

МОДЕЛЬ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

А.А. Казанцев

ЭНИМЦ «Моделирующие системы», г. Обнинск



Для расчетов в реальном времени динамики турбинного отделения АЭС необходимо иметь модель ступени турбины. В связи с непрерывно повышающимися требованиями к точности моделей тренажеров АЭС возникла задача разработать модель с точностью порядка 1% для описания параметров ступени турбины. Представленная модель пригодна во всех режимах работы для моделирования в реальном времени. Результаты расчетов проверены на нескольких турбинах АЭС. Показано, что представленная модель турбины удовлетворяет требованиям по точности при наличии данных об установочных углах лопаток всех ступеней турбины.

Для расчета турбин АЭС различных типов в реальном времени необходима всережимная модель ступени турбины. Алгоритм расчета должен работать в диапазоне мощностей (от нулевой до номинальной) при любой частоте вращения ротора.

Модель ступени турбины решается совместно с моделью двухфазной сети. Основное назначение модели ступени – расчет для модели сети механической мощности, отводимой от потока. Общая мощность на валу получается суммированием по всем ступеням и передается модели генератора. Вторым расчетным параметром – гидравлическое сопротивление ступени турбины – также передается в модель двухфазной сети.

Исходными данными для расчета и проверки модели являются тепловые балансы, IS -диаграмма и геометрические размеры проточной части турбины. На рисунке 1 показан эскиз IS -диаграммы турбины К-1000-60/1500-2 Южно-Украинской АЭС, для которой выполнялись расчеты всех ступеней турбины с целью проверки точности предлагаемой модели при полностью известных исходных данных.

По давлению и энтальпии на входе и давлению на выходе в узлах сети на входе и на выходе отсека для процесса адиабатического расширения рассчитывается изменение энтальпии или H_0 – располагаемый теплоперепад ступени. КПД ступени находится при помощи расчета планов скоростей через лопаточный КПД, затем используются поправки для получения внутреннего относительного КПД из лопаточного. Мощность ступени рассчитывается как произведение трех сомножителей: массового расхода, располагаемого теплоперепада и внутреннего относительного КПД ступени. Крутящий момент на валу ротора находится по мощности и текущим оборотам турбины.

Величины отборов вдоль проточной части получают на основании расчета по сетевой модели.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

Методика расчета разработана на основе [1,2] и опирается на формулы конструкторского расчета ступени турбины. Рассмотрим ступень турбины, планы ско-

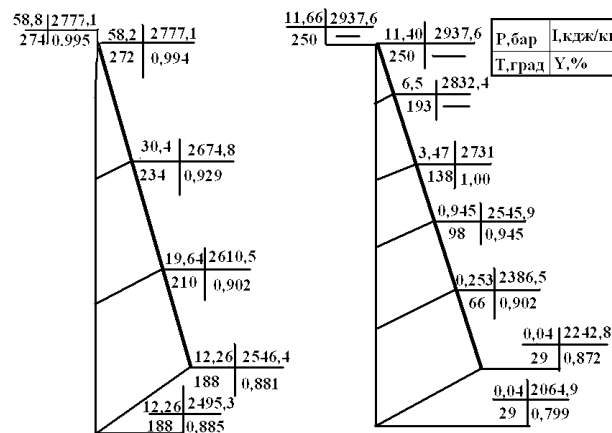


Рис. 1. Эскиз IS-диаграммы тихоходной турбины К-1000-60/1500-2 Южно-Украинской АЭС (показаны характерные точки с отборами)

ростей соплового аппарата и рабочего колеса которой представлены на рис. 2.

На рисунке 2 индексами 1 и 2 обозначены входной треугольник соплового аппарата (СА) и выходной треугольник рабочего колеса (РК).

