

УДК 621.65(085.5)

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ПРИВОДНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ НАСОСОВ РЕАКТОРНОЙ ЗОНЫ АЭС

*Шевченко В.В., к.т.н., доц., Космин С.М., маг.
Украинская инженерно-педагогическая академия
ул. Университетская, 16, 61003, г. Харьков, Украина
E-mail: zurbagan@mail.ru*

Обсуждаются области использования, особенности конструкции, режимы работы электродвигателей главных центробежных насосов первого контура циркуляции теплоносителя в реакторе (первый контур АЭС) и в парогенераторе (второй контур). Проведена оценка вибрационных характеристик электродвигателей, особенности его работы в режиме самозапуска, сделаны предложения по снижению влияния шумов и вибраций на надежность работы двигателя.

Ключевые слова: электродвигатель, главный циркуляционный насос, атомная электростанция, вибрация

Введение. Надежность работы АЭС во многом определяется надежностью системы охлаждения реакторной зоны, т.е. работы главных циркуляционных насосов (ГЦН). Поэтому понимание проблем их эксплуатации, обслуживания и, в первую очередь, определение проблем пуска и эксплуатационного обслуживания электродвигателей ГЦН, является актуальной и важной задачей.

Анализ предыдущих исследований. Вопросу пуска, обслуживания и ремонта асинхронных электродвигателей (АД) посвящены многие работы [1-3, 6], но особенности эксплуатации АД ГЦН изложены только в должностных инструкциях для сотрудников АЭС, где оговорена очередность выполнения операций пуска, контроля, останова и проведения планово-предупредительных ремонтов (ППР) насосов и электродвигателей (ЭД) насосов без анализа проблем этих режимов.

Цель работы. Анализ областей использования, особенностей конструкции, режимов работы электродвигателей ГЦН 1-ого контура циркуляции теплоносителя в реакторе (1-й контур АЭС) и в парогенераторе (2-й контур); оценка влияния вибрационных характеристик электродвигателей ГЦН, особенностей их работы в режиме самозапуска, формирование предложений по снижению влияния шумов и вибраций на надежность работы этих двигателя.

Материал и результаты исследований. Надежность эксплуатации АЭС в большой степени определяется надежностью насосов и, прежде всего, насосов 1-го контура - ГЦН, которые обеспечивают циркуляцию теплоносителя в реакторе, в парогенераторе (2-й контур) и вспомогательных контурах. Например, технические неполадки ГЦН на шестом блоке болгарской АЭС в Козлодуде в конце января 2010 года стали причиной аварийного отключения блока АЭС.

Насосы, используемые в атомной энергетике, можно приблизительно разделить на девять групп: 1) ГЦН; 2) питательные насосы - для подачи питательной воды в парогенераторы или барабаны - сепараторы; 3) конденсатные насосы - для подачи конденсата в деаэраторы из конденсаторов турбин и подогревателей низкого и высокого давления; 4) насосы циркуляционного водоснабжения для охлаждения конденсаторов турбин; 5) насосы техниче-

ского водоснабжения главного корпуса; 6) насосы систем безопасности; 7) насосы маслоснабжения систем турбоагрегатов; 8) насосы спецводо- и химводоочистки; 9) насосы вспомогательных систем.

Наиболее важными, требующими специального обслуживания насосами, являются ГЦН. Конструктивно их выполняют двух типов: герметичными, у которых валы насоса и двигателя не имеют концевых участков, связанных с атмосферой (протечки из агрегата отсутствуют), и негерметичными, у которых вал насоса выходит из корпуса (с регулируемыи контролируемыи протечками) и соединяется с приводным двигателем обычного типа. В энергетических установках АЭС для обеспечения общей подачи устанавливаются параллельно несколько циркуляционных насосов. Каждый из них перекачивает теплоноситель через реактор и парогенератор, которые вместе с насосом и системой трубопроводов образуют отдельную петлю. Герметичные циркуляционные насосы, как и обычные герметичные, выполняются с приводами от электродвигателя, а также от паровых и гидравлических турбин и т.д. По способу герметизации электродвигателя насосы выполняются с экранированным "сухим" электродвигателем и "мокрым" статором электродвигателя и др. Вследствие значительной сложности изготовления специальных электродвигателей, мощность герметичных циркуляционных насосов обычно не превышает 2500 кВт. В связи с этим мощные АЭС комплектуются негерметичными насосами с механическими (торцевыми или лабиринтовыми) уплотнениями вала (в месте выхода его из корпуса) с малыми утечками, возвращаемыми в контур.

