

УДК 620.-4:621.039

## ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК АЭС

Г.А. Филиппов<sup>1,2</sup>, О.И. Назаров<sup>3</sup>, Л.А. Беляев<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Томский политехнический университет

<sup>2</sup>ОАО ОКБ «Гидропресс», г. Подольск

<sup>3</sup>ОАО «ВНИИ атомного энергетического машиностроения», г. Москва

E-mail: bel@tpu.ru

Рассмотрены возможности повышения экономичности паротурбинных установок АЭС, в том числе пути повышения пропускной способности последних ступеней турбин. Приведен анализ вариантов конструктивного выполнения проточной части цилиндра низкого давления. Предложена оригинальная структура паротурбинной установки с использованием двукратной сепарации влаги. Это позволило поднять КПД паротурбинной установки до 40...41 %.

### Ключевые слова:

Турбины АЭС, начальное давление, конечное давление, сепарация влаги, термический КПД, длина лопатки, площадь выхлопа.

### Key words:

Turbines of NPP, initial pressure, final pressure, moisture separator, thermal efficiency, length of vane, exhaust space.

Рост электропотребления, задачи снижения выбросов парниковых газов, необходимость диверсификации топливно-энергетического баланса обуславливают повышенный интерес к развитию атомной энергетики. В соответствии с принятой стратегией развития энергетики в России планируется до 2030 г. ввести в эксплуатацию 39 энергоблоков АЭС каждый мощностью свыше 1 млн кВт и довести долю выработки электроэнергии на АЭС с 15,7 % в 2011 г. до 19,6 % в 2030 г. практически при удвоении выработки электроэнергии всеми источниками. Существенная роль атомных электростанций в энергобалансе страны ставит перед проектировщиками и конструкторами нового оборудования задачи увеличения единичной мощности энергоблока АЭС, что ведет к снижению удельных капитальных затрат на их сооружение, и повышения их технико-экономических показателей с целью снижения эксплуатационных расходов.

Уровень технического совершенства энергоблока оценивается КПД нетто:

$$\eta_{\Sigma}^n = \eta_{\text{ТУ}}^{\text{бп}} \eta_{\text{Р}}^{\text{бп}} (1 - \zeta_{\text{СН}}),$$

где  $\eta_{\text{ТУ}}^{\text{бп}}$  – КПД паротурбинной установки (ПТУ) брутто;  $\eta_{\text{Р}}^{\text{бп}}$  – КПД реакторной установки АЭС брутто (для ТЭС на органическом топливе вместо  $\eta_{\text{Р}}^{\text{бп}}$  будет  $\eta_{\text{К}}^{\text{бп}}$  – КПД парового котла брутто);  $\zeta_{\text{СН}}$  – относительный расход электроэнергии на собственные нужды.

КПД ПТУ определяется как

$$\eta_{\text{ТУ}}^{\text{бп}} = \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_{\Sigma},$$

где  $\eta_t$  – термический КПД цикла ПТУ;  $\eta_{oi}$  – внутренний относительный КПД турбины;  $\eta_m$  – механический КПД турбогенератора;  $\eta_{\Sigma}$  – КПД электрического генератора.

Сравнительный анализ существующих энергоблоков АЭС и ТЭС (таблица) показывает, что энергоблоки АЭС существенно проигрывают в экономичности из-за относительно низких значений термического и внутреннего относительного КПД. Снижение внутреннего относительного КПД в турбинах АЭС обусловлено повышенным отрицательным влиянием влажности в процессе расширения: в современных турбинах АЭС более 2/3 теплоперепада срабатывается в двухфазной области состояния пара, в то время как в турбинах ТЭС расширение влажного пара составляет менее четверти процесса расширения.

**Таблица.** Показатели тепловой экономичности энергоблоков АЭС и ТЭС

Энергоблоки		КПД ПТУ				КПД блоков		
		$\eta_t$	$\eta_{oi}$	$\eta_m \times \eta_{\Sigma}$	$\eta_{\text{ТУ}}^{\text{бп}}$	$\eta_{\text{Р}}^{\text{бп}} (\eta_{\text{К}}^{\text{бп}})$	$(1 - \zeta_{\text{СН}})$	$\eta_{\Sigma}^n$
АЭС	6,0 МПа	0,442	0,834	0,985	0,363	0,979	0,940	0,334
	7,2 МПа	0,461	0,848	0,985	0,385	0,979	0,950	0,358
ТЭС	13 МПа	0,529	0,881	0,985	0,459	0,907	0,930	0,387
	24 МПа	0,552	0,906	0,985	0,493	0,930	0,937	0,429

Термический КПД цикла определяется уровнем начальных параметров, значением конечного да-

вления, совершенством тепловой схемы установки (регенеративным подогревом питательной воды, промежуточным перегревом пара, сепарацией влаги из проточной части турбины). В настоящей работе анализируются некоторые перспективные пути повышения экономичности ПТУ АЭС за счет увеличения  $\eta_r$ .

