(сс) _{ЕҮ} УДК 621.165-2 (075.8)

DOI:10.30724/1998-9903-2019-21-6-61-71

ИССЛЕДОВАНИЕ УНИВЕРСАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМ ТЕПЛОВЫХ РАСШИРЕНИЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН К ВНЕШНЕМУ ВОЗДЕЙСТВИЮ

А.Ю. Сосновский¹, Б.Е. Мурманский², Ю.М. Бродов³

¹ГК «Теплоэнергосервис» г. Екатеринбург, Россия ²Свердловский филиал ПАО «Т Плюс» г. Екатеринбург, Россия ³Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина г. Екатеринбург, Россия

Резюме: Выполнен анализ различных (традиционных и альтернативных) конструкций сочленения выносных корпусов подшипников и цилиндров паровых турбин средней и большой мощности. С учётом выявленных подобий взаимодействия элементов рассмотренных конструкций предложена обобщенная кинематическая модель системы тепловых расширений паровой турбины. В предложенной модели система тепловых расширений представлена в виде многозвенной шарнирной системы, состоящей из одного или нескольких «базовых» модулей. На основе разработанной модели исследованы условия устойчивости (отсутствия самоторможения на направляющих продольных шпонках) системы тепловых расширений паровой турбины к внешним воздействиям. По результатам моделирования показано, что величина изменения угла поворота цилиндра турбины относительно корпуса подшипника в узле сочленения должна быть ограничена. Установлено, что для устойчивости системы с одним выносным корпусом подшипника достаточно, чтобы предельный угол поворота в узле сочленения цилиндра турбины и корпуса подшипника не превышал предельного угла поворота корпуса подшипника относительно продольных шпонок. Для устойчивости системы с несколькими последовательно перемещающимися выносными корпусами подшипников (многоцилиндровой турбины) необходимо, чтобы предельный угол поворота во всех узлах сочленения иилиндров турбины с корпусами подшипников не превышал величины наименьшего предельного угла поворота из всех корпусов подшипников. Результаты выполненного исследования могут быть использованы при проектировании новых паровых турбин и при реконструкции систем тепловых расширений оборудования, находящегося в эксплуатации.

Ключевые слова: турбоагрегат, тепловые расширения, корпус подшипника, продольная шпонка, поперечная шпонка.

Для цитирования: Сосновский А.Ю., Мурманский Б.Е., Бродов Ю.М. Исследование универсальных условий устойчивости систем тепловых расширений паровых турбин к внешнему воздействию // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т. 21. № 6. С. 61-71. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-6-61-71.

INVESTIGATION OF UNIVERSAL CONDITIONS OF STABILITY OF THERMAL EXPANSION SYSTEM OF STEAM TURBINES TO EXTERNAL ACTIONS

AYu Sosnovskiy¹, BE Murmanskii², YuM Brodov³

¹Teploenergoservis Management Company, Ekaterinburg, Russia ²T-plus group, Ekaterinburg, Russia ³Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia

Abstract: The analysis of various designs (both traditional and alternative) for outboard bearing housing joints with cylinders of steam turbines of medium and high power. Taking into account the identified similarities in the interaction of elements of the considered structures, a generalized kinematic model of the thermal expansion system of a steam turbine is presented. In the assumed model, the thermal expansion system is presented in the form of a multi-link hinged system

Проблемы энергетики, 2019, том 21, № 6

consisting of one or more "basic" modules. Based on the developed model, the stability conditions (the absence of self-braking on the guiding longitudinal keys) against external influences are studied for the thermal expansion system of a steam turbine. According to the simulation results, it is shown that the magnitude of the turbine cylinder rotation angle change relative to the bearing housing in the junction must be limited. It was revealed that for stability of a system with one outboard bearing housing, it is sufficient that the maximum rotation angle at the junction of the turbine cylinder and the bearing housing does not exceed the maximum rotation angle of the bearing housing relative to the longitudinal keys. For stability of a system with several sequentially moving outboard bearing housings (multi-cylinder turbine), it is necessary that the limiting angle of rotation at all junctions of the turbine cylinders with bearing housings does not exceed the value of the smallest limiting angle of rotation for all bearing housings. The results of the study can be applied in the design of new steam turbines and in the reconstruction of thermal expansion systems for equipment in operation.

Keywords: turbine unit, heat expansion, bearing case, longitudinal spline, transversal spline.

For citation: Sosnovskiy AYu, Murmanskii BE, Brodov YuM. Investigation of universal conditions of stability of thermal expansion system of steam turbines to external actions. *Power engineering: research, equipment, technology.* 2019;21(6):61-71. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-6-61-71.

