

---

УДК 614.8:51-74:621.184

### Локализация максимальных напряжений и коэффициенты их концентрации в барабанах высокого давления

Курепин М.П., Сербиновский М.Ю.

### Localization of maximum stresses and the their concentration factors in high pressure drums

Kurepin M.P., Serbinovskiy M.Y.

Внедрение в электроэнергетику парогазовых установок (ПГУ) с котлами-утилизаторами (КУ) и переход большей части паровых котлов на маневренный режим привел к их эксплуатации при высоких скоростях изменения температуры. Так при пусках/остановах газовой турбины ПГУ изменение температуры барабанов КУ составляет 6...9 °С/мин и более, при рекомендуемой нормативами – 3 °С/мин [1, 2]. Соответственно, обострилась проблема возникновения усталостных трещин в штуцерах барабанов и коллекторов энергетических котлов в местах, прилегающих к их штуцерам и работающих в условиях малоциклового усталости. Задача уточнения напряженно-деформированного состояния в этих местах напрямую связана с необходимостью обеспечения безаварийной работы котлов и оценкой их ресурса.

В работе представлены результаты моделирования напряженно деформированного состояния барабана (НДС) методом конечных элементов (МКЭ) в местах сварки штуцеров разных диаметров. Получены поля напряжений от давления и температуры, определены коэффициенты концентрации напряжений. Моделирование вели с помощью программного комплекса ANSYS Mechanical 13 [3] для барабана высокого давления котла-утилизатора блока ПГУ 800 МВт Киришской ГРЭС и экспериментальной модели барабана, изготовленной в ОАО ТКЗ «Красный котельщик», снабженной штуцерами с разными диаметрами и толщиной стенки.

Отдельно оценивали влияние длины прямого участка штуцера и приваренной к нему трубой. Показано, что НДС узла не меняется (точность не хуже 1%) при длине от 180 до 600 мм, а при длине более 2000 мм влияние ничтожно и не превышает погрешности округления результата расчета. Далее длину наружной части штуцера и прямого участка трубопровода принимали равной 3000 мм. Сетка призматических конечных элементов включала 20 узлов («20-узловые элементы»). Полученные результаты удовлетворяли критерию сеточной независимости, в том числе в местах концентрации напряжений, поэтому уменьшение сетки не требовалось.

При действии внутреннего давления для НДС всех моделированных областей барабанов с разными параметрами проходных штуцеров установлено, что максимумы окружных напряжений расположены на внутренней стенке штуцера в плоскости оси барабана на расстоянии около половины толщины стенки барабана от внутренней поверхности обечайки барабана. В этой области действуют радиальные напряжения сжатия по модулю в 2-3 раза меньшие окружных, но до 5 раз превышающие величину гидравлического давления, которое принято принимать в качестве минимального напряжения ( $\sigma_3$ ) по нормативам [4]. Отметим, что область наибольших радиальных напряжений сжатия смещена по отношению точки максимума окружных напряжений на четверть толщины обечайки барабана в сторону её внутренней поверхности. Здесь ради-

альные напряжения сжатия превышают величину гидравлического давления до 8-10 раз. Установлено, что коэффициент концентрации  $K_p$  напряжений от давления в барабане во всех случаях штуцеров с проходом внутрь барабана не превышал значения 2,68, что ниже  $K_p=3$ , рекомендованного в нормативах [4]. Отметим, что напряжения и коэффициенты концентрации, рассчитанные по МКЭ совпали с точностью не хуже 19% с определенными экспериментально на модели барабана (экспериментальное тензометрическое исследование проводилось параллельно данному в ОАО ТКЗ «Красный котельщик»).

Температурные напряжения в барабанах, коллекторах и их штуцерах вызваны разностью температур внутренней и внешней поверхностей стенок. Эта разность растет в ходе разогрева и охлаждения котла, особенно при высокой скорости изменения температуры воды и пара внутри этих элементов. В ходе моделирования влияния поля температур на НДС исследуемых областей была решена нестационарная задача теплопроводности. На внутренней поверхности задавали граничные условия 3-го рода:  $t_{ж}=100+v_t \cdot \tau$ , где  $t_{ж}$  – температура среды (воды и/или пара),  $v_t$  – скорость изменения температуры среды,  $\tau$  – время изменения температуры;  $\alpha=5000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) (величина коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  от среды к стенке принята постоянной); наружная поверхность изолирована. Принимали  $v_t=6^\circ\text{C}/\text{мин}$  как часто встречающуюся скорость нагрева барабанов котлов-утилизаторов. Коэффициент теплопроводности соответствовал начальному или конечному значению температуры стенки барабана или коллектора. При достижении квазистационарного температурного режима ( $\Delta t = \text{const}$ ) определяли значения  $\Delta t$  и полученное распределение температур использовали для расчета поля напряжений, вызванных этим перепадом температуры по толщине стенки. Далее оценивали поле напряжений, определяли напряжения в точках концентрации и в удалении от них, вычисляли коэффициент