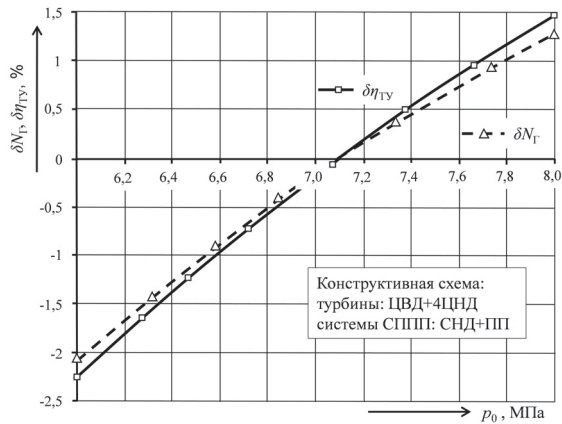


Рис. 1. Относительное изменение мощности турбины и КПД паротурбинной установки в зависимости от начального давления

Вопросы повышения начальных параметров пара касаются в первую очередь совершенствования реактора и парогенератора, однако, при сопоставлении отечественных разработок с зарубежными недостатками, вызванные пониженными начальными параметрами, проявляются в совершенстве турбоустановок. Анализ влияния давления насы-

щенного пара на входе в турбину  $p_0$  (рис. 1) показывает, что при изменении  $p_0$  от 6,0 до 8,0 МПа достигается увеличение относительных значений мощности  $\delta N_T = \Delta N_{T(i)} / \Delta N_{T(i\delta)}$  и КПД турбоустановки  $\delta \eta_{TU} = \Delta \eta_{TU(i)} / \Delta \eta_{TU(i\delta)}$  (где индексом (i) помечены значения сравниваемого варианта, а индексом (δ) – базовые, с которыми проводилось сравнение) практически на 3,5 %.

Существенное влияние на экономичность турбоустановок оказывает конечное давление за турбиной  $p_z$ . Расчетный анализ влияния конечного давления  $p_z$  (рис. 2) на изменение мощности и КПД турбоустановки показывает, что в диапазоне значений  $p_z = 0,003 \dots 0,007$  МПа (при  $p_0 = 7,2$  МПа) изменение относительных значений мощности  $\delta N_T$  и  $\delta \eta_{TU}$  турбинной установки при изменении  $p_z$  превышает 5 %. С понижением конечного давления скорость увеличения располагаемого теплоперепада растет (рис. 2, кривая  $\delta H_{0TU} = \Delta H_{0TU(i)} / \Delta H_{0TU(i\delta)}$ ). Однако при заданной площади выхлопа снижение конечного давления приводит также к быстрому нарастанию потери с выходной скоростью (рис. 2, кривые относительного изменения потери с выходной скоростью  $\delta \zeta_{вс} = \Delta H_{вс} / H_{0TU}$  для двух площадей выхлопа: 11,32 м<sup>2</sup> при длине лопатки последней ступени  $L_{лс} = 1200$  мм и 14,95 м<sup>2</sup> при  $L_{лс} = 1400$  мм). Это приводит к тому, что рост КПД и мощности турбины при снижении конечного давления и заданной площади выхлопа происходит медленнее, чем рост располагаемого теплоперепада. Видно, что чем больше площадь выхлопа, тем меньше величина  $\delta \zeta_{вс}$ . В связи с этим актуальным становится вопрос о возможных путях увеличения площади выхлопа.