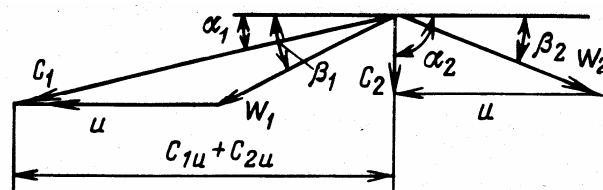


Рис. 2. План скоростей одной ступени турбины

Здесь $c_1 = \varphi \sqrt{(1-\rho) \cdot 2 \cdot H_0}$ – абсолютная скорость выхода потока из соплового аппарата (СА); α_1 – угол ее направления; u (или u_r) – окружная скорость на среднем диаметре; φ – коэффициент скорости СА; H_0 – располагаемый теплотерепад ступени; $c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1)$ – окружная составляющая скорости c_1 ; ω_1 – относительная скорость входа потока в рабочую решетку и β_1 – угол ее направления (в системе координат, связанной с ротором турбины) определяются из входного треугольника скоростей геометрически, по скоростям u , c_1 и углу α_1 ; $\omega_2 = \psi \sqrt{\omega_1^2 + \rho \cdot 2 \cdot H_0}$ – относительная скорость выхода потока из рабочей решетки; β_2 – угол ее направления (в системе координат, связанной с ротором турбины); ψ – коэффициент скорости рабочей решетки; c_2 – абсолютная скорость выхода потока из рабочей решетки (из рабочего колеса или ступени) и α_2 – угол ее направления определяются из выходного треугольника скоростей геометрически, по скоростям u , ω_1 и углу β_2 ; $c_{2u} = c_2 \cdot \cos(\alpha_2)$ – окружная составляющая выходной скорости,

При расчете плана скоростей считаем известной u_r – окружную скорость вращения на среднем диаметре \bar{d} для каждой ступени при заданном числе оборотов n :

$$u_r = \frac{\pi \cdot \bar{d} \cdot n}{60}. \quad (1)$$

При переменных режимах работы турбины эта скорость меняется при изменении параметра n – числа оборотов турбины в час, определяемом из решения уравнения динамики ротора, приведенного далее.

Мощность ступени P_u равна произведению окружного усилия R_u на окружную скорость u_r . Удельная мощность равна отношению полной мощности, деленной на массовый расход:

$$H_u = R_u \cdot u_r = \frac{P_u}{G} = u_r \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 + c_2 \cdot \cos \alpha_2) = u_r \cdot (\omega_1 \cdot \cos \beta_1 + \omega_2 \cdot \cos \beta_2). \quad (2)$$

Относительный лопаточный КПД ступени при известном располагаемом теплоперепаде H_0 (для любых состояний турбины) определяется по формуле

$$\eta_u = \frac{u_r \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 + c_2 \cdot \cos \alpha_2)}{H_0} = \frac{u_r \cdot (c_{1u} + c_{2u})}{H_0}. \quad (3)$$

Лопаточный КПД далее умножается на основные поправки от потерь, приведенные ниже, в результате определяется внутрилопаточный относительный КПД, на основании которого рассчитывается мощность ступени. В методике учитываются следующие потери.

Потери с выходной скоростью (для последних ступеней цилиндров)

$$\Delta h_{в.с.} = \frac{c_2^2}{2}. \quad (4)$$

Относительные потери утечек через бандажные уплотнения

$$\xi_y^6 = \frac{\pi \times d_n \times \delta_3}{F_1} \eta_{ол} \sqrt{\rho + 1,8 \frac{l_2}{d}}, \quad (5)$$

где d_n – диаметр по периферии; l_2 – длина соответствующей лопатки рабочего

колеса; $\delta_3 = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_o^2} + \frac{1,5Z_r}{\delta_z^2}}}$ – эквивалентный зазор, где $\delta_o = 1$ мм – осевой зазор лопаточного бандаж; $\delta_z = 1$ мм – радиальный зазор; $Z_r = 2$ – число гребней в надбандажном уплотнении.

Относительные потери на трение

$$\xi_{тр} = \frac{K_{тр} d^2}{F_1} \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3, \quad (6)$$

где $K_{тр} = (0,45-0,8) \cdot 10^{-3}$ зависит от режима течения. В данном случае $K_{тр} = 0,6 \cdot 10^{-3}$.

Относительные потери от влажности

Влажность $y = 1-x$, где x – степень сухости (отношение массы пара к массе пароводяной смеси)

$$\xi_{вл} = 2 \frac{u}{c_\phi} [0,85 - 0,5x_0 - 0,35x_1], \quad (7)$$

где x_0 – степень влажности перед ступенью; x_1 – степень влажности после ступени.