ГЦН обеспечивают циркуляцию воды в контуре многократной принудительной циркуляции реакторных установок типа РБМК-1000 и ВВЭР-1000. По расположению вала все ГЦН выполнены вертикальными. Во всех ГЦН применены нижние радиальные подшипники гидродинамического или гидростатического типа, рис. 1. Насос - вертикальный, центробежный, одноступенчатый. Для компенсации тепловых деформаций главного циркуляционного контура реакторной установки, конструкцией насоса предусмотрена возможность его перемещения в любом горизонтальном направлении. Это осуществляется посредством трех шариковых опор,

закрепленных на опорных лапах насоса. Корпус насоса соединен сваркой с главным контуром реакторной установки. Корпус имеет 3 цапфы для подсоединения замков с вертикальными и горизонтальными раскрепляющими устройствами, которые служат для восприятия сейсмических нагрузок. ГЦН-195М поставляется в комплекте с антиреверсным устройством, выносным двигателем ДВ ДАЗ 173/109-6-8АМ05, с трехфазным асинхронным короткозамкнутым вертикальным двигателем типа ВА3 215/109-6АМ05, предназначенным для привода ГЦН АЭС с энергоблоками ВВЭР-1000.

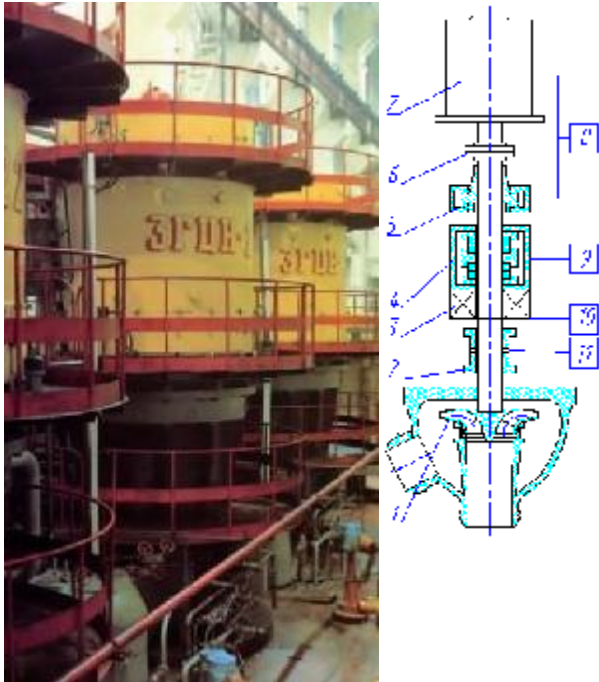


Рисунок 1 – Внешний вид и типовая структурная схема ГЦН-195 для создания циркуляции теплоносителя в 1-ом контуре АЭС с реакторами ВВЭР-1000: 1-проточная часть; 2 - нижний радиальный подшипник; 3- холодильник уплотнения вала; 4-блок уплотнения вала; 5- радиально-осевой подшипник; 6 - соединительная муфта; 7 -электродвигатель; 8 -система смазки; 9 - система герметизации; 10 - система питания; 11- система питания радиального подшипника

Основные параметры двигателя главного привода: $U_H = 6$ кВ, $P_{ном} = 8,0$ МВт, $I_{1ном} = 880$ А, $n_1 = 1000$ мин⁻¹, $\eta = 96,0$ %, $\cos \varphi = 0,91$

Отношения пусковых параметров: $I_n/I_H < 8,0$; $M_n/M_H = 1,6$; $M_{макс}/M_H = 3,0$. Момент инерции ротора с маховиком $J = 7250$ кг·м². Температура окружающего воздуха необслуживаемого помещения, где устанавливается АД, +60°С, давление $(1,015 \pm 0,98) \cdot 10^5$ Па, относительная влажность до 90%.