Введение

Система тепловых расширений (СТР) паровой турбины, как показывает опыт эксплуатации паротурбинных установок [1, 2], является одним из критических узлов многоцилиндровых паровых турбин. Нарушения в работе СТР приводят к возникновению дефектов проточной части и подшипников турбин, проявляются в повышенных значениях относительных расширений роторов, повышенной вибрации подшипников и др. [3]. Исследования, выполненные рядом организаций на турбинах различных производителей [4-7], позволили разработать объем типовых и сверхтиповых работ, выполняемых во время ремонта турбин для обеспечения нормальной работы СТР [8, 9]. Однако, не все случаи нарушений в работе СТР могут быть объяснены известными причинами. Целесообразно рассмотрение работы СТР на моделях, а такие работы в последние десятилетия не выполнялись.

На большинстве турбин средней и большой мощности (от 25 МВт и выше) произведённых в СССР, и позднее в РФ, используется СТР с традиционным устройством сочленения цилиндра турбины с выносным корпусом подшипника [1, 10]. В таком устройстве осевое усилие от цилиндров турбины при изменении их температурного состояния передается на выносные корпуса подшипников через т.н. «поперечные шпонки» в опорных лапах цилиндра. Совпадение осей цилиндров турбины и выносных корпусов подшипников обеспечивается т.н. «вертикальными шпонками». Их конструкция обеспечивает свободное взаимное перемещение в вертикальной плоскости «зуба», закреплённого на цилиндре турбины, относительно ответной части, закреплённой на выносном корпусе подшипника практически на уровне поверхности скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме. От боковых смещений корпус подшипника удерживается направляющими «продольными шпонками». На рис.1 представлены схемы организации СТР с традиционными устройствами сочленения для одноцилиндровых (рис 1, δ) и трёхцилиндровых (рис 1, ϵ) паровых турбин.

Основным недостатком традиционного устройства сочленения цилиндра турбины и корпуса подшипника считается передача осевого усилия через лапы, являющимися, по сути, продолжением фланцев горизонтального разъёма цилиндров турбины и, соответственно, разнесёнными от оси турбины. Неодинаковое тепловое расширение лап в продольном направлении (температурный перекос) приводит к тому, что выносной корпус подшипников поворачивается относительно «продольных шпонок». Так, например, исследования выполненные специалистами ЦКТИ показали, что у турбины К-800-240 ЛМЗ корпус среднего подшипника (между ЦВД и ЦСД) поворачивается на предельный угол, обусловленный зазором на продольных шпонках, уже при разности температуры левого и правого фланцев ЦСД в 6 – 12 градусов, из–за неодинаковости тепловых расширений лап ЦСД в продольном направлении [11]. Дальнейшее увеличение разности температур, по мнению специалистов ЦКТИ, приводит к появлению дополнительных нерасчётных усилий

сопротивления перемещению корпуса подшипника по фундаментной раме и может привести к заклиниванию корпуса подшипников на «продольных шпонках».

Для исключения влияния температурного перекоса на работу СТР предложены и реализованы другие конструкции устройств сочленения выносных корпусов подшипников с цилиндрами турбины, в которых осевое усилие от цилиндров турбины на выносные корпуса подшипников передается по оси турбины, исключая влияние температурного перекоса по фланцам цилиндров турбины на работу СТР [12-15].



Рис. 1 Схемы СТР с традиционными устройствами сочленения *a*) одноцилиндровая турбина; *б*) двухцилиндровая турбина; *в*) трёхцилиндровая турбина. *l* – цилиндр турбины; 2 – выносной корпус подшипника; 3 – продольные шпонки; 4 – поперечные шпонки; 5 –вертикальная шпонка; 6 – фикс-пункт турбины.

Опыт исследования СТР паровых турбин различных типов показывает, что существенное влияние на работу традиционных схем организации СТР и, как следствие, на вибрационное состояние турбины оказывает и температурное состояние (перемещение) присоединенных к цилиндрам турбины трубопроводов [16-19]. Под действием внешних усилий от присоединённых трубопроводов цилиндры турбины и выносные корпуса подшипников в пределах зазоров в направляющих или сцепных устройствах могут смещаться и поворачиваться относительно друг друга и относительно оси турбины. Поворот выносных корпусов подшипников относительно «продольных шпонок» под действием внешних усилий также, как и температурный перекос, приводит к возникновению дополнительных нерасчётных усилий сопротивления перемещению корпуса подшипника по фундаментной раме.

В работе [20], показано, что устойчивость системы тепловых расширений паровой турбины к внешнему воздействию в значительной степени зависит от соотношения величин зазоров в «шпоночных» соединениях сочленения цилиндра турбины и выносных корпусов подшипников.

