

energосystem [Guidelines for determination of stability in power supply systems]. Moscow: Main technical division on operation of power supply systems, 1977. 127 p.

5. Musin D.A., Gazizova O.V., Malafeev A.V., Misulin D.A. *Razrabotka algoritma opredeleniya predelnyh nebalansov moschnosti pri vyhode na razdelnyuyu rabotu promyshlennoi elektrostantsii s rezkoperemnoi nagruzkoi* [Development of limit determination algorithm for disbalances of capacities for separate work of electric power plant and variable load]. / *Elektrotekhnicheskie komplekxy I sistemy* [Electro technical complexes and systems]. Magnitogorsk:

Nosov Magnitogorsk State Technical University, 2013, vol. 21, pp. 204-210.

6. Gazizova O.V., Malafeev A.V., Tarasov V.M., Izvolsky M.A. *Issledovanie effektivnosti raboty delitelnoi avtomatiki v sisteme elektrosnabzheniya promyshlennogo predpriyatiya chernoi metallurgii* [Study of overall performance of separating automatic equipment in power supply system of industrial enterprise in the field of ferrous metallurgy]. *Promishlennaya energetika* [Industrial power engineering]. 2012, no.10, pp. 12-17.

УДК 621.311.22

Малафеев А.В., Трemasов М.А.

РАЗРАБОТКА УТОЧНЕННОЙ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА МОМЕНТНО-СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА ТЕПЛОВОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ В ЗАДАЧЕ АНАЛИЗА УСТОЙЧИВОСТИ СОБСТВЕННЫХ НУЖД

В работе предлагается уточненная методика расчета моментно-скоростной характеристики питательного насоса, основанная на положениях теории гидравлических машин и исследованиях в области обратимых гидромашин. Получены аналитические выражения для рабочих характеристик питательных насосов котельных установок и характеристик трубопроводной сети, учитывающие основные составляющие потерь напора, такие как потери на удар, вихреобразование и гидравлические потери. Построение моментно-скоростной характеристики осуществляется с учетом момента на гидравлические потери и потери на сухое трение. В режиме противотока применяются универсальные моментно-скоростные характеристики обратимых гидромашин. Анализ выбега асинхронного двигателя производится на основе полученной уточненной методике построения моментно-скоростной характеристики рабочего механизма методом последовательных интервалов. Разработанная методика может быть использована для выбора параметров срабатывания релейной защиты в системах собственных нужд тепловых электростанций.

Ключевые слова: собственные нужды, питательные насосы, рабочие характеристики, характеристика трубопроводной сети, моментно-скоростные характеристики, динамическая устойчивость.

ВВЕДЕНИЕ

Обеспечение стабильной работы системы электроснабжения собственных нужд (СН) электростанции является приоритетной задачей поддержания электроснабжения основных приемников электрической энергии как самой электростанции (котлы, турбины, генераторы), так и цехового оборудования промышленного предприятия. Так как механизмы СН тепловых электростанций относятся к приемникам I категории по надежности электроснабжения, то быстрое восстановление их работы в послеаварийном режиме является крайне важным. Причинами аварий могут служить исчезновение напряжения на шинах СН электростанции, выход из строя обратных клапанов насосов и др. Результатом таких аварий является остановка не только одного технологического агрегата, но и всей электростанции в целом. Для обеспечения итоговой успешности самозапуска необходим правильный выбор уставок электрических защит и согласование с уставками технологических защит.

Объектом исследования является центральная электростанция (ЦЭС) ОАО «ММК», на которой установлено 8 энергетических и 2 водогрейных котла. В турбинном участке расположено 9 турбогенераторов общей мощностью 196 МВт.

Наиболее ответственными механизмами собст-

венных нужд являются питательные насосы. Их устойчивости необходимо уделять особое внимание, так как при их отказе произойдет останов большого количества технологического оборудования, установленного на станции. В качестве питательных насосов, предназначенных для подачи питательной воды в котел, используются главным образом центробежные горизонтальные насосы секционного типа с односторонним расположением рабочих колес.