Масса двигателя без маховика - 44700 ± 2200 кг, (маховика - 5100 ± 250 кг). После перерыва питания в пределах 0-3 с и последующем включением в сеть обеспечивается самозапуск насосного агрегата до номинальной скорости при работе на горячей воде. Коэффициент готовности двигателя не менее 0,99. Срок службы до списания не менее 30 лет. АД

обеспечивает непрерывную работу в течение 8000 ч в год без ремонта и обслуживания, рассчитан на работу в районах с сейсмичностью до 6 баллов. Изоляция обмотки статора класса нагревостойкости В по ГОСТ 50324. Степень защиты от воздействия окружающей среды IP55 по ГОСТ 17494.

В гидростатических подшипниках пара трения не изнашивается при пуске и останове насоса, так как взвешивающая способность их осуществляется давлением смазывающей воды, подаваемой из постоянного источника водоснабжения, а толщина смазочной пленки значительно больше, чем у подшипника гидродинамического типа. Поэтому износ гидростатического подшипника сведен к минимуму. В гидродинамических подшипниках при смазке водой толщина смазочной пленки составляет всего 5 - 6 мкм, а при пуске и остановке насоса подшипники работают в режиме граничного или полужидкого трения. По этим причинам износ пар трения гидродинамических подшипников неизбежен.

Требования к ГЦН обусловлены назначением и условием их эксплуатации (бесперебойный теплоотвод от реактора, высокая температура и повышенное давление рабочей жидкости - теплоносителя и ее радиоактивности). Основным элементом, обеспечивающим надежность работы ГЦН – электроприемника особой категории надежности, является приводной ЭД. Оценка допустимых диапазонов отклонения рабочих параметров работы этих ЭД является важным эксплуатационным фактором:

- 1) высокая надежность ГЦН.
- 2) обеспечение достаточного выбега (вращение после обесточивания ЭД насоса), необходимого для охлаждения активной зоны при авариях с потерей электроснабжения собственных нужд;
- 3) надежная герметизация ГЦН во избежание утечки теплоносителя из первого контура;
- 4) обеспечение ремонта насосов с минимальным временем нахождения поблизости от них ремонтного персонала для демонтажа выемных частей ГЦН;
- 5) материалы проточной части ГЦН должны отвечать всем требованиям, предъявляемым к материалам главного циркуляционного контура, т.е. не должны взаимодействовать с теплоносителем в рабочем диапазоне температур и давления, должны допускать дезактивацию щелочными и кислотными растворами, а также должны быть коррозионно-стойкими и устойчивыми против эрозии при предельных скоростях движения теплоносителя в проточных частях.

При работе ЭД насоса возможны аварийные режимы, например, перегрузки. Защита от перегрузки выполняется с помощью токовых реле, включённых на фазные токи или в общий нулевой провод. Защита от перегруза выполняется с действием на отключение в случае, если не обеспечивается самозапуск ЭД или с механизма не может быть снята технологическая перегрузка без его останова. Защита от перегрузки ЭД предназначена для предотвращения возгорания кабелей из-за длительного протекания пусковых токов при заклинивании ЭД, а также для защиты ЭД от перегрева при техноло-

гических перегрузках. Защита действует на отключение ЭД с независимой выдержкой времени. Перегрузка ЭД возникает в следующих случаях: при затянувшемся самозапуске или пуске; по технологическим причинам и перегрузке механизмов; в результате обрыва одной фазы; при повреждении механической части ЭД или механизма, вызывающем увеличение момента и торможение ЭД.