Анализ конструкций ранее упомянутых устройств сочленения цилиндров турбины с выносными корпусами подшипников(с исключением лап цилиндров турбины из схемы передачи осевых усилий)показал, что они также как и традиционная схема СТР допускают принципиальную возможность углового смещения цилиндров турбины и выносных корпусов подшипников относительно друг друга и относительно оси турбины. Соответственно, все используемые в настоящее время в СТР устройства сочленения цилиндров турбины и выносных корпусов подшипников в той или иной степени могут быть подвержены влиянию внешних усилий от присоединённых к турбине трубопроводов. Целью данной работы является определение универсальных условий устойчивости функционирования СТР с разным количеством цилиндров турбины и выносных корпусов подшипников к воздействию внешних факторов для всех ранее упомянутых конструкций сочленения цилиндров турбины и выносных корпусов подшипников. Анализ проводился на основе разработанной авторами кинематической модели.

Материалы и методы. Обобщённая кинематическая модель СТР паровой турбины

На основе сравнительного анализа схем организации СТР паровых турбин различных типоразмеров с разным количеством цилиндров и возможными конструкциями устройств сочленения цилиндров турбины с выносными корпусами подшипников разработана модель, в которой СТР представлена в виде многозвенной шарнирной системы состоящей из одного или нескольких «базовых» модулей. Количество «базовых» модулей в схеме СТР равно количеству выносных корпусов подшипников, свободно перемещающихся вдоль оси турбины.

«Базовый» модуль состоит из трёх звеньев: «продольных шпонок», выносного корпуса подшипника и цилиндра турбины. Кинематическая схема «базового» модуля представлена на рис.2 (*a*). Между собой звенья 1 и 2 связаны призматическим шарниром, который соответствует сочленению «продольные шпонки – паз корпуса подшипника». Звено 3 соответствует цилиндру турбины. Звенья 2 и 3 связаны осевым шарниром A_i , который соответствует устройству сочленения цилиндра турбины и корпуса подшипника. Так же осевыми шарнирами звенья 2 и 3 связаны с предыдущим(B_i) и последующим (B_{i+1}) «базовыми» модулями. В модели принята правосторонняя система координат, в которой ось X направлена от фикспункта турбины в сторону паровпуска (от генератора в сторону регулятора).

Изменение взаимного положения элементов «базового» модуля под действием внешних сил и моментов, приложенных к звену 3, представлено на рис. 2(б).



б)

Рис. 2 «Базовый» модуль СТР

a) кинематическая схема «базового» модуля СТР;

б) изменение взаимного положения элементов «базового» модуля при внешнем воздействии;

I – «продольные шпонки»; *2* – выносной корпус подшипника; *3* – цилиндр турбины.

Звено 1 («продольные шпонки») неподвижное, жестко закреплено на фундаменте турбоагрегата. Звено 2 соответствует выносному корпусу подшипника.

На рис. 2 (а) и (б) приняты следующие обозначения:

L_i – расстояние между шарнирными узлами *i*–го цилиндра турбины;

 l_i – расстояние между внешними торцами направляющих *i*-го выносного корпуса подшипников;

 l_i – расстояние между внешним торцом направляющих *i*–го выносного корпуса подшипников со стороны фикспункта и ближайшим шарнирным узлом цилиндра;

 $l_i^{"}$ – расстояние между дальним от фикспункта внешним торцом направляющих *i*–го выносного корпуса подшипников и ближайшим шарнирным узлом (*i*+1)-го цилиндра турбины;

*c*_{*i*} – зазор в *i*-ом призматическом шарнире между направляющими «продольными шпонками» и корпусом подшипников;

*d*_{*i*}['] – сдвиг ближайшего к фикспункту шарнирного узла от оси турбины в поперечном направлении;

 $d_i^{"}$ – сдвиг шарнирного узла между цилиндром и корпусом подшипников от оси турбины в поперечном направлении;

 d_{i+1} – сдвиг шарнирного узла между корпусом подшипников и следующим цилиндром от оси турбины в поперечном направлении;

α; –угловое смещение оси корпуса подшипника от оси цилиндра турбины;

β_i-угловое смещение оси корпуса подшипника относительно оси турбины;

γ;-угловое смещение оси цилиндра относительно оси турбины;

i – номер«базового» модуля, нумерация ведется со стороны фикспункта турбины;

М- суммарный момент, приложенный к цилиндру турбины;

Р- суммарное сдвиговое усилие, приложенное к цилиндру турбины.

При разработке модели приняты следующие допущения и упрощения:

 изменением линейных размеров звеньев 2 и 3, связанных с изменением их температурного состояния, а также изменением проекций этих звеньев на ось X, связанных с их поворотом относительно оси турбины, пренебрегаем;

– шарнирный узел B_i не перемещается вдоль оси X;

– шарнирные узлы A_i , B_i и B_{i+1} , при воздействии на звенья модуля внешних усилий и моментов, могут занимать только крайние положения, допускаемые конструкцией сочленения.