Для корректного анализа переходных электро-механических процессов и динамической устойчивости двигателей СН необходимо наиболее полно учитывать свойства приводного механизма, определяющие противодействующий момент на валу двигателя. Как правило, при оценке устойчивости моментно-скоростная характеристика механизма представляется упрощенной степенной зависимостью с постоянным членом, соответствующим моменту трогания механизма. В частности, для насосов, работающих на сеть с противодавлением, часто используется кубическая зависимость. Это приводит к погрешности расчета и неприемлемо, в первую очередь, при рассмотрении работы насоса на открытый обратный клапан. Таким образом, необходимо разработать методику получения уточненной характеристики аналитическим путем на основе конст-рук-

тивных данных реального механизма и трубопроводной сети и параметров потока жидкости.

В настоящей работе рассматривается питательный насос ПЭН-1 типа ПЭ 65-40 первого котлоагрегата. Мощность насоса составляет 106 кВт.

АЛГОРИТМ ПОСТРОЕНИЯ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Расчет начинается с построения семейства рабочих характеристик [1]. Характеристику при любой частоте вращения n_i можно получить путем пересчета $H-Q$ характеристики, снятой при номинальной частоте вращения n_1 , на частоту вращения n_i с помощью так называемых формул пропорциональности:

$$\frac{Q_i}{Q_1} = \frac{n_i}{n_1} \text{ и } \frac{H_i}{H_1} = \left(\frac{n_i}{n_1}\right)^2. \quad (1)$$

Производительность насоса при заданной частоте вращения его рабочего колеса определяется не только его главной $H-Q$ характеристикой, но и свойствами трубопроводной сети, на которую он работает.

Характеристика сети (трубопровода) состоит из двух слагаемых – статического и динамического напоров. В общем виде она имеет вид

$$H_c = H_r + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \Delta H, \quad (2)$$

где H_r – разность геодезических высот между уровнями или точками измерения давления в резервуарах, м; p_1, p_2 – давление в резервуаре на стороне всасывания и давление в резервуаре на стороне нагнетания соответственно, Па; v_1, v_2 – скорости движения жидкости в точках измерения давления в резервуарах, м/с; ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; ΔH – потери напора в подводящем и напорном трубопроводах, м.

Скорости движения жидкости на сторонах всасывания и нагнетания примерно равны, поэтому их разностью можно пренебречь. Тогда динамическая составляющая характеристики трубопровода будет зависеть только от величины потерь напора ΔH , равной

$$\Delta H = KQ^2, \quad (3)$$

где K – коэффициент пропорциональности или характеристический коэффициент трубопровода,

$$K = \frac{H_{\text{опт}} - H_{\text{ст}}}{Q_{\text{опт}}^2}, \quad (4)$$

где $H_{\text{опт}}$ – оптимальный напор, м; $Q_{\text{опт}}$ – оптимальная подача, м³/ч.

Конечный вид формулы характеристики сети:

$$H_c = H_{\text{ст}} + KQ^2. \quad (5)$$

Характеристика трубопроводной сети представлена на **рис. 1**.

Рабочая точка должна находиться на ниспадающей ветви характеристики, так как в этой области работа насоса наиболее устойчива, не наблюдается срыва подачи.

Чтобы исследовать аварийный и послеаварийный режимы, необходимо знать основные характеристики рабочего механизма в переходном процессе. Для этого нужно построить теоретическую $H-Q$ характеристику, соответствующую рабочей характеристике, указанной в паспорте насоса, при той же скорости вращения рабочего колеса.

Построение начинается с получения теоретической характеристики напора, представленной в [2]. Теоретический напор без учета потерь имеет вид

$$H_{\tau} = \frac{(\pi D_2 n)^2}{3600g} - \frac{nc \operatorname{ctg} \beta_2}{60b_2g} Q, \quad (6)$$

где D_2 – внешний диаметр рабочего колеса, м; n – скорость вращения рабочего колеса, об/мин; g – ускорение свободного падения, м/с²; b_2 – толщина лопатки, расположенной на рабочем колесе, м; β_2 – выходной угол лопатки.