Все параметры в модели, включая скорости в планах скоростей, определяются динамически по приведенным выше формулам либо по геометрическим соотношениям, которые следуют из треугольников скоростей при любом режиме работы ступени. Модель написана на языке C++.

Всережимность является важным свойством моделей реального времени, при этом каждая из ступеней, в зависимости от установочных углов, располагаемого перепада и расхода будет иметь свой индивидуальный лопаточный КПД. Этот КПД учитывает автоматически потери в сопловом аппарате, рабочем колесе и потери с выходной скоростью для последних ступеней цилиндров. Алгоритм обеспечивает достаточно широкий диапазон применимости модели турбины.

По параметрам узлов на входе и на выходе отсека, геометрическим характеристикам отсека и по заданному приведенному коэффициенту сопротивления отсека рассчитывается теоретический расход через отсек. По найденному расходу восстанавливается гидравлическое сопротивление ветвей сети, представленных отсеком.

Модель тестировалась на турбине ВВЭР-1000, сравнивались заводские данные планов скоростей [3,4] и расчеты модели при номинальном режиме работы. Для поиска и задания параметров используется предварительный теплогидравлический расчет проточной части турбины. Необходимость в нем возникает из-за того, что в модели необходимы значения установочных углов соплового аппарата (СА) и рабочего колеса (РК).

Для поиска и задания этих параметров используется предварительный теплогидравлический расчет проточной части турбины, алгоритм которого описан в учебном пособии [7].

На рисунках 3–5 представлены результаты сравнения заводских расчетов планов скоростей турбины К-1000-60/1500 и расчетов по представленной модели.

В таблице 1 приведено сравнение относительной точности расчета мощности ступени с заводскими данными.

На следующем этапе модель ступени была проверена расчетом всех ступеней быстроходной турбины высоких параметров Белоярской АЭС (блок №4, турбина К-800-130/3000) [5].

Были собраны исходные данные для моделирования турбины К-800-130/3000. При выполнении расчета проточной части турбины БН-800 имелись чертежи проточной части, из которых получены высоты лопаток СА РК для всех ступеней, на основе тепловых балансов построена *IS*-диаграмма. На рисунке 6 показан эскиз *IS*-диаграммы процесса расширения турбины К-800-130/3000.

Точность расчета по модели зависит от точности исходных данных. Не хватало данных по двум входным параметрам α_1 и β_2 – установочным углам лопаток соплового аппарата и рабочего колеса соответственно. Для получения этих данных была решена обратная задача – при известных давлении и энтальпии на входе и выходе, при известной мощности ступени найдены недостающие исходные данные. По результатам расчетов подготовлены файлы, обеспечивающие требуемую точность расчета мощности ступени для всех ступеней (11 ЦВД и 5 ЦНД), с после-



Рис. 3. Сравнение планов скоростей первой ступени ЦВД (расчет по модели) турбины К-1000-60/1500-2 с данными заводского расчета



Рис. 4. Сравнение планов скоростей седьмой ступени ЦВД (данные модели) тихоходной турбины К-1000-60/1500-2 с данными заводского расчета

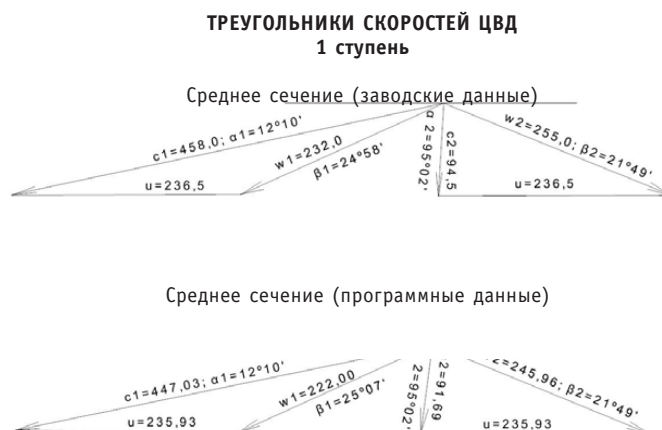


Рис. 5. Сравнение планов скоростей первой ступени ЦВД (данные модели) турбины К-1000-60/1500-2 в сравнении с данными заводского расчета

дующим использованием в тренажере. Результаты расчетов планов скоростей первой и последней ступеней ЦВД представлены на рис. 7. Результаты расчета мощностей всех ступеней турбины представлены в табл. 2.