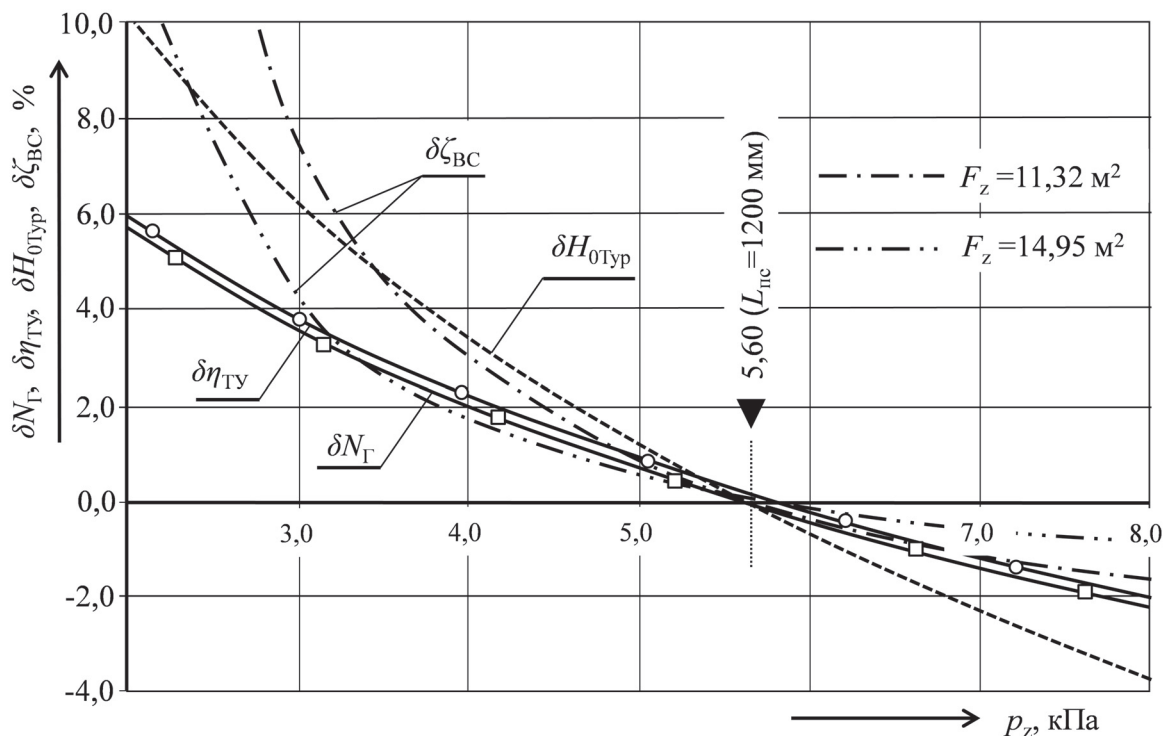
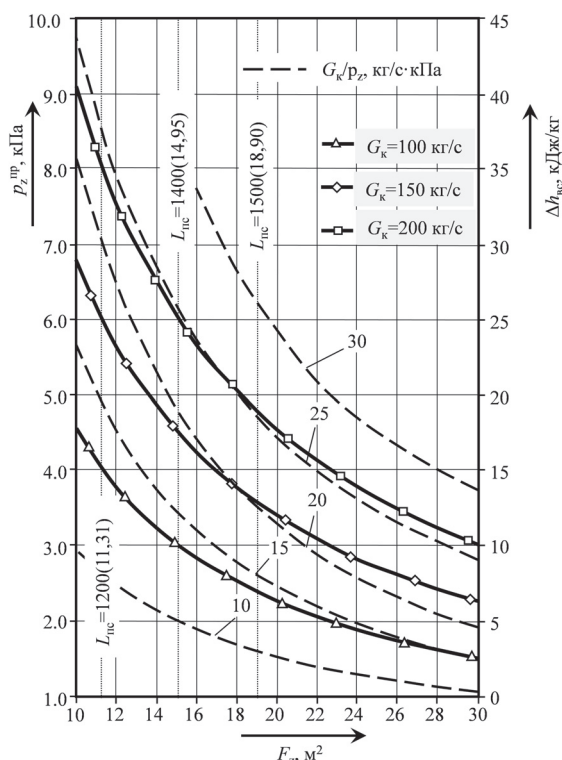


Рис. 2. Относительное изменение мощности, КПД паротурбинной установки, располагаемого теплоперепада и потери с выходной скоростью в турбине в зависимости от конечного давления

Обеспечить необходимый пропуск пара при углублении вакуума в конденсаторе возможно за счет увеличения площади выхлопа двумя способами:

- увеличение длины рабочей лопатки последних ступеней;
- повышение пропускной способности цилиндра низкого давления (ЦНД) при применении проточной части с полоторным выхлопом.