Воздействие на цилиндр турбины (звено 3) произвольных сдвигового усилия и момента приведёт к его сдвигу и повороту относительно оси турбины. Через шарнирный узел A_i цилиндр турбины поворачивает корпус подшипника (звено 2) относительно оси турбины. При этом величина углового смещения корпуса подшипника относительно цилиндра турбины составит:

$$\alpha_i = \beta_i - \gamma_i \tag{1}$$

Величина углового смещения оси корпуса подшипника относительно оси турбины β_i возникающего под действием приложенных к корпусу подшипника усилий со стороны цилиндра турбины, определяется из выражения:

$$\beta_{i} = \frac{d_{i+1} - d_{i}^{"}}{\left(l_{i} + l_{i} + l_{i}^{"}\right)}$$

или, с учётом принятых допущений, можно записать

$$\beta_i = \frac{0 - d_i}{\left(l_i + \frac{l_i}{2}\right)} \tag{2}$$

Величина углового смещения цилиндра турбины относительно оси турбины, под действием приложенных к нему внешних усилий и моментов, γ_i определяется из выражения:

$$\gamma_i = \frac{d_i^{"} - d_i^{'}}{L_i} \tag{3}$$

Как было показано в [20], самым неблагоприятным для работы СТР является такое положение корпуса подшипников относительно продольных шпонок, когда возникает одновременный контакт продольных шпонок с обеими сторонами паза в подошве корпуса подшипника («диагональный» контакт). При «диагональном» контакте появляется вероятность возникновения эффекта самоторможения корпуса подшипника на продольных шпонках.

Для призматического шарнира абсолютная величина угла предельного поворота $\beta_i^{\text{пред}}$, при котором возникает «диагональный» контакт и появляется эффект самоторможения, обусловлена геометрическими характеристиками призматического шарнира и определяется из выражения

$$\beta_i^{\text{пред}} \left| = \frac{c_i}{l_i} \right|$$
(4)

Отсюда, с учётом принятых допущений, однозначно определяется и абсолютная величина предельного поперечного смещения шарнирного узла A_i

$$\left|d_{i}^{*}\right| = c_{i}\left(l_{i}^{'} + \frac{l_{i}}{2}\right) \tag{5}$$

Величина углового смещения α_i в этом случае зависит от величины углового смещения γ_i , которое, в свою очередь, зависит только от поперечного смещения шарнирного узла B_i .

Поскольку величины угловых и поперечных смещений невелики, то выражение (1)целесообразно записать в безразмерном виде

$$\frac{\alpha_i}{\beta_i} = 1 - \frac{\gamma_i}{\beta_i}$$

Тогда, с учётом выражений (2) и (3) получаем

$$\frac{\alpha_i}{\beta_i} = 1 + \left(1 - \frac{d_i'}{d_i''}\right) \times \left(\mathbf{K}_i^I + \frac{1}{2}\right) \times \mathbf{K}_i^{II}, \qquad (6)$$

где K_i^I и K_i^{II} – безразмерные коэффициенты, зависящие от геометрических размеров «базового» звена (цилиндра и корпуса подшипников турбины).

Безразмерные коэффициенты K_i^I и K_i^{II} определяются по формулам:

$$K_{i}^{I} = \frac{l_{i}}{l_{i}}, \qquad (7)$$

$$K_{i}^{II} = \frac{l_{i}}{L_{i}},$$

Анализ предложенной модели показывает, что при отсутствии ограничений по величине угла α_i при воздействии на звено 3 (цилиндр турбины) внешних усилий и моментов в призматическом шарнире возникает «диагональный» контакт. Для того, чтобы при воздействии на цилиндр турбины внешних усилий и моментов не мог возникнуть «диагональный» контакт, величина изменения угла поворота цилиндра турбины относительно корпуса подшипника в узле сочленения должна быть ограничена. Необходимо, чтобы выполнялось неравенство

$$\alpha_i^{\text{пред}} < \beta_i^{\text{пред}} - \gamma_i , \qquad (8)$$

где $\alpha_i^{\text{пред}}$ – величина предельного углового смещения корпуса подшипника относительно цилиндра турбины, которая задается конструкцией шарнирного соединения;

β^{пред}_{*i*} – величина предельного углового смещения корпуса подшипника относительно «продольных» шпонок, обусловленная геометрическими размерами призматического шарнира.

С учетом выражения (6) неравенство (8) можно записать

$$\frac{\alpha_i^{\text{пред}}}{\beta_i^{\text{пред}}} < 1 + \left(1 - \frac{d'_i}{d'_i}\right) \times \left(\mathbf{K}_i^I + \frac{1}{2}\right) \times \mathbf{K}_i^{II} .$$
(9)

Таким образом, при всех сочетаниях $\frac{\alpha_i^{\text{пред}}}{\beta_i^{\text{пред}}}$ и $\frac{d_i^{'}}{d_i^{''}}$ лежащих в области ниже линии

описываемой выражением (6) появление «диагонального» контакта в призматическом шарнире исключено и наоборот, при всех сочетаниях находящихся выше этой линии, возникает «диагональный» контакт и будет наблюдаться эффект самоторможения при движении корпуса подшипника (звено 2) относительно фундаментной рамы (звено 1). Соответственно, прямую описываемую выражением (6) авторы предлагают назвать

границей самоторможения. На рис. 3 представлены примеры диаграмм самоторможения, построенные для различных значений коэффициентов K_i^I и K_i^{II} .