В [3] получена формула для расчета потерь на удар и вихреобразование, необходимых для построения напорной характеристики:

$$H_{\text{уд}} + H_{\text{вихр}} = \frac{\varphi}{2g} \left[u_1^2 + \left(\frac{u_2}{1+p} \frac{D_2}{D_4} \right)^2 \right] \left(1 - \frac{Q}{Q_{\text{без}}} \right)^2, \quad (7)$$

где $\varphi=0,5-0,6$ – коэффициент удара; u_1, u_2 – окружные скорости, м/с; $Q_{\text{без}}=\pi D_2 b_2 v_{2m}$ – подача, соответствующая безударному входу в направляющий аппарат и в рабочее колесо.

Далее следует рассчитать потери на трение по формуле, полученной в [4]:

$$H_{\text{тр}} = \frac{1 - \eta_h}{g} \times \frac{[(1-p) \operatorname{ctg} \alpha_3 + \operatorname{ctg} \beta_2] \operatorname{ctg} \alpha_3}{\pi^2 D_2^2 b_2^2} Q^2, \quad (8)$$

где η_h – гидравлический КПД; p – коэффициент уменьшения напора.

В [5] описывается расчет потерь на удар и вихреобразование насосов.

Зная величину потерь, можно построить $H-Q$ характеристику, вычитая из линейной характеристики теоретического напора найденные значения потерь на удар и трение. В результате получим кривую при номинальной скорости вращения рабочего колеса (на **рис. 1** кривая показана штрихпунктиром), примерно совпадающую с номинальной характеристикой.

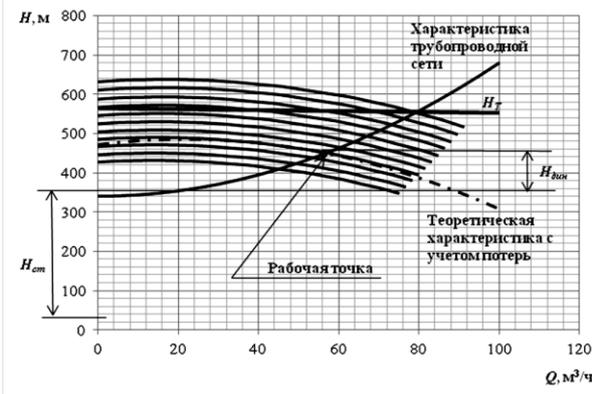


Рис. 1. Теоретическая характеристика напора насоса с учетом потерь

АЛГОРИТМ ПОСТРОЕНИЯ МОМЕНТНО-СКОРОСТНОЙ (МЕХАНИЧЕСКОЙ) ХАРАКТЕРИСТИКИ

Находятся точки пересечения (значения подачи и напора машины) характеристики трубопроводной сети с характеристиками питательного насоса при разных скоростях вращения. Для этого необходимо приравнять уравнения теоретической напорной характеристики с уравнением характеристики трубопроводной сети. В результате получается квадратное уравнение следующего вида:

$$\left(\frac{(1 - \eta_h) [(1 - p) \text{ctg} \alpha_3 + \text{ctg} \beta_2] \text{ctg} \alpha_3}{g} + \frac{0,416u_2^2 \varphi}{2g(1+p)^2 Q_{\text{без}}^2} + 0,034 \right) Q^2 - \left(\frac{u_1^2 \varphi}{g Q_{\text{без}}} + \frac{0,416u_2^2 \varphi}{g(1+p)^2 Q_{\text{без}}} - \frac{n \text{ctg} \beta_2}{60b_2 g} \right) Q + \left(340 - \frac{(\pi D_2 n)^2}{3600g} + \frac{u_1^2 \varphi}{2g} + \frac{0,416u_2^2 \varphi}{2g(1+p)^2} \right) = 0. \quad (9)$$

Решая уравнение как квадратное, можно получить значения подачи при определенных скоростях вращения.

