустимой. Во избежание впадения клапана в колебательный режим работы, его следует закрывать после того, как турбодвигатель окажется нагруженным и частота вращения станет значительно меньше предельно допустимой.

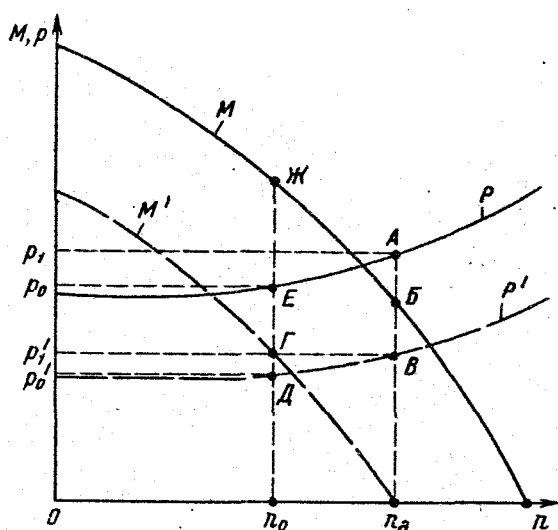


Рис.2. Механические характеристики работающего, в шахтной сети радиального турбодвигателя M и M' и изменение давления воды на входе в него p и p' соответственно при открытом и закрытом клапане ограничителя частоты вращения

Ограничитель частоты вращения работает следующим образом (рис.2). Пусть в положении, представленном на рис.1, клапан II закрыт и турбодвигатель развивает свою основную механическую характеристику M , работая в оптимальном режиме с частотой вращения n_0 . Этому режиму соответствует давление p_0 на входе в турбодвигатель, обозначенное на кривой p точкой E (рис.2). Ограничитель частоты вращения настраивается так, что примерно при этом давлении срабатывает реле давления 9,

перебрасывая в верхнее положение золотник 3. При этом магистраль, связывающая золотники 3 и 4, оказывается под давлением. В связи с тем, что обе полости гидроцилиндра 6 в этом случае находятся под давлением, поршень остается неподвижным и клапан II закрыт.

При сбрасывании нагрузки с вала турбодвигателя с ростом частоты вращения возрастает и давление воды на входе в него. В момент, когда оно станет равным p_1 (точка A на рис.2), а частота вращения достигнет допустимой величины $n_з$, срабатывает реле давления 10, перебрасывая в верхнее положение золотник 4. В верхнем положении золотников 3 и 4 поршень гидроцилиндра 6 поднимется, открывая клапан II. С открытием клапана II давление на входе в турбодвигатель снижается с p_1 до p'_1 , а момент на валу с величины, определяемой точкой B , до нуля (или до величины момента холостого хода привода). Требуемое понижение давления обеспечивается соответствующим выбором диаметра насадка 12.

С нагружением турбодвигателя его частота вращения и давление воды на входе начнут понижаться, а сам турбодвигатель будет развивать механическую характеристику M' . При этом сначала опускается поршень реле давления 10, а затем, когда давление снизится до величины p'_0 (точка D), опустится и поршень реле давления 9. Это повлечет за собой закрытие клапана II и переход турбодвигателя с характеристики M' на основную характеристику M .

Для расчета ограничителя частоты вращения турбодвигателя должны быть заданы приведенная характеристика сети $p = p(Q)$, а также механическая и расходная характеристики турбодвигателя при номинальном давлении воды. На

основе этих данных по известной методике [2] механическая характеристика турбодвигателя пересчитывается применительно к данной сети $p = p(Q)$ и определяется зависимость изменения давления воды на входе в турбодвигатель от частоты его вращения $p = p(n)$. Задавшись предельной частотой вращения турбодвигателя n_D , по характеристике $p = p(n)$ можно найти соответствующее ей давление воды p_1 , при котором должно начинаться движение вверх поршня реле давления IO и открытие клапана II.