Из выражения (6) и графика на рисунке 3 видно, что при равных величинах



Рис. 3 Диаграмма самоторможения $I - \mathbf{K}_{i}^{I} = 0,2, \ \mathbf{K}_{i}^{II} = 0,2; 2 - \mathbf{K}_{i}^{II} = 0, \ \mathbf{K}_{i}^{II} = 0,375$

поперечного сдвига шарнирных узлов A_i и B_i величины углов α_i и β_i равны. При увеличении отношения $d_i^{'} \kappa d_i^{"}$ величина углового смещения α_i становится меньше величины β_i . И, наоборот – при уменьшении отношения $d_i^{'} \kappa d_i^{"}$ величина углового смещения α_i становится больше величины β_i . При сдвигах $d_i^{'}$ и $d_i^{"}$ в противоположных направлениях величина углового смещения α_i всегда больше величины β_i . Поэтому в дальнейшем целесообразно рассматривать только однонаправленные поперечные смещения шарнирных узлов.

Предложенная модель, по мнению авторов, позволяет выполнить анализ устойчивости СТР к внешнему воздействию для всех типов сочленения цилиндров турбины с выносными корпусами подшипников практически для любого количества «базовых» модулей (последовательно перемещающихся выносных корпусов подшипников). Наиболее распространенными являются СТР с одним и двумя «базовыми» модулями.

Результаты и обсуждение: Анализ устойчивости СТР с одним «базовым» модулем

Схема СТР с одним «базовым» модулем характерна, в основном, для одноцилиндровых паровых турбин.

Абсолютная величина предельного углового смещения звена 2 для любого «базового» модуля, как было показано ранее, определяется из выражения(4).

Тогда выражение (5) с учётом выражения (7) можно записать

$$\left| d_{i}^{"} \right| = c_{i} \left(\mathbf{K}_{i}^{I} + \frac{1}{2} \right).$$

Соответственно, из неравенства (9), для первого «базового» модуля получаем

$$\frac{\alpha_1^{\text{пред}}}{\beta_1^{\text{пред}}} < 1 + \left(\mathbf{K}_1^I + \frac{1}{2} \right) \times \mathbf{K}_1^{II} - \frac{d_1}{c_1} \times \mathbf{K}_1^{II} .$$
(10)

Для практического использования при выборе величины $\alpha_1^{\text{пред}}$ удобно принять условие

$$\frac{\alpha_1^{\text{nped}}}{\beta_1^{\text{nped}}} \le 1.$$
 (11)

Тогда из неравенства (10) получаем, что неравенство (11) будет всегда справедливо при выполнении условия

$$\left(\mathbf{K}_{1}^{I}+\frac{1}{2}\right)\times\mathbf{K}_{1}^{II}-\frac{d_{1}}{c_{1}}\times\mathbf{K}_{1}^{II}>0$$

или

$$\left| \boldsymbol{d}_{1}^{'} \right| < c_{1} \left(\mathbf{K}_{1}^{I} + \frac{1}{2} \right). \tag{12}$$

Для одноцилиндровых турбин величина $|d_1|$, как правило, либо равна 0, либо не больше половины зазора на продольной шпонке выносного корпуса подшипника, т.е.на практике всегда выполняется условие (12).

Соответственно, из выражений (4) и (11) получаем

$$\left| \alpha_1^{\text{пред}} \right| \leq \frac{c_1}{l_1}.$$

Таким образом, для обеспечения устойчивости СТР одноцилиндровой турбины (турбины с одним перемещающимся выносным корпусом подшипника) достаточно, чтобы предельный угол поворота в узле сочленения цилиндра турбины и корпуса подшипника не превышал угла поворота корпуса подшипника относительно продольных шпонок, при котором возникает «диагональный» контакт.

Анализ устойчивости СТР с двумя «базовыми» модулями

Схема СТР с двумя «базовыми» модулями характерна для двух- и трёхцилиндровых отечественных турбин.