концентрации напряжений  $K_t$ , при данном распределении температуры. Параллельно проводили сравнение значений напряжений в удалении от зон концентрации и значений, рассчитанных по формуле РТМ 24.038.11-72 [5]:  $\sigma_\varphi=0,167 \cdot 10^{-7} \cdot \psi \cdot v \cdot \delta^2 \cdot \alpha_t \cdot E / [a \cdot (1-\mu)]$  (1), при  $\sigma_z=\sigma_\varphi$ , где  $\sigma_\varphi$  и  $\sigma_z$  – соответственно, окружные и осевые напряжения в обечайке барабана,  $\psi$  – коэффициент, определяемый по РТМ 24.038.11-72 [5, черт.7];  $v$  – скорость нагрева,  $^\circ\text{C}/\text{мин}$ ;  $\delta$  – толщина стенки барабана, мм;  $\alpha_t$  – коэффициент температурного расширения,  $1/^\circ\text{C}$ ;  $E$  – модуль Юнга, МПа;  $\mu$  – коэффициент Пуассона,  $a$  – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/сек. Расхождение результатов численного моделирования и полученных по формуле (1) не превышало 4-5%.

Установлено, что максимумы температурных напряжений проходных штуцеров локализуются на уровне внутренней поверхности обечайки барабана в месте соединения штуцера и барабана. Для непроходных штуцеров максимумы локализуются на кромке соединения штуцера и барабана. Для проходных штуцеров малой толщины (с отношением толщины штуцера к толщине барабана 0,4-0,5 и меньше) область максимумов напряжений разрывается, и кроме вышеупомянутой области появляется менее выраженная область максимумов внутри штуцера на уровне внутренней обечайки барабана. При этом компоненты напряжений в области максимума имеют отрицательные знаки. Кроме того окружные напряжения возрастают вдоль окружности штуцера с максимумом, находящимся в плоскости перпендикулярной оси барабана. Осевые напряжения возрастают вдоль окружности штуцера с максимумом, находящимся в плоскости расположенной вдоль оси барабана. Т.е. максимумы окружных и осевых напряжений отстоят друг от друга на 90 градусов.

Температурные окружные напряжения изменяются пропорционально синусу угла  $\alpha$  между плоскостью осей барабана и штуцера и

радиальным сечением штуцера, проведенным через точку, для которой определяется напряжение, а напряжения от внутреннего давления пропорциональны косинусу того же угла.

Получено распределение эквивалентных (по 3-й теории прочности) напряжений от давления и температуры на внутренней стенке штуцера. Эти распределения с погрешностью не более 3% описываются зависимостями:

$$\Delta\sigma_p = [(\sigma_\phi^p - \sigma_\phi^{pmin}) / (\sigma_\phi^{pmax} - \sigma_\phi^{pmin})] \cdot \cos^2\alpha + c_p,$$

$$\Delta\sigma_t = [(\sigma_\phi^t - \sigma_\phi^{tmin}) / (\sigma_\phi^{tmax} - \sigma_\phi^{tmin})] \cdot \sin^2\alpha + c_t,$$

где разности  $\Delta\sigma_\phi^p$  и  $\Delta\sigma_\phi^t$  между, соответственно, местными  $\sigma_\phi^p$  и минимальными  $\sigma_\phi^{pmin}$  окружными напряжениям от давления и местными  $\sigma_\phi^t$  и минимальными  $\sigma_\phi^{tmin}$  температурными напряжениям,  $c_p$  и  $c_t$  – константы.

Установлено, что наибольшая величина  $K_t$  во всех исследованных случаях равнялась 2 ( $\pm 5\%$ ), что соответствует принятому в отечественных нормативах значению [4]. При этом для проходных штуцеров точки максимумов компонент напряжений при воздействии температуры находятся на наружной поверхности штуцера на уровне внутренней обечайки барабана в месте соединения штуцера и барабана, на внутренней же поверхности штуцера в месте максимумов напряжений от действия внутреннего давления величина  $K_t$  оказывается значительно ниже и не превышает значения 1,67 для всех исследованных случаев. При этом максимальные значения отстоят от максимальных значений при действии внутреннего давления на 90 градусов.