Затем по найденным значениям подачи и напора, а также по известным скоростям вращения определяется мощность:

$$P_i = P_{\text{ном}} \left(\frac{n_i}{n_1} \right)^3. \quad (10)$$

Определяется КПД в зависимости от мощности, напора и подачи:

$$\eta = \frac{\rho g H_{\text{ст}} Q_i}{P_i}. \quad (11)$$

По полученным значениям напора, подачи и КПД машины определяется полезный момент на валу, соответствующий разным частотам вращения:

$$\frac{M_i}{M_1} = \frac{Q_i (H_{\text{ст}} + KQ_i^2) \eta_i n_i}{Q_1 (H_{\text{ст}} + KQ_1^2) \eta_1 n_1}. \quad (12)$$

Поскольку механические потери в насосе состоят из потерь на трение в концевых уплотнениях различного типа, в подшипниках и из так называемых дисковых потерь, рассмотрим эти составляющие по отдельности.

В центробежных насосах средней и большой мощности дисковые потери являются основным видом механических потерь. Мощность (кВт) дискового трения рабочего колеса определяется следующим образом [3]:

$$N_{\text{д.т}} = 0,735 C_f \gamma D_2^2 \left(\frac{u_2}{1000} \right)^3 \left(1 + \frac{5l}{D_2} \right), \quad (13)$$

где C_f – коэффициент, учитывающий трение на двух сторонах диска; γ – удельный вес жидкости, Н/м³; l – толщина стенки колеса на выходе.

Гидравлические потери имеют место, главным образом, в колесе и направляющем аппарате, так как скорости в кожухе насоса сравнительно невелики. В [4] представлена формула гидравлического КПД:

$$\eta_h = 1 / \left(1 + \frac{1}{2gH} (\zeta_1 \omega_0^2 + \zeta_2 c_0^2) \right). \quad (14)$$

Относительный момент на гидравлические потери определяется по формуле (12).

В [6] рассматривается режим обратимой гидромашин, когда она работает в режиме противотока (лопасти вращаются, но не создают поток). У питательных насосов такой режим возникает, когда давление в барабане котла больше, чем давление, создаваемое насосом, и вода, выталкиваясь из барабана, стремится раскрутить рабочее колесо насоса в обратную сторону, создавая противодействующий момент. Поэтому для данного случая применим полученные в [6] универсальные относительные характеристики.

В результате аппроксимации кривой универсальной моментно-скоростной характеристики обратимой гидромашин получается следующее уравнение:

$$m = 0,9824\beta^3 - 2,1588\beta^2 + 0,2492\beta + 1,2958, \quad (15)$$

где $m = M_i / M_{\text{ном}}$ – относительный момент; $\beta = n_i / n_{\text{ном}}$ – относительная скорость вращения рабочего колеса насоса.

Задаваясь определенными относительными значениями частоты вращения, можно определить момент на валу механизма в режиме противотока.

В приближенных расчетах часто пользуются кубической зависимостью момента от скорости [7]. Такой показатель степени позволяет учесть противодействие, возникающее на лопастях рабочего ко-

леса питательного насоса.

Значения суммарного момента и момента в режиме противотока будут незначительно отличаться вследствие малого значения момента на потери сухого трения.

Кривые на **рис. 2** показывают, что с увеличением статического напора существенно возрастает крутизна механической характеристики и уменьшается длина участка, отвечающего производительной работе машины (обрыв кривых означает прекращение подачи жидкости или газа), поэтому значительно уменьшается допустимое снижение частоты вращения.

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Для анализа динамической устойчивости асинхронного двигателя воспользуемся методом последовательных интервалов [8].

Расчет начинается с нахождения для первого интервала величины $\Delta s_{(1)}$ по формуле

$$\Delta s_{(1)} = \frac{\Delta t}{T_j} \Delta M_{(0)}. \quad (16)$$

где Δt – интервал времени, с; $T_j = (GD^2 n_0) / (375 M_{ном})$ – механическая постоянная времени механизма, с.

Далее рассчитывается скольжение

$$s_{(1)} = s_0 + \Delta s_{(1)}. \quad (17)$$

Зная значения скольжения, можно найти частоту вращения вала двигателя.