Определив экспериментально или рассчитав величину момента холостого хода привода M_X , а также величины потерь момента в подшипниках и уплотнениях турбодвигателя $M_{пу}$ [2] и момента дискового трения $2M_{тр}$ [3], найдем величину момента на рабочем колесе турбодвигателя при частоте вращения его n_D :

$$M_{к.х} = M_X + M_{пу} + 2M_{тр}. \quad (2)$$

На основе величины $M_{к.х}$ в соответствии с методикой [2] вычислим расход воды Q_X в турбодвигателе при открытом клапане II по формуле

$$Q_X = \frac{\pi D_2^2 n_D}{120 c_b} + \sqrt{\frac{\pi^2 D_2^4 n_D^2}{14400 c_b^2} + \frac{2M_{к.х}}{c_b \rho}}, \quad (3)$$

где D_2 - выходной диаметр решетки лопастей рабочего колеса; c_b - конструктивный параметр,

$$c_b = \frac{1}{\pi b_1} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma_2} \right);$$

b_1 - высота лопаток рабочего колеса; α_1 - угол входа потока в рабочее колесо турбодвигателя; γ_2 - выходной угол лопасти колеса, т.е. угол между касательной к скелету лопасти на выходе и осью, направленной противоположно вектору окружной составляющей скорости.

При известных значениях Q_X и n_D вычисляется давление воды p'_1 , которое должно установиться на входе в турбодвигатель после сброса нагрузки и открытия клапана II, по выражению

$$p'_1 = \frac{1}{2} \left(\frac{K_F c}{F_0^2} Q_X^2 + \frac{\pi n_D}{30} L \rho Q_X + \frac{\pi^2 n_D^2}{3600} E \right), \quad (4)$$

где

$$K_F = F_0^2 \left(\frac{1}{F_{K_1}^2} + \frac{1}{F_3^2} + \frac{1}{F_4^2} \right);$$

$$c = 6,5 + 0,75 \cdot 10^{-6} \frac{n_s}{F_{K_1}^2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} - \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + 12^\circ)} \right)^2;$$

$$L = \frac{1}{\pi b_1} \left[\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma_2} \left(\frac{D_{сг}}{D_2} \right) \right] - 0,75 \cdot 10^{-6} n_s \frac{K_F}{\pi b_1 F_0^2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} - \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + 12^\circ)} \right);$$

$$E = 0,75 \cdot 10^{-6} n_s \frac{K_F}{F_0^2} D_1^2 - D_2^2 \left[1 + \left(\frac{D_c}{D_2} \right)^2 \right],$$

ρ - плотность воды; F_0 - площадь проходного сечения подводящего трубопровода; F_{K_1} - площадь потока на входе в рабочее колесо; F_3 - площадь спрямителя потока на выходе из рабочего колеса; F_4 - площадь подпорной

диафрагмы в отводящем трубопроводе турбодвигателя; n_s - удельная скорость турбодвигателя в оптимальном режиме его работы; D_1 - входной диаметр решетки лопастей рабочего колеса; $D_{ст}$ - диаметр ступицы колеса со стороны спрямителя потока.

С учетом давления p'_1 по приведенной характеристике сети $p-p(Q)$ определяется суммарный расход $Q_{\Sigma\chi}$ в системе после открытия клапана II. Вычтя из величины $Q_{\Sigma\chi}$ значение Q_χ , находим расход воды в отводящем трубопроводе ограничителя частоты вращения турбодвигателя Q_o и его гидравлическое сопротивление

$$a_{огр} = p'_1 / Q_o^2. \quad (5)$$

Отводящий трубопровод ограничителя частоты вращения включает собственно трубопровод со всеми местными сопротивлениями и гидравлическим сопротивлением $a_{т.огр}$ и сопло, поэтому требуемое гидравлическое сопротивление сопла должно быть равно

$$a_c = a_{огр} - a_{т.огр}.$$

По найденному значению a_c вычисляется выходной диаметр сопла

$$d_c = d_{т.огр} \sqrt[4]{\frac{8p(1+\xi_c)}{8p + \pi^2 d_{т.огр}^2 a_c}}, \quad (6)$$

где $d_{т.огр}$ - диаметр отводящего трубопровода; ξ_c - коэффициент сопротивления сопла, исходя из среднестатистической величины коэффициента расхода конических насадков $\mu = 0,96$, можно принять $\xi_c = 0,085$.

Подставив характеристику сети $p = p(Q)$ в виде обратной функции $Q = Q(p)$ и вычтя из нее характеристику отводящего трубопровода ограничителя частоты вращения, которая предварительно приводится к виду $Q\sqrt{\frac{p}{a_{огр}}}$ получаем приведенную характеристику сети $Q' = Q'(p')$ на входе в турбодвигатель при открытом клапане II в виде

$$Q' = Q(p) - \sqrt{\frac{p}{a_{огр}}}. \quad (7)$$

Решив уравнение (7) относительно p , получаем $p' = p'(Q)$. Эти действия удобно выполнять графически, так как исходная зависимость $p-p(Q)$ обычно задается графически.