В этом случае погрешность расчета мощности турбины в целом составила 11%, что определяется имеющейся погрешностью задания исходных данных.

Суммируя все мощности по ступеням ЦВД и ЦНД (суммарную мощность по ЦНД необходимо умножить на шесть, т.к. у нас три двухпоточных ЦНД), мы получили общую мощность на валу данной турбины 712 МВт. По проектным данным она должна составлять 800 МВт в нормальном конденсационном режиме. Следовательно, ошибка вследствие неопределенности в задании начальных данных составила 11%.

Таблица 1

**Сравнение расчета мощности ступени
с заводскими данными**

Мощность ступени, заводские данные, Вт	Мощность ступени, расчет по модели, Вт	Относительная ошибка, %
ЦВД		
$3,34 \cdot 10^7$	$3,336 \cdot 10^7$	0,2
$2,76 \cdot 10^7$	$2,922 \cdot 10^7$	2,8
$2,69 \cdot 10^7$	$2,701 \cdot 10^7$	0,4
$2,48 \cdot 10^7$	$2,567 \cdot 10^7$	2,5
$2,54 \cdot 10^7$	$2,573 \cdot 10^7$	1,3
$2,43 \cdot 10^7$	$2,467 \cdot 10^7$	1,5
$2,453 \cdot 10^7$	$2,321 \cdot 10^7$	2,3
ЦНД		
$2,12 \cdot 10^7$	$2,029 \cdot 10^7$	2,2
$1,96 \cdot 10^7$	$2,009 \cdot 10^7$	2,4
$1,74 \cdot 10^7$	$1,801 \cdot 10^7$	2,5
$1,58 \cdot 10^7$	$1,591 \cdot 10^7$	0,7
$1,32 \cdot 10^7$	$1,315 \cdot 10^7$	0,4
$1,36 \cdot 10^7$	$1,374 \cdot 10^7$	1,1
$2,29 \cdot 10^7$	$2,179 \cdot 10^7$	2,8

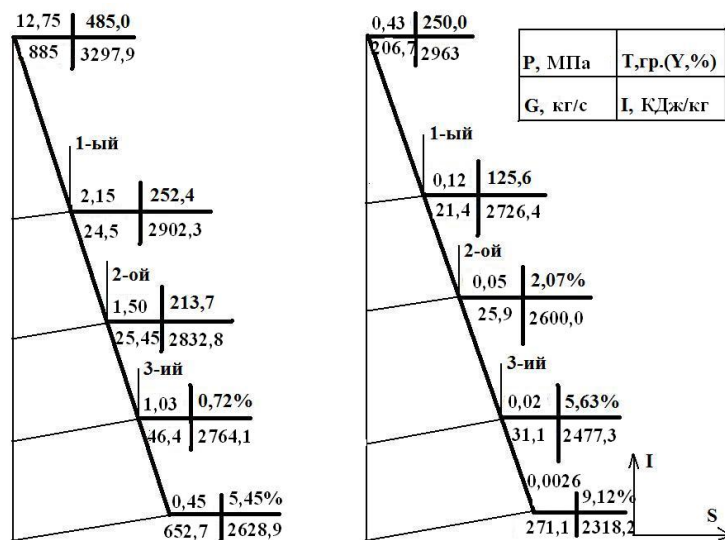
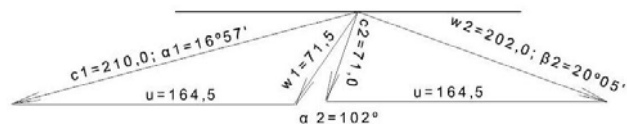


Рис. 6. Эскиз IS-диаграммы быстроходной турбины высоких параметров Белоярской АЭС (блок №4, турбина К-800-130/3000). Показаны характерные точки с отборами

**ТРЕУГОЛЬНИКИ СКОРОСТЕЙ ЦВД
1 ступень**

Среднее сечение (программные данные)