Для следующих интервалов расчет аналогичен. На основании полученного значения скорости вращения по разработанной методике рассчитывается полезный момент, определяются моменты на гидравлические потери и потери на дисковое трение.

Суммарный момент будет складываться из трех составляющих: полезного момента, момента на гидравлические потери и момента на потери на дисковое трение.

$$M_{\Sigma} = M_{\text{полезн}} + M_h + M_{\text{д.т.}} \quad (18)$$

Для полученного значения момента определяется скольжение, и расчет методом последовательных интервалов повторяется до тех пор, пока скольжение двигателя не достигнет 1,0.

Данные расчеты проводятся для случая, когда обратный клапан насоса вышел из строя, и при срыве подачи насос будет работать в режиме противотока – рабочее колесо продолжит вращаться в том же направлении, но насос создавать напора не будет.

Таким образом, можно предсказать поведение двигателя в переходном процессе и сделать вывод об успешности самозапуска.

Для сравнения результатов расчетов следует рассмотреть и другие способы анализа самозапуска механизма СН.

Самый распространенный способ – построение моментно-скоростной характеристики с помощью зависимости $M_i/M_{ном} = f(n_i/n_{ном})^3$ [7]. Такой показатель степени позволяет учесть противодавление, возникающее в насосе. Данная функция нелинейная, поэтому следует воспользоваться методом последовательных интервалов, рассмотренным выше, чтобы определить значение скольжения в определенный момент времени.

При расчете динамической устойчивости двигателя при закрытом обратном клапане методом последовательных интервалов для насосного режима момент определяется так же, как и в случае открытого обратного клапана по полученной в данной работе уточненной методике построения моментно-скоростной характеристики. При достижении скорости, при которой произойдет срыв подачи, момент рассчитывается как квадрат относительной скорости: $M_i/M_{ном} = f(n_i/n_{ном})^3$.

Данная зависимость представлена на **рис. 2**.

Более наглядное представление этого процесса можно получить, построив зависимость скольжения от времени (**рис. 3**).

Из **рис. 3** видно, что время выбега составляет около половины секунды. При закрытом обратном клапане выбег двигателя произойдет гораздо позже, так как противодавление со стороны трубопроводной сети отсутствует.

Для заключения о корректности полученной методики построения моментно-скоростной характеристики сравним значения скольжений, рассчитанных по полученной методике и по упрощенной методике (кубическая зависимость момента от скорости), до момента открытия обратного клапана, то есть в момент времени $t=0,05$ с. Следовательно, в первом случае скольжение будет $s=0,111$, а во втором $s=0,111$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана уточненная методика расчета моментно-скоростной характеристики питательного насоса, позволяющая достичь получения более точных данных о электромеханическом процессе выбега приводного асинхронного двигателя. Отличие от существующих методик заключается в учете противодействующего момента на гидравлические потери и потерь на сухое трение. Время выбега асинхронного двигателя при открытом обратном клапане насоса по результатам расчетов составило 0,52 с. В случае, когда обратный клапан закрыт, за это время скольжение достигнет значения $s=0,524$. При расчете по упрощенной методике (кубическая зависимость момента от скорости) скольжение за 0,52 с достигнет $s=0,443$, т.е. в данном случае отличие составляет 15,5%. Методика позволяет более точно отстроить уставки релейной и технологической защиты, установленных на станции, для более надежной работы основного и вспомогательного технологического оборудования.