С целью определения возможности создания перспективных проточных частей ЦНД повышенной пропускной способности для быстроходных турбин проведен расчетный анализ влияния площади выхлопа на величину предельного вакуума в конденсаторе. Основным аэродинамическим критерием, ограничивающим пропускную способность единичного выхлопа заданных габаритов (или размеров последней ступени ЦНД) является допустимое число Маха ( $M$ ), определенное по расходной составляющей скорости выхода пара из последней ступени. Расчетное значение  $M$ , как правило, в зависимости от совершенства последней ступени не должно превышать величины 0,8...0,9, что осуществимо в современных мощных турбоагрегатах. В приведенном анализе сопоставление пропускной способности последней ступени производилось при постоянном предельном значении числа  $M=0,8$ .



**Рис. 3.** Зависимость предельного давления за турбиной  $p_z^{np}$  от площади выхлопа  $F_z$  при различных расходах  $G_k$  при скорости потока  $M=0,8$

Для принятого допущения на рис. 3 представлены предельные значения вакуума  $p_z^{np}$  с различными площадями единичного выхлопа  $F_z$  и при

различных значениях массового расхода пара через ступень  $G_k$ . Там же показаны зависимости предельного вакуума от площади выхлопа при различных удельных расходах пара ( $G_k/p_z$ ).

Анализ выполненных расчетов показывает, что увеличение длины лопатки последней ступени с 1200 до 1400 мм при  $G_k=150$  кг/с дает возможность снизить давление в конденсаторе с 0,0060 до 0,0045 МПа, что соответствует увеличению мощности одного выхлопа на 7,2 МВт и росту КПД на 1,5 %.

Следует отметить, что в современных отечественных турбинах используются лопатки длиной 1200 мм, разрабатываются титановые лопатки длиной 1350 мм. При лопатке длиной 1500 мм обостряются проблемы газодинамики и особенно эрозионной опасности, что делает возможность их создания проблематичной. В связи с этим становится актуальным увеличение выходной площади лопаток последней ступени путем создания ЦНД с полоторным выхлопом.

Хорошо известен применявшийся Ленинградским металлическим заводом (ПО ЛМЗ), г. Санкт-Петербург, полоторный выхлоп в виде ступени Баумана [2], в которой предпоследняя ступень цилиндра выполнялась двухъярусной: в нижнем ярусе расширение происходит до давления перед последней ступенью, а в верхнем — до давления в конденсаторе. Теплоперепад верхнего яруса существенно выше, чем теплоперепад соответствующий оптимальному отношению скоростей ( $u/c_\phi$ ). При полоторном выхлопе со ступенью Баумана крупнодисперсная влага оказывает негативное влияние (снижение КПД от ударного воздействия на лопатки, эрозионный износ) в полной мере, как на лопатках последней ступени, так и на верхнем ярусе предпоследней ступени.

На рис. 4, а представлен один из возможных вариантов проточной части ЦНД с полоторным выхлопом. При такой компоновке проточной части поток пара на выходе из предпоследней ступени разделяется на две части: примерно 2/3 пара направляется в последнюю ступень, а 1/3 проходя через направляющие лопатки — в верхний ярус предпоследней ступени. Отличие от ступени Баумана является то, что через верхний ярус проходит пар после расширения в предпоследней ступени, т. е. перепад давления и, соответственно, теплоперепад будет таким же, как и в последней ступени. В этом случае эффективность процесса преобразования энергии в верхнем ярусе будет аналогична периферийным сечениям последней ступени.

Другим важным для турбин атомных электростанций преимуществом данной компоновки является возможность выполнить поворотные лопатки с функцией встроенного сепаратора, что позволяет отвести из основного потока практически всю крупнодисперсную влагу из пространства перед последней ступенью и отсепарировать ее в поворотном устройстве. На рис. 4, б показано распределение влажности по проточной части. На выходе