При подаче в паропровод горячего пара происходит его мгновенная конденсация. Интенсивность теплообмена между пленкой образующегося конденсата и внутренней поверхностью чрезвычайно велика. Внутренняя поверхность практически сразу приобретает температуру конденсата, которая равна температуре насыщения. Внешние слои трубопровода при этом остаются холодными. Поэтому мгновенно возникают очень высокие температурные напряжения - происходит тепловой удар, возникают дополнительные вибрации. На рис. 1 приведена типовая структурная схема ГЦН. По условиям компоновки ГЦН объединены в группы по 4 (3 работающих, 1 резервный). Для увеличения времени выбега на валу ЭД установлен маховик. Насос допускает нормальную работу при изменении температуры воды на всасывании от 20⁰ до 284⁰ С и избыточном подпоре не менее 23 м вод. ст.

Ротор вертикального АД имеет повышенную маховую массу для обеспечения инерционного выбега насоса при аварийных остановах. Ротор ЭД и вал насоса соединены между собой зубчатой муфтой. Вал насоса вращается в двух подшипниках: нижнем радиальном, смазываемом водой автономного контура, и верхнем радиально-осевом подшипнике, смазываемом маслом, подаваемым от внешней масляной системы. Ротор ЭД вращается в подшипниках, смазываемых маслом от внешней масляной системы. Все детали и узлы насоса, контактирующие с водой 1-го контура, изготовлены из нержавеющей коррозионно-стойких сталей, не склонных к межкристаллитной коррозии. Непосредственно перед включением ЭД насоса, на время разворота, для уменьшения сил трения в рабочих парах радиально-осевого подшипника используется электромагнит разгрузки. Для восприятия сейсмических нагрузок имеется два пояса раскрепления. ЭД для ГЦН ВА3 215/109-6АМ05 изготавливается с подпятником, установленным в верхней крестовине, и двумя направляющими подшипниками, с добавочным маховиком на нижнем конце вала. Крестовины ЭД сварной конструкции. Верхняя крестовина - грузонесущая. Ее центральная цилиндрическая часть служит масляной ванной, внутри которой размещены сегментный подпятник и направляющий подшипник. Сегменты самоустанавливающиеся с поверхностью трения, залитой баббитом. Каждый сегмент подпятника устанавливается на отдельной регулируемой по высоте опоре. Вращающийся диск подпятника - стальной со шлифованной поверхностью трения. В корпус нижней крестовины встроены электронагреватели, включаемые при длительной остановке ЭД для предупреждения увлажнения обмотки статора.

Статор выполнен со сварным корпусом, обмотка статора двухслойная стержневая. Лобовые части обмотки крепятся к стальным изолированным бандажным кольцам. Сердечник ротора насажен на ребристый вал. К.з. обмотка ротора состоит из бронзовых стержней трапецидального профиля и двух медных колец, на которые насажены бандажи из немагнитной стали. На верхней части вала ротора находится съемная стальная втулка подпятника, закрепленная стальным кольцом. Для ЭД проводится непрерывный контроль вибрации. Допуск к внешнему осмотру, замерам нагрузки работающего ЭД, замерам вибрации производится по распоряжению с разрешения начальника смены электроцеха АЭС и уведомлением начальника смены технологического цеха.

Для АД с к.з. ротором ГЦН применяют прямой пуск при полном напряжении сети. Источники питания рассчитывают на прямые пуски самых крупных ЭД АЭС. При этом предусматривают, чтобы понижение напряжения во время пуска не выходило за пределы, при которых обеспечиваются пуск механизма и нормальная работа других ЭД. При нормальном пуске агрегата ротор АД вместе с присоединенным к нему механизмом начинает вращаться с возрастающей скоростью и через короткий промежуток времени достигает постоянной номинальной скорости. Развиваемый ЭД вращающий момент должен превышать момент сопротивления присоединенного к нему механизма в течение всего периода пуска. Пусковые токи могут превышать номинальные в 6-7 раз и более. В связи с большой кратностью пусковых токов АД, нагрев обмотки при пуске происходит интенсивнее, чем при нормальном рабочем режиме. Поэтому частота пусков АД ограничивается. Процесс автоматического пуска (подъем скорости) частично затормозившихся или полностью остановившихся ЭД после восстановления напряжения, без вмешательства персонала, называется самозапуском. Самозапуск ЭД возможен тогда, когда его вращающий момент при восстановлении напряжения в сети, с учетом снижения напряжения из-за больших пусковых токов ЭД, участвующих в самозапуске, превышает момент сопротивления. При полном прекращении питания вращающий момент ЭД уменьшается до нуля и агрегат снижает скорость, расходуя запасенную кинетическую энергию на преодоление момента сопротивления механизма. В случае к.з. на шинах, от которых получает питание АД, напряжение на его зажимах понижается до нуля и торможение агрегата с АД происходит так же, как и при полном прекращении питания. При к.з. в удаленной точке сети на зажимах АД сохраняется некоторое остаточное напряжение, и выбег агрегата происходит медленнее по сравнению с его выбегом при полном прекращении питания. Условия разбега агрегата при самозапуске полностью соответствуют условиям его разбега в процессе пуска, начиная от скольжения, при котором происходит самозапуск.