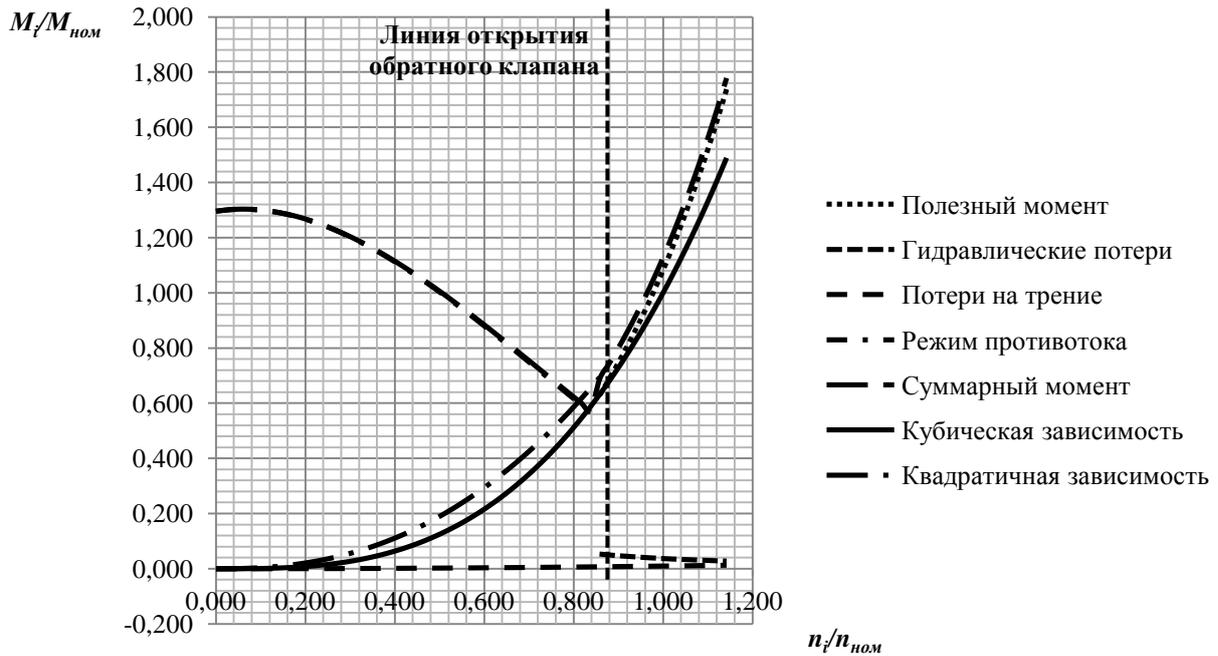


Рис. 2. Моментно-скоростная (механическая) характеристика питательного насоса

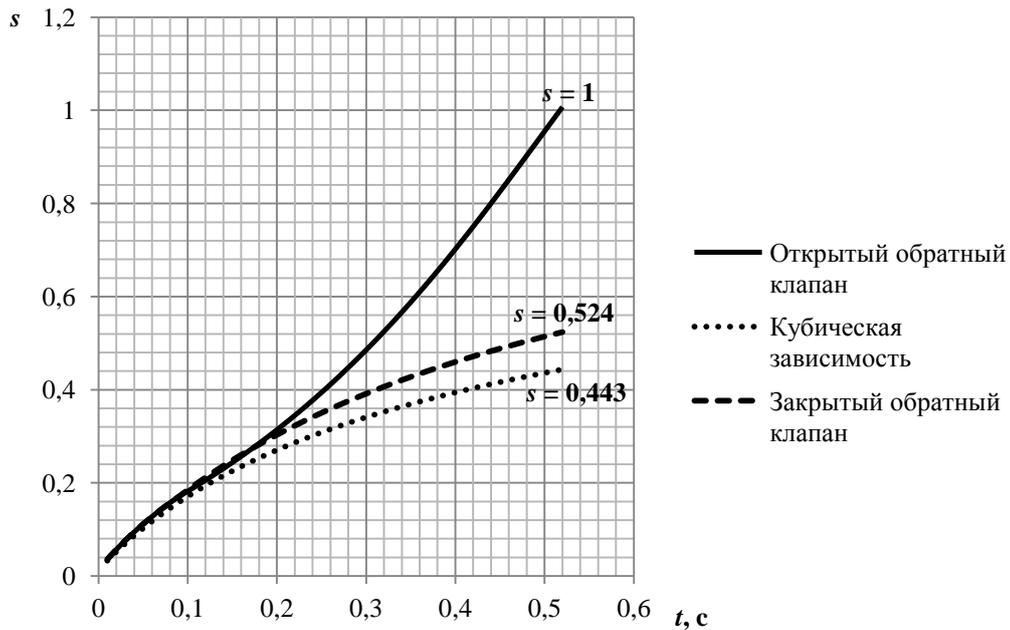


Рис. 3. Изменение скольжения во времени

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Васильев А.А., Крючков И.П., Наяшкова Е.Ф. Электрическая часть станций и подстанций: учебник для вузов. М.: Энергоатомиздат, 1990. 576 с.
2. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: учебник для теплоэнергетических специальностей вузов. М.: Энергия, 1977. 424 с.
3. Михайлов А.Н., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М.: Машиностроение, 1977. 288 с.
4. Пфлейдерер, К. Центробежные и пропеллерные насосы. М.: Энергоиздат, 1937. 495 с.

5. Pfleiderer C. Strömungsmaschinen. Springer 1952, S. 249.
6. Аршеневский Н.Н. Обратимые гидромашин гидроаккумулирующих электростанций. М.: Энергия, 1977. 240 с.
7. Сыромятников, И.А. Режимы работы синхронных и асинхронных двигателей. М.: Энергоатомиздат, 1984. 240 с.
8. Куликов Ю.А. Переходные процессы в электрических системах: Учеб. пособие. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2002. 283 с.

DEVELOPMENT OF UPDATED METHODOLOGY FOR CALCULATING TORQUE-SPEED CHARACTERISTICS OF THERMAL POWER PLANT FEED PUMP IN THE PROBLEM OF AUXILIARY POWER STABILITY ANALYSIS

Malafeev A.V., Tremasov M.A.

The paper proposes an improved technique for calculating the torque-speed characteristic of the feed pump based on the provisions of the theory of hydraulic machines and research in the area of reversible hydraulic. Analytical expressions for the operating characteristics of feed pumps boiler installations and pipeline network characteristics taking into account the main components of head loss, such as loss of water hammer, the churning losses and hydraulic losses. The torque-speed characteristic is generated taking into account hydraulic losses and