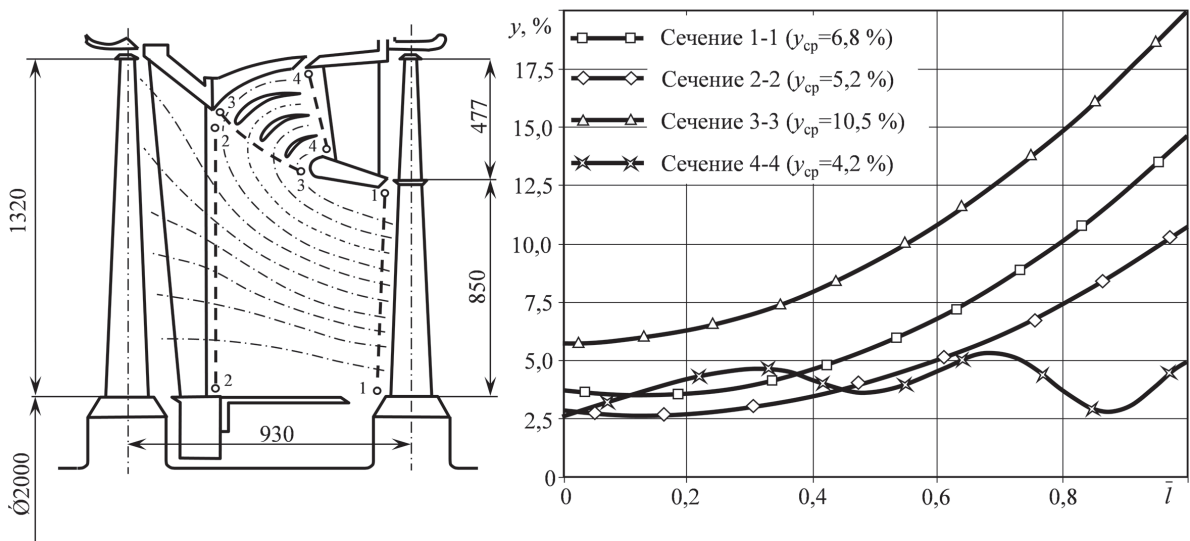


Рис. 4. Проточная часть ЦНД с полукруглым выхлопом и поворотным лопаточным сепаратором (а) и изменение влажности пара по проточной части в зависимости от относительной высоты  $l$  - (б)

из предпоследней ступенью (в сечении 1–1) средняя влажность составляет 6,8 % при доле крупнодисперсной влаги 3...3,5 % [3], сконцентрированной в периферийной области. Учитывая, что из этой области пар отводится на верхний ярус предпоследней ступени с поворотом на 180°, практически вся крупная влага уйдет в поворотное устройство (сечение 3–3) со средней влажностью 10,5 %.

Предварительная конструкторская проработка поворотного устройства – лопаточного сепаратора и расчет течения в межлопаточных каналах влажного пара показал возможность получения коэффициента сепарации  $\psi=65...70$  %. Большие значения  $\psi$  объясняются большим углом поворота, низ-

ким давлением (около 0,03 МПа), высоким содержанием крупнодисперсной влаги и эффективным отводом влаги с одновременным отсосом пара через щели на первый подогреватель низкого давления. В результате, за счет снижения влажности перед последней ступенью (сечение 2–2) до 5,2 % и перед верхним ярусом предпоследней ступени (сечение 4–4) до 4,2 % будет обеспечено повышение внутреннего относительного КПД последних ступеней примерно на 2,5 % (с учетом потерь на поворот в верхнем ярусе). Немаловажное значение имеет тот факт, что снижение доли крупной влаги в периферийных сечениях предпоследней и последней ступеней существенно снижает эрозийный износ рабочих лопаток.