При одновременном пуске или самозапуске нескольких агрегатов пусковые токи ЭД складываются, увеличивая снижение напряжения в сети. Для

АД с к.з. ротором самозапуск не представляет опасности. В случае невозможности обеспечить самозапуск всех ЭД на АЭС в первую очередь обеспечивается самозапуск особо ответственных двигателей. При этом может потребоваться отключение части менее ответственных механизмов, чтобы повысить напряжение при самозапуске. Отключение ЭД следует с помощью защиты минимального напряжения с выдержкой времени не менее 0,5 сек. Чем короче перерыв питания, тем легче самозапуск. Установлено, что основными причинами появления шумов и вибраций являются: остаточный дисбаланс ротора; наличие эллипса цапфы вала; наличие сил одностороннего магнитного притяжения; дисбаланс в подшипниках и в щеточных узлах. Испытатели по спектру колебаний, т.е. по значению амплитуды и частоты отдельных составляющих колебательного процесса, могут указать наиболее вероятный источник этих колебаний. Источником магнитных шумов и вибраций являются пульсирующие или вращающиеся магнитные силы и моменты, действующие в воздушном зазоре ЭМ, а также явление магнитострикции. магнитный шум зависит от частоты и формы колебаний статора, виброскорости, величины и свойств поверхности. Спектр этих шумов и вибраций имеет дискретный характер. Спектр подшипниковых шумов и вибраций является сплошным во всем звуковом диапазоне частот без особо выраженных дискретных составляющих. Поверхность подшипниковых щитов обычно значительно меньше остальной части внешней поверхности ЭМ, поэтому подшипниковые шумы распространяются менее интенсивно, чем магнитные. Аэродинамический шум ЭМ создается вращающимися частями ротора.

Виброскорость может быть определена:

$$V_3 = A_3 \cdot \omega_2 \cdot \cos(\omega t + \varphi), \text{ м/с,}$$

где A_3 – эффективное значение виброскорости; ω_2 – угловая частота вращения ротора; $(\omega t + \varphi)$ – текущая фаза положения ротора; φ – начальная фаза положения ротора.

При вращении ротора с массой M_p и угловой скоростью

$$\omega_1 = 2\pi f_1 \approx 2\pi n / 60 \approx 0,1 \cdot n,$$

несовпадение центра масс ротора с осью вращения на величину e , называемую удельным дисбалансом, вызывает появление радиальной центробежной силы, приложенной к центрам масс:

$$F_{Ц} = M_p \cdot \omega_1^2 \cdot e, \text{ Н.}$$

В случае, если корпус АД установлен на «мягкие» амортизаторы (с собственной частотой колебаний корпуса на амортизаторах не более $0,25 \cdot f_1$), сила $F_{Ц}$ вызывает колебательные перемещения корпуса с амплитудой

$$a_K = e \cdot m_p \cdot K_d / m_K,$$

где m_K – масса корпуса (станины) машины; K_d – динамический коэффициент усиления вибрации, зависящий от динамических свойств системы ротор – вал – опоры:

$$K_d = 1 / [m_M / m_K - (\omega_1 / \omega_{2\text{соб}})^2],$$

$\omega_{2\text{соб}}$ – собственная частота колебаний ротора; M_p – масса ротора, кг; $M_M = M_p + M_K$, кг – масса машины.