rubbing friction losses. Universal torque-speed characteristics of reversible hydraulic machines are used in counter-flow mode. The analysis of induction motor rundown is carried out on the basis of the updated methodology of calculating torque-speed characteristics of the working mechanism using the method of successive intervals. The developed method can be used to select pickup values of relay protection in the systems of in-plant thermal electric power stations.

Keywords: auxiliary power, feed pump, operating characteristics, pipeline network characteristics, torque-speed characteristic, transient stability.

REFERENCES

1. Vasiliev A.A., Kryuchkov I.P., Nayashkova E.F. *Elektricheskaya chast stantsij i podstantsij* [Electrical part of stations and substations]: college textbook. Moscow:

Energoatomizdat, 1990. 576 p.

2. Cherkasskiy V.M. *Nasosy, ventilyatory, kompressory* [Pumps, fans, compressors]: College textbook for heat-engineering specialties. Moscow: Energiya, 1977. 424 p.

3. Mikhailov A.N., Malyushenko V.V. *Lopastnye nasosy. Teoriya, raschet i konstruirovaniye* [Vane pumps. Theory, calculation and design]. Moscow: Mashinostroenie, 1977. 288 p.

4. Pflleiderer C. *Tsentrobezhnye i propellernye nasosy* [Centrifugal and propeller pumps]. Moscow: Energoizdat, 1937. 495 p.

5. Pflleiderer C. *Strömungsmaschinen*. Springer 1952, S. 249.

6. Arshenevskiy N.N. *Obratimye gidromashiny gidroakkumuliruyuschih elektrostantsij* [Reversible hydraulic pumped of storage power plants]. Moscow: Energiya, 1977. 240 p.

7. Syromyatnikov I.A. *Rezhimy raboty sinhronnyh i asinhronnyh dvigatelej* [Synchronous and asynchronous motors operation modes]. Moscow: Energoatomizdat, 1984. 240 p.

8. Kulikov Yu.A. *Perehodnye protsessy v elektricheskikh sistemah* [Transient processes in electric power systems]: study guide. Novosibirsk: Publishing center of NSTU, 2002. 283 p.