11 ступень

Среднее сечение (программные данные)

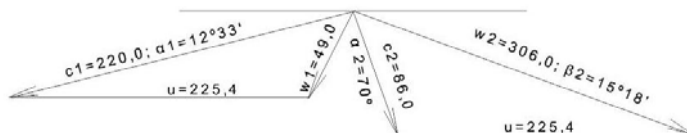


Рис. 7. Расчет планов скоростей 1-й и 11-й ступеней ЦВД быстроходной турбины высоких параметров Белоярской АЭС (блок №4, турбина К-800-130/3000)

Таблица 2

**Мощности ступеней турбины
К-800-130/3000 (расчет по модели)**

Цилиндр турбины	Номер ступени	Расчетная мощность ступени, Вт
ЦВД	1	$3.35 \cdot 10^7$
	2	$3.33 \cdot 10^7$
	3	$2.89 \cdot 10^7$
	4	$3.11 \cdot 10^7$
	5	$5.30 \cdot 10^7$
	6	$2.47 \cdot 10^7$
	7	$5.52 \cdot 10^7$
	8	$5.15 \cdot 10^7$
	9	$4.51 \cdot 10^7$
	10	$4.33 \cdot 10^7$
	11	$4.16 \cdot 10^7$
ЦНД	1	$9.51 \cdot 10^6$
	2	$1.06 \cdot 10^7$
	3	$8.98 \cdot 10^6$
	4	$6.25 \cdot 10^6$
	5	$4.53 \cdot 10^6$

ВЫВОДЫ

Для проверки модели ступени турбины выполнено детальное сравнение расчетов тихоходной конденсационной турбины К-1000-60/1500-2 Южно-Украинской АЭС с данными заводского расчета. Сравнивались все планы скоростей турбины от входа в ЦВД (7 ступеней) до выхлопа ЦНД (7 ступеней) в конденсатор. Результаты расчетов показали, что при расчете проточной части при использовании только относительного лопаточного КПД (3) точность расчетов лежит в диапазоне 7–8%. Использование поправок к КПД (4)–(7) и переход на внутренний относительный КПД повышает точность расчетов до величины 1–2,8%.

Суммарная мощность турбины на валу, получаемая суммированием мощностей по всем ступеням, с учетом шести потоков в ЦНД (3 двухпоточных цилиндра) равна 1116 МВт, при мощности турбины с учетом собственных нужд 1105 МВт, т.е. суммарная погрешность мощности турбины относительно заводских расчетов оказалась менее 1%.

На следующем этапе модель ступени была проверена расчетом всех ступеней быстроходной турбины высоких параметров К-800-130/3000 (строящийся блок №4 Белоярской АЭС). В данном расчете изучалась точность воспроизведения полной мощности турбины по предлагаемой методике расчета в отсутствие части исходных данных – установочных углов по двум входным параметрам α_1 и β_2 . Для их нахождения решена обратная задача. При этом относительная ошибка в полной мощности из-за неопределенности в задании начальных данных составила 11%. Эта систематическая погрешность, вызванная отсутствием части исходных данных или их неточностью, при моделировании устраняется введением нормирующего поправочного коэффициента, поскольку суммарное значение мощности известно.

Модель тестировалась также на турбине реактора ВВЭР-440. Выполненные расчеты позволяют сделать вывод, что представленная модель является всережимной и применима практически для любой турбины. При этом достигается требуемая точность расчета, при наличии необходимых для модели исходных данных.

Литература

1. Трояновский Б.М., Самойлович Г.С., Нитусов В.В., Занин А.И. Паровые и газовые турбины: Сборник задач: учеб. пособие для вузов/Под ред. Трояновского, Г.С. Самойловича. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 240 с.
2. Трояновский Б.М. Турбины для атомных электростанций, 2-е изд. – М.: Энергия, 1978.
3. Производственное объединение атомного турбостроения «Турбина паровая К-1000-60/1500-2». Расчеты. Ч. II. Тепловой расчет проточной части. – Харьков, 1981.
4. Технический отчет «Тепловые испытания турбоустановки К-1000-60/1500-2 ПОАТ ХТГЗ и энергоблока 1000 МВт ст. №1 Запорожской АЭС». Т. I, II. – Южтехэнерго, 1987.
5. Ленинградский металлический завод «Турбоустановка К-800-130/3000 для блока №4 Белоярской АЭС с реактором БН-800»/Технический проект. Разработка технологических схем турбоустановки. – СПб., 2007.
6. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. – М.: Издательство МЭИ, 1999.
7. Гольба В.С., Казанцев А.А. Тепловой расчет тихоходной влажнопаровой турбины на ЭВМ: Учеб. пособие по курсу «Паровые и газовые турбины». – Обнинск: Обнинский филиал МИФИ, 1985 (в двух частях).