Для «жесткого ротора» $\omega_1 / \omega_{2\text{соб}} \ll 1$
 $a_K = e \cdot M_p / M_M.$

Ускорение корпуса (при вибрациях):

$$W_K = \omega_1^2 \cdot e \cdot M_p / (M_M / \sqrt{2}).$$

При статической неуравновешенности (параллельном смещении оси ротора относительно его главной, центральной оси инерции), когда e двух половин ротора равны по значению и по фазе, корпус перемещается параллельно оси вращения.

При наличии динамической неуравновешенности (ось вращения ротора пересекается с главной центральной осью инерции ротора), оба значения удельных дисбалансов e равны, но находятся в противофазе. При этом корпус ЭД испытывает усилия, вызывающие поворотные колебания. Значения могут изменяться из-за тепловой деформации ротора и смещения проводников в пазу или в лобовых частях ротора под действием силы $F_{Ц}$.

В системе вал – ротор – опоры, кроме простейших колебаний, принадлежащих к первой форме колебаний, (например, одна полуволна между направляющими опорами) частота колебаний равна

$$\omega_{2\text{соб}} = 2\pi \cdot \sqrt{C_{B,O} / M_p}, \text{ 1/с}$$

У длинных валов могут возникать колебания более сложной формы, например, с собственными частотами $(2,5 - 4,0) \cdot \omega_{2\text{соб}}$, принадлежащими ко второй форме колебаний. Двоякая жесткость ротора, например, за счет длинного шпоночного паза, может быть причиной резонансных колебаний при $\omega_1 = \omega_{2\text{соб}} / 2, \text{ 1/с.}$

Осевые и радиальные вибрации тем больше, чем больше начальный зазор в подшипнике и угол контакта. Радиальное биение вращающегося кольца компенсируется при уравнивании ротора. За показатели качества балансировки ротора принимают точность его балансировки – величину $\epsilon\omega$, мм·рад/с, где ϵ – удельный остаточный дисбаланс ротора; ω – угловая частота вращения ротора, соответствующая рабочей частоте вращения, табл. 1.

Таблица 1 – Класс точности балансировки роторов

Класс точности балансировки роторов	1	2	3	4
$\epsilon\omega$, мм·рад/с	6,3	2,5	1,0	0,4

При проведении спектрального анализа поперечных вибраций подшипников АД выявлено, что несущей частотой вибрации является частота, равная удвоенной частоте вращения ротора (далее $2f_2$). Это может возникать в нескольких случаях: 1) при наличии некачественного крепления ЭД к фундаментным закладным; б) при овальности шейки вала; в) при неравномерности магнитных зазоров между ротором и статором.

Был проведен опыт, при котором осуществлялся контроль уровня f_2 в момент снятия напряжения питания (на выбеге). Вибрации в АД с частотой f_2 по своей природе может носить либо механический, либо электромагнитный характер. Исходя из этого, можно предположить, что в случае, если $2f_2$ имеет механический характер, то в момент снятия напряжения питания и, учитывая скольжение двигателя, уровень вибрации должен плавно понижаться.

ся при паденні оборотів ротора. Вибрація з частотою $2f_2$ в момент сняття напруги живлення різко падає до малих значень. Т.е. вібрації з частотою $2f_2$ мають електромагнітну природу. Регулюванням зусиль затяжки кріпіння болтів вдається знизити вібрацію, але на невелику величину.

Висновки. Неясним залишається механізм виникнення вібрацій на частоті $2f_2$. Однак значущого зниження вібрації вдається досягти шляхом ретельної шліфування прилеглих поверхонь (лапи двигача і фундаментні закладні). На основі вищесказаного можна передположити, що при некачественному прилеганні лап ГЦН до фундаментних плит і відсутності тарельчатих пружин з боку, протилежного приводному механізму, а також добре затягнутому кріпінню відбуваються процеси теплової деформації двигача. В результаті змінюються повітряні (магнітні) зазорі між ротором і статором, що призводить до виникнення вібрації з удвоєною частотою обертання ротора.