Из неравенства (9)получаем условие отсутствия «диагонального» контакта для любого *i*+1–го «базового» модуля.

$$\frac{\alpha_{i+1}^{\text{пред}}}{\beta_{i+1}^{\text{пред}}} < 1 + \left(1 - \frac{d_{i+1}}{d_{i+1}^{"}}\right) \times \left(\mathbf{K}_{i+1}^{I} + \frac{1}{2}\right) \times \mathbf{K}_{i+1}^{II}.$$

Для любого B_{i+1} шарнирного узла величина поперечного сдвига d_{i+1} обуславливается угловым смещением звена 2 предыдущего базового модуля. С учётом того, что, как правило, $l_i = l_i^{"}$ можно записать

$$\left| d_{i} \right| = \left| d_{i+1} \right| = c_{i} \left(\mathbf{K}_{i}^{I} + \frac{1}{2} \right).$$

Тогда получаем

$$\frac{\alpha_{i+1}^{\text{пред}}}{\beta_{i+1}^{\text{пред}}} < 1 + \left(\mathbf{K}_{i+1}^{I} + \frac{1}{2}\right) \times \mathbf{K}_{i+1}^{II} - \frac{c_i\left(\mathbf{K}_{i}^{I} + \frac{1}{2}\right)}{c_{i+1}} \times \mathbf{K}_{i+1}^{II}.$$

Если условие устойчивости принимаем аналогично условию устойчивости СТР с одним «базовым» модулем, т.е.

$$\frac{\alpha_{i+11}^{\text{пред}}}{\beta_{i+1}^{\text{пред}}} \le 1,$$
(13)

то получаем, что должно выполняться неравенство

$$c_{i+1}\left(\mathbf{K}_{i+1}^{I}+\frac{1}{2}\right) > c_{i}\left(\mathbf{K}_{i}^{I}+\frac{1}{2}\right).$$

Т.е. можно сделать вывод, что для обеспечения устойчивости СТР к внешнему воздействию величина максимального поперечного смещения шарнирного узла A_{i+1} должна быть не меньше величины максимального поперечного смещения шарнирного узла B_{i+1} , т.е.

$$\left| d_{i+1}^{'} \right| \le \left| d_{i+1}^{''} \right|$$
 (16)

Для отечественных турбин, как правило, $c_i = c_{i+1}$ и $l_i = l_{i+1} = l_{i+1}$, тогда получаем, что условие (13) будет выполняться при выполнении неравенства

$$l_{i+1} \le l_i \quad . \tag{17}$$

Соответственно, для обеспечения устойчивости СТР с двумя «базовыми» модулями необходимо, чтобы выполнялось условие

$$\left| \alpha_{i}^{\text{пред}} \right| \leq \left| \alpha_{i+1}^{\text{пред}} \right|$$

Учитывая (4) и (13) в общем виде можно записать

$$\alpha_{i}^{\operatorname{nped}} \left| \leq \min_{i} \left(\frac{c_{i}}{l_{i}} \right).$$
(18)

В реальных турбоагрегатах не всегда выполняется условие (17), но соблюдение условия (18) всегда обеспечивает устойчивость СТР.

Рассмотрим вариант, когда абсолютная величина предельного углового смещения в узле A_i равна абсолютной величине предельного углового смещения в узле A_{i+1} .

Принимаем $\left| \alpha_{i}^{\text{пред}} \right| = \frac{c_{i+1}}{l_{i+1}}$, тогда получаем

$$d'_{i+1} = \frac{c_{i+1}}{l_{i+1}} \left(l_i + l''_i \right) - \frac{c_i}{2} \,. \tag{19}$$

В то же время

$$d''_{i+1} = \frac{c_{i+1}}{l_{i+1}} \left(\frac{l_{i+1}}{2} + l'_{i+1} \right).$$
(20)

Подставляя выражения (19) и (20) в неравенство (16), с учётом ранее принятых допущений, получаем, что оно справедливо для $l_i \leq l_{i+1}$.

При соблюдении условия (18) величина предельного углового смещения в шарнирном узле B_{i+1} , последующего цилиндра относительно предыдущего корпуса подшипника не ограничена. Для реальных турбин эта величина, как правило, равна ограничению в шарнирном узле A_i .

Таким образом, для обеспечения устойчивости СТР многоцилиндровой паровой турбины (турбины с несколькими последовательно перемещающимся выносными корпусами подшипников) необходимо, чтобы предельный угол поворота в каждом узле сочленения цилиндров турбины и корпусов подшипников при любых ранее упомянутых конструкциях узлов сочленения цилиндров турбины и выносных корпусов подшипников не превышал наименьшей величины предельного угла поворота из всех корпусов подшипников.

Выводы

На основе разработанной авторами модели, в которой СТР представлена в виде многозвенной шарнирной системы состоящей из одного или нескольких «базовых» модулей исследованы условия устойчивости СТР к внешним воздействиям

1. На основе моделирования показано, что величина изменения угла поворота цилиндра турбины относительно корпуса подшипника в узле сочленения должна быть ограничена.

2. На основе исследования на модели установлено:

– Для обеспечения устойчивости СТР турбины с одним перемещающимся выносным корпусом подшипника достаточно, чтобы предельный угол поворота в узле сочленения цилиндра турбины и корпуса подшипника не превышал предельного угла поворота корпуса подшипника относительно продольных шпонок.