Воспользовавшись найденной характеристикой источника $p' = p'(Q')$, питающего турбодвигатель, по методике [2] аналогично предыдущему определяем характеристики турбодвигателя $M' = M'(n)$ и $p' = p'(n)$. По характеристике $p' = p'(n)$ находим давление p'_0 , соответствующее оптимальной частоте вращения турбодвигателя n_0 , при котором должно происходить опускание поршня реле давления 9 и закрывание клапана II.

Задавшись значениями диаметров поршней D и штоков d реле давлений и приняв, что в качестве их уплотнительных элементов используются резиновые манжеты шириной соответственно b_y и b_{y1} , напомним уравнения равновесия поршней реле давлений с учетом действующих на них сил внутреннего трения [1]. Для случая начала движения поршня вверх уравнение равновесия имеет вид

$$\frac{\pi D^2}{4} p = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} P_M + f_P \pi D b_y (2P_{M_0} + p + P_M) + f_P \pi d b_{y1} (P_{M_0} + P_M), \quad (8)$$

где p - давление воды; P_M - давление масла в штоковых полостях реле давлений; P_{M_0} - монтажное давление манжетных уплотнений; f_P - коэффициент трения резины по стали.

Уравнение равновесия поршня для момента начала движения его вниз имеет вид

$$\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} P_M = \frac{\pi D^2}{4} p + f_P \pi D b_y (2P_{M_0} + p + P_M) + f_P \pi d b_{y1} (P_{M_0} + P_M) - R_{\text{пр}}, \quad (9)$$

где $R_{\text{пр}}$ - сила упругости возвратной пружины золотника в сжатом ее положении.

Подставив в уравнение (8) величину давления воды p_1 и решив его относительно P_M , находим давление масла P_{M_4} , на которое должен настраиваться редукционный клапан 8. Из уравнения (9) при значении давления воды

p'_0 аналогично определим давление масла P_{M_3} , на которое следует настраивать редукционный клапан 7. Уравнение (9) при подстановке в него величины P_{M_4} позволяет рассчитать давление воды, при котором начнется движение вниз поршня реле давления 10. Найденная величина должна быть не больше значения

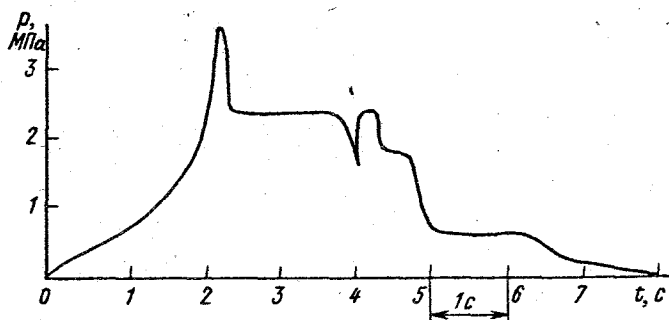


Рис.3. Осциллограмма переходных процессов в ограничителе частоты вращения при открытом и закрытом клапане

p'_1 , так как в противном случае ограничитель частоты вращения может впасть в колебательный режим работы. Если названное условие не соблюдается, то возникает необходимость в выборе других значений D и d .

Для проверки работоспособности предложенной схемы ограничителя частоты вращения радиальных турбодвигателей был изготовлен макетный образец его, который испытывался на специальном стенде, где изменение давления воды обеспечивалось задвижкой. Пики давлений на осциллограмме рис.3 соответствуют моментам открытия (верхний пик) и закрытия клапана на отводящем трубопроводе. Эксперименты показали достаточно четкую и устойчивую работу устройства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ковалевский В.Ф., Железников Н.Т., Бейлин Ю.Е. Справочник по гидроприводам горных машин. М., Недра, 1973.
2. Маховиков Б.С., Горбачев А.С. Пути совершенствования гидротурбинного привода исполнительных органов горных машин. - Тр. ВНИИгидроугля, 1977, вып. 39.
3. Маховиков Б.С. О расчете моментов дискового трения насосных и турбинных колес. Изв. вузов. Горный журнал, 1977, № 8.