Поступила в редакцию 25.05.2009

phase method in a contour with heavy lead-bismuth coolant is experimentally shown.

Techniques of definition of dynamic parameters of the automatic control system are developed and tested, tests for justification of system serviceability in steady-state conditions of nonisothermal circulating circuit, and also in conditions of a various types of the «provocations» deducing a circuit of the facility from an equilibrium condition on oxidizing potential of the coolant are carried out.

УДК 621.534: 519.7

Realization of the multiple-factor models of thermal conductivity in the multi-layer spherically symmetrical device with fuel element \ A.V. Saenko, A.V. Tikhonenko; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2009. – 9 pages, 1 table, 3 illustrations. – References, 19 titles.

Mathematical models of the thermal stationary conductivity in the multi-layer spherically symmetrical device with fuel element are realized for different physical and technological conditions. Boundary-value problems on the thermal field calculation are solved with program system and recommendations on composition of fuel element are formulated.

УДК 536.24: 621.039.534

Thermo-Hydraulic Calculation of the Sodium-Water Steam-Generator for the Case of Steam-Generating Tube Removal and Plugging \ V.V. Hudasko; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2009. – 11 pages, 1 table, 6 illustrations. – References, 17 titles.

A procedure for the thermo-hydraulic calculation of the sodium-water steam-generator is presented for the case of stem-generator tube removal and plugging. A comparison is given of the calculated data with the experimental ones. Good agreement has been obtained between the calculated and experimental data

УДК 621.039.534.6: 536.24

About Required Determination Accuracy of the Liquid-Metal Coolant Properties in the Fast Reactors \ Y.S. Yuriev, I.T. Afanasieva; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2009. – 4 pages. – References, 7 titles.

The formulas to calculate temperature deviation of the fuel elements as a result of coolant property uncertainty have been obtained. The dispersive method was used to estimate comparatively the contribution of different deviation components. The conclusion about significance of geometric fuel element tolerances, a reactor power deviation, a heat capacity and a coolant density has been drawn.

УДК 621.311.25: 621.039

Model of the Turbine Stage \ A.A. Kazantsev; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2009. – 8 pages, 2 tables, 7 illustrations. – References, 7 titles.

For calculations in real time the dynamics of NPP turbine department it is necessary to have model of the turbine stage. Due to permanent growth of the requirements to improve the accuracy of NPP simulator the problem arises to create model with accuracy 1% for the description of parameters of turbine stage. The present model is valid for all mode of operation for real time simulation. Results of calculations were compared with known data for some NPP turbines. It proves that the presented model of the turbine meets the requirements on the accuracy if there are data available about the turbine blade's angle for all turbine stages.

УДК 621.039.534

Mathematical Model of Processes in the Cut not Tight Steam Generator as a Part of the Operating Ship Reactor's Installation \ V.I. Korolev; Editorial board of journal «Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika» (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) – Obninsk, 2009. – 9 pages, 2 illustrations. – References, 1 title.

While in service reactor's installation of a nuclear vessel regular depressurization of trumpet system of direct-flow steam generators is observed. For a non-admission of hit of the active heat-carrier in a steam-and-water cycle, a current steam and gas generator it is reliably cut on the second contour. Further the heat-carrier arrives in trumpet system of the cut steam and gas generator and at a given time completely fills its internal volume. After that moment restrictions on maneuvering are entered into avoidance неопределенности a steam and gas generator because of water expansion in the closed space. It is necessary to define the beginning of this moment. In article the mathematical model of process of growth of pressure in trumpet system of the cut not tight steam generator is developed at work reactor's installation at power levels of capacity.