В результате проведенного моделирования:

1. Уточнена методика расчета и методики моделирования НДС барабанов и коллекторов паровых и водогрейных котлов на малоцикловую усталость при совместном воздействии внутреннего давления и температурных напряжений.

2. Уточнена методика оценки ресурса барабанов и коллекторов на стадии проектных работ и остаточного ресурса эксплуатируемых

котлов, что снижает вероятность возникновения аварийных ситуаций в электроэнергетике и других отраслях промышленного производства.

3. Подтверждена повышенная прочность барабанов с проходными штуцерами и сквозным проваром на всю толщину стенки барабана.

### Литература

1. СО 153-34.20.501-2003. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации, п. 4.3.17, [http://www.ohranatruda.ru/ot\\_biblio/normativ/data\\_normativ/40/40609/index.php](http://www.ohranatruda.ru/ot_biblio/normativ/data_normativ/40/40609/index.php).
2. РД 34.20.501-95. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации, п. 4.3.17, [http://www.elec.ru/library/rd/rd\\_34\\_20\\_501-95.pdf](http://www.elec.ru/library/rd/rd_34_20_501-95.pdf).
3. ANSYS Basic Analysis Procedures Guide. 1998. <http://www.ansys.com/>.
4. РД 10-249-98. Нормы расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды. – М.: Изд-во АООТ «НПО ЦКТИ», 1999. – 227 с.
5. РТМ 24.038.11-72. Расчет прочности трубопроводов энергоустановок для условий нестационарных температурных режимов – Л.: Изд-во ЦКТИ, 1974. – 82 с.

### References

1. SO 153-34.20.501-2003. Pravila tehniche-skoj jekspluatcii jelektricheskikh stancij i setej Rossijskoj Federacii [The technical operation of power plants and networks of the Russian Federation], p. 4.3.17, [http://www.ohranatruda.ru/ot\\_biblio/normativ/data\\_normativ/40/40609/index.php](http://www.ohranatruda.ru/ot_biblio/normativ/data_normativ/40/40609/index.php).
2. RD 34.20.501-95. Pravila tehniche-skoj jekspluatcii jelektricheskikh stancij i setej Rossijskoj Federacii [The technical operation of power plants and networks of the Russian Federation], p. 4.3.17, [http://www.elec.ru/library/rd/rd\\_34\\_20\\_501-95.pdf](http://www.elec.ru/library/rd/rd_34_20_501-95.pdf).
3. ANSYS Basic Analysis Procedures Guide. 1998. <http://www.ansys.com/>.
4. RD 10-249-98. Normy rascheta na prochnost' stacionarnyh kotlov i truboprovodov para i gorjachej vody [The rules for calculating the strength of stationary boilers and steam and hot water]. – Moscow: Izd-vo АООТ «NPO CKTI», 1999. – 227 p.

---

5. RTM 24.038.11-72. Raschet prochnosti truboprovodov jenergoustanovok dlja uslovij nestacionarnykh temperaturnyh rezhimov [Calculation of power plants pipelines strength for conditions of non-stationary temperature modes]. – Leningrad: Izd-vo SKTI, 1974. – 82 p.

**Статья поступила в редакцию 3 марта 2016 г.**

---

*Курепин Максим Павлович* – ОАО Таганрогский котлостроительный завод «Красный котельщик», Таганрогский проектно-конструкторский центр, г. Таганрог, Россия. E-mail: Kurepin\_MP@tkz.power-m.ru

*Сербиновский Михаил Юрьевич* – ОАО Таганрогский котлостроительный завод «Красный котельщик», Таганрогский проектно-конструкторский центр, г. Таганрог, Россия. E-mail: Serbinovskiy\_MY@tkz.power-m.ru

---

*Kurepin Maksim Pavlovich* – PJSC «The Taganrog Boiler-Making Works «Krasny Kotelshchik», Taganrog, Russia. E-mail: Kurepin\_MP@tkz.power-m.ru

*Serbinovskiy Mikhail Yurjevich* – PJSC «The Taganrog Boiler-Making Works «Krasny Kotelshchik», Taganrog, Russia. E-mail: Serbinovskiy\_MY@tkz.power-m.ru