Практично єдиним ефективним методом балансування, т.е. доведення рівня вібрації ЕМ до вимог ГОСТ-а, є підбалансування ЕМ в зборі. Для цього в ЕМ передбачені місця установки підбалансуючих грузів, як з боку ротора, так і з боку приводу. Підбалансувати легше високооборотні ЕМ, ніж низькооборотні. Так, ЕМ з частотою обертання 3000 min^{-1} можна підбалансувати до рівня вібрації, що перевищує норму на 10 – 12 дБ, до норми без спеціальних дій. В той час, як така ж машина з частотою 1000 min^{-1} , як в приводі ГЦН, потребує додаткової балансування. Для забезпечення роботи підшипникових вузлів без динамічних

ударів слід для швидкохідних машин проводити балансування роторів, а для тихохідних – необхідно передбачувати підбалансування ротора в зібраному вигляді. Т.о., одним з способів зниження шумів і вібрацій є точне виконання теплового режиму експлуатації обладнання. Балансування слід проводити на «горячих» машинах. При встановленні під опорні поверхні лап машини і стоек стоякових підшипників скользящих ізоляційних прокладок для боротьби з підшипниковими шумами слід проводити додатковий контроль рівня вібрації по місцю установки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ядерная энергетика. Проблемы и перспективы. Экспертные оценки. / Под ред. А. П. Александрова и др. - М.: Изд. ИАЭ им. И. В. Курчатова, 1989. - 489 с.
2. Промышленные тепловые электростанции: / Под ред. Е. Я. Соколова. - М.: Энергия, 1979.
3. Бузников Е. Ф. Производственные и отопительные котельные / Бузников Е. Ф., Роддамс К. Ф., Берзиньш Э. Я. - М.: Энергоатомиздат, 1984.
4. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник / Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. - М.: Энергоиздат, 1982.
5. Филатов В. В. Системы производства и распределения энергоносителей промпредприятий. Учеб. пособие / Филатов В. В. - Л.: СЗПИ, 1990.
8. Сканли Д. Безопасный ядерный реактор / Сканли Д. - М.: Энергия, 2006. - 178 с.

Статья поступила 5.04.10 г.
Рекомендовано к печатанию, проф.
Черным А.П.

ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ПРИВОДНИХ ДВИГУНІВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ НАСОСІВ РЕАКТОРНОЇ ЗОНИ АЕС

*Шевченко В.В., к.т.н., доц., Космін С.М., магістр
Українська інженерно-педагогічна академія
вул. Університетська, 16, 61003, м. Харків, Україна
E-mail: zurbagan@mail.ru*

Обговорюються області використання, особливості конструкції, режими роботи електродвигунів головних циркуляційних насосів першого контуру циркуляції теплоносія в реакторі (перший контур АЕС) і в парогенераторі (другий контур). Проведена оцінка вібраційних характеристик електродвигунів, особливості його роботи в режимі самозапуску, зроблені пропозиції по зниженню впливу шумів і вібрацій на надійність роботи двигуна.

Ключові слова: електродвигун, головний циркуляційний насос, атомна електростанція, вібрація.

FEATURES OF WORK OF DRIVES ENGINES TECHNOLOGICAL PUMPS OF REACTOR AREA OF NUCLEAR POWER PLANT

*Shevchenko V.V., Cand.of Sci.(Tech.), Assoc.Prof., Kosmin S.M., undergrad.
Ukrainian engineering-pedagogical academy
University St., 16, 61003, Kharkov, Ukraine
E-mail: zurbagan@mail.ru*

Regions come into question the uses, features of construction, modes of operations of electric motors of main centrifugal pumps of the first contour of circulation of transmitter of heat in a reactor (first contour of nuclear power plant), in generator of steam (second contour). Estimation of vibrations descriptions of electric motors is conducted, features of his work in the mode of selfstart, suggestions are done on the decline of influencing of noises and vibrations on reliability of work of engine.

Key words: electric motor, main circulation pump, nuclear power plant vibration.