– Для обеспечения устойчивости СТР паровой турбины с несколькими последовательно перемещающимся выносными корпусами подшипников необходимо, чтобы предельный угол поворота во всех узлах сочленения цилиндров турбины с корпусами подшипников не превышал величины наименьшего предельного угла поворота из всех корпусов подшипников.

3. Результаты выполненного исследования могут быть использованы при проектировании новых паровых турбин и при реконструкции систем тепловых расширений оборудования находящегося в эксплуатации.

Литература

1. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины. 2-е изд., перераб. и доп. // М., Энергоатомиздат, 1990. 640 с.

2. Костюк А.Г., Булкин А.Е., Трухний А.Д. Турбины тепловых и атомных электрических станций. 2-е изд., перераб. и доп // М.: Издательство МЭИ, 2001, 488 с.

3. Нормализации тепловых расширений паровых турбин тепловых электростанций: РД 34.30.506-90 // М.: Минэнерго, 1990. 40 с.

4. Авруцкий Г.Д., Браун Э.Д., Дон Э.А и др. О скольжении корпусов подшипников паровых турбин // Теплоэнергетика. 1991. №1. С.18-24.

5. Шаргородский В.С., Хоменок Л.А., Курмакаев М.К. Нормализация тепловых расширений мощных паровых турбин // Электрические станции. 1996. №6. С. 12-19.

Проблемы энергетики, 2019, том 21, № 6

6. Розенберг С.Ш, Сафонов Л.П., Хоменок Л.А.Исследование мощных паровых турбин на электростанциях // М.: Энергоатомиздат. 1994. 272 с.

7. Ермолаев В.В., Сосновский А.Ю., Евсеев Я.И, Шкляр А.И. и др.Исследование системы тепловых расширений турбин К-300-240ХТЗ Рефтинской ГРЭС / Совершенствование турбин и турбинного оборудования: Региональный сборник научных статей: УГТУ, 1998, 287 с.

8. Родин В.Н., Шарапов А.Г., Мурманский Б.Е и др. Ремонт паровых турбин / под общ. ред. Бродова Ю.М.и Родина В.Н. Екатеринбург: ГОУ УГТУ-УПИ. 2005. 438с.

9. Мурманский Б. Е. Разработка и реализация концепции комплексной системы повышения надежности состояния паротурбинной установки // Надежность и безопасность энергетики. 2015. №1 (28). С. 44-48.

10. Сосновский А.Ю., Мурманский Б.Е., Бродов Ю.М. Системы тепловых расширений паровых турбин: учебное пособие для вузов. Екатеринбург: УРФУ, 2015. 132с.

11. Хоменок Л.А., Ремезов А.Н, Ковалев И.А., Шаргородский В.С.Повышение эффективности эксплуатации паротурбинных установок ТЭС и АЭС. Т.1. Совершенствование паровых турбин // СПб, Изд. ПЭИпк, 2001, 340 с.

12. Герцберг Х.Я., Коваленко А.Н., Сафонов Л.П., Френкель Л.Д. Системы установки на фундаменте и температурные расширения многоцилиндровых паровых турбин // М.:НИИ Эинформэнергомаш,1982. 46 с.

13. Евсеев Я.И. Патент 2123603 РФ Устройство для обеспечения теплового расширения турбоагрегата. Бюл. №35, 1998.

14. Зильберштейн С.Л., Тененбойм Л.Г. Английские паровые турбины большой мощности и тенденции развития паротурбостроения Англии // М.: ОРГРЭС, 1966. 72 с.;

15. Прхлик Любош. Эффективные турбоагрегаты для энергетических станций. Доступно по: http://www.segrp.ru/data/3290391_Param0.pdf. Ссылка активна на:01.04.2019.

16. Ермолаев В.В., Сосновский А.Ю., Шкляр А.И., Великович М.В. и др. Комплексный подход к нормализации тепловых расширений турбины // Электрические станции. 2002. №5. С. 26-31.

17. Балашова Р.К., Власов В.В., Пашнин К.А., и др. Нормализация перемещений турбин от действия усилий, передаваемых трубопроводами на лапы цилиндров // Электрические станции. 2013. № 6 (983). С. 14-16.

18. Мурманский Б.Е., Сосновский А.Ю. О выявлении причин затруднённых тепловых расширений паровых турбин // Энергетик. 2017, №12, с. 33-37.

19. Гаврилов П.Я., Мурманский Б.Е., Сосновский А.Ю., и др. Анализ усилий и моментов, действующих на одноцилиндровую паровую турбину со стороны присоединенных трубопроводов пара // Технические науки в мире: от теории к практике. Сборник научных трудов по итогам международной научно-практической конференции. 2017. С. 30-35.

20. Сосновский А. Ю., Мурманский Б. Е., бродов Ю. М. и др. Устойчивость системы теплового расширения паровой турбины к воздействию внешних факторов. Энергетические технологии и инженерия. 2017.Т.51.№ 4. С.454-458.