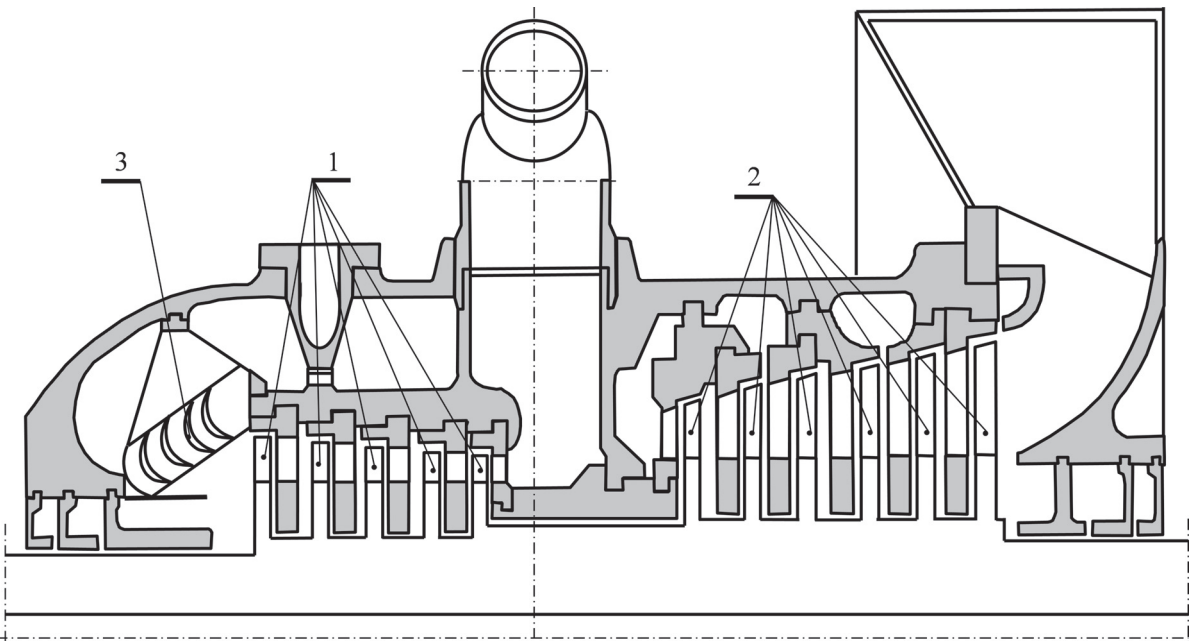


Рис. 5. Конструктивная схема цилиндра высокого и среднего давления с промежуточной (встроенной) сепарацией

Дальнейшее повышение экономичности турбоустановок АЭС за счет совершенствования теплового цикла возможно путем применения двукратной промежуточной сепарации. Известно, что если отсепарированная влага возвращается в регенеративные подогреватели тепловой схемы турбоустановки (не в конденсатор), то сепарация повышает термический КПД цикла. Однако большее влияние на экономичность турбоустановки сепарация оказывает через снижение потерь от влажности. Используя однопоточную конструкцию совмещенного цилиндра высокого и среднего давления с осушкой пара в сепараторе между частями высокого (ЧВД) и среднего давления (ЧСД), можно понизить потери от влажности в ЧСД, что в целом повысит КПД цилиндра (рис. 5).

В традиционной схеме без внутрицилиндровой сепарации влажность за ЦВД достигает (при разделительном давлении 0,75 МПа) величины порядка 16,5 %, что приводит не только к увеличенным потерям от влажности, но и к размыву проточной части. При применении промежуточного сепаратора влажность за цилиндром высокого и среднего давления может быть понижена до 10 %. Экономичность и мощность турбины в существенной мере зависит от эффективности работы сепаратора, ко-

торая определяется коэффициентом сепарации и потерями давления поворотной камере, включая потери в сепараторе. При оценке экономичности турбины необходимо учитывать также увеличение КПД совмещенной ЧВД по сравнению с традиционной двухпоточной ЧВД за счет увеличения высоты лопаток. При значении коэффициента сепарации около 0,6, потерях давления на поворотном участке около 1,5 % и росте высоты лопаток первых ступеней цилиндра высокого и среднего давления можно ожидать увеличение КПД турбоустановки приблизительно на 1,7 %.

#### Заключение

Использование усовершенствованного полоторного выхлопа и применение высокоэффективных встроенных сепараторов в цилиндре высокого и среднего давления позволило при начальном давлении свыше 7,5 МПа, пониженном конечном давлении в конденсаторе 2,5...4,0 кПа поднять КПД паротурбинной установки АЭС (брутто) до уровня 40...41 % по сравнению с достигнутым на сегодня 36...38 %.

*Работа выполнена в рамках государственного задания «Наука».*

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Филиппов Г.А., Назаров О.И., Томков Ю.П. и др. Основные направления повышения мощности и экономичности быстроходных паровых турбин большой мощности для АЭС // Росэнергоатом. – 2004. – № 11. – С. 4–8.
2. Костюк А.Г., Фролов В.В., Булкин А.Е., Трухний А.Д. Паровые и газовые турбины для электростанций. – М.: Издательский дом МЭИ, 2008. – 556 с.
3. Филиппов Г.А., Назаров О.И., Томков Ю.П., Лисянский А.С. Основные направления создания турбоустановок для АЭС

4. Филиппов Г.А., Лисянский А.С., Назаров О.И. Направления совершенствования быстроходных паровых турбин АЭС // Энергетические машины и установки. – 2008. – № 3. – С. 3–12.

*Поступила 04.04.2012 г.*