Авторы публикации

Сосновский Андрей Юрьевич – канд. техн. наук, заместитель технического директора ООО «УК Теплоэнергосервис» по турбоустановкам.

Мурманский Борис Ефимович – д-р техн. наук, начальник теплотехнического управления филиала «Свердловский» ПАО «Т Плюс».

Бродов Юрий Миронович – д-р техн. наук, профессор, действительный член АИН РФ, заведующий кафедры «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет.

References

1. Trukhnii AD. Stationary steam turbines. 2-nd ed., Rev. and add. Moscow, Energoatomizdat, 1990, 640 p.

2. Kostyuk AG, Frolov VV, Bulkin, AE. Turbines of thermal and nuclear power stations. 2nd prod., reslave. and add. M.: MEI Publishing house. 2001. 488 p.

3. Normalization of steam turbines of thermal power plants: RD 34.30. 506-90. M.: Minenergo, 1990. P.40 .

4. Avrutskii GD, Brown ED, Don A. On sliding of the bearing's housings of steam turbinesTeploenergetika.1991;1:18-24.

5. Shargorodskii VS, Khomenok LA, Kurmakaew MK. The normalization of the thermal expansion of powerful steam turbines. *Power stations*. 1996;6:12-19.

© А. Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов

6. Rosenberg SSh, Safonov LP, Homenok LA. Investigation of steam turbines of high capacity at power plants. M.: Energoatomizdat, 1994. P. 272

7. Yermolaev VV, Sosnovsky AYu., Evseev YaI, Shklyar AI, et al. Research of thermal expansions system of the turbines K-300-240HTZ of Reftinsky GRES. *Improvement of turbines and turbine equipment: Regional collection of scientific articles: UGTU.* 1998. 287 p.

8. Rodin VN, Sharapov AG, Murmanskii BE. Repair steam turbine and others; under general ed. Yu. M. Brodov. Ekaterinburg: UGTU-UPI. V.205. 438 p.

9. Murmanskii BE. Development and implementation of the concept of an integrated system for improving the reliability of the state of a steam turbine installation. *Reliability and safety of energetics*. 2015;1 (28):44-48.

10. Sosnovskiy AY, Murmanskii B. E, Brodov Yu. M. Thermal expansion systems of steam turbines: a textbook for high schools.Ekaterinburg: URFU 2015. 132 p.

11. Homenok LA, Remezov AN, Kovalyov IA, Shargorodsky VS, et al. Increasing of the equipment operation for steam turbine units of thermal and nuclear power stations. V.1. Steam turbines improvement, under the editorship of L.A. Homenok . SPb, Prod. PEIpk. 2001;1:340.

12. Gertsberg H Ya, Kovalenko AN, Safonov LP, Frenkel LD. The systems of installation on the base and the temperature expansions of multicylinder steam turbines. M.: Niieinformenergomash, 1982.46 p.

13. Evseev YaI. Device for providing the turbine unit thermal expansion. Patent 2123603 RF.N. 35. 1998.

14. Zilberstein SL, Tenenboym LG. English high power steam turbines and tendency of development of steam turbine construction in England. M.: ORGRES, 1966. 72 p.

15. Prchlik Lubos. *Efficient turbines for power stations*. Available at: http://www.segrp.ru/data/3290391_Param0.pdf. Accessed to: 01.Apr.2019.

16. Ermolaev VV, Sosnovskii AYu, Shklyar AI, et al. Complex approach to normalization of thermal expansions of a turbine. *Power Technology and Engineering*. 2002;36(3):132-137.

17. Balashova RK, Vlasov VV, Pashnin KA, et al. Normalization of the displacement of turbines owing to forces transferred by piping to cylinder lugs. *Power Technology and Engineering*. 2013;47(4):293-295.

18. Murmanskii BE, Sosnovskiy AY, et al. About the identification of the reasons of the steam turbines complicated thermal expansions. *Energetik*. 2017;12:33-37.

19. Gavrilov PYa, Murmanskii BE, Sosnovskiy AU, et al. Analysis of forces and moments acting on a single-cylinder steam turbine from the side of attached steam pipelines. *Technical Sciences in the World: From Theory to Practice. Collection of Scientific Works on the Results of the International Scientific and Practical Conference.* 2017. pp. 30-35.

20. Sosnovskii AY, Murmanskii BE, Brodov Y.M., et al. Stability of the thermal-expansion system of a steam turbine against external factors. Power Technology and Engineering. 2017;51(4):454-458.

Authors of the publication

Andrey Yu. Sosnovskiy - Teploenergoservis Management Company, Ekaterinburg, Russia.

Boris E. Murmanskii - T-plus group, Ekaterinburg, Russia.

Yuri M. Brodov – Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia.

Поступила в редакцию

24 сентября 2019г.