

Представлен прочностной расчет конструкции, представленный на рис. 5, который показал надежность обоймы. Все расчеты, представленные в данной работе были выполнены в программе Ansys.

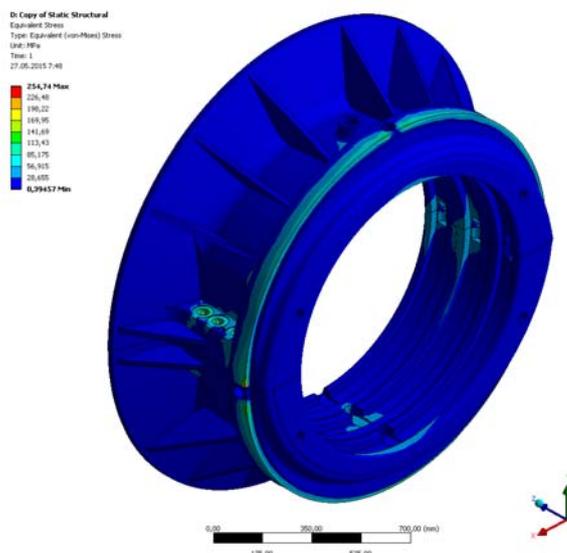


Рис. 5. Эквивалентные напряжения в обойме

На основе полученных расчетов была спроектирована обойма № 1 с оптимальными аэродинамическими и прочностными качествами. Опыт проектирования элементов турбин показал, что использование современных методов компьютерного анализа и моделирования ускоряют и упрощают процесс конструирования узлов и деталей турбин, позволяют наглядно видеть процессы, происходящие в изделии во время эксплуатации и учитывать недостатки предыдущих конструкций при разработке новых.

УДК 62-69

Вассерман А. А., Краснова Н. П.  
Самарский государственный технический университет  
krasnova\_pt@rambler.ru

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ КОТЛА

**Аннотация.** Рассмотрена упрощенная методика определения главных характеристик парового котла и обработка их результатов.

Эффективная работа теплогенерирующей техники во многом зависит от контроля параметров ее работы. До настоящего времени при проведении пусконаладочных и режимно-наладочных работ котельных установок широко применяется упрощенная методика Равича М. Б. [1] для определения основных показателей работы котлов. Использование современных приборов позволяет значительно упростить все теплотехнические расчеты и повысить их точность.

Рассмотрим способ обработки результатов измерений, получаемых при испытании парового котла на примере цилиндрического жаротрубного котла. Ниже приведен порядок обработки одного из рабочих режимов котла.

1. Часовой расход сжигаемого газа ( $V_g$ , м<sup>3</sup>/час) определяется по газовому счетчику котла обычным образом.

2. Паропроизводительность котла ( $D_p$ , кг/час) определяется паромером котла.

3. Коэффициент полезного действия котла по прямому балансу при отсутствии продувки котла рассчитывается, %:

$$\eta_n = 100 D_p (I_n - I_{нв}) / (V_g \cdot Q_n^c),$$

где:  $I_n$  и  $I_{нв}$  – энтальпии пара и питательной воды, кДж/кг. Определяются по соответствующим справочникам по давлению и температуре;  $Q_n^c$  – низшая теплота сгорания газа, кДж/м<sup>3</sup>. Принимается по паспорту сжигаемого газа, представляемому газоснабжающей организацией.

В некоторых случаях может оказаться, что более точное значение КПД котла получается по обратному балансу, %:

$$\eta_o = 100 - q_2 - q_3 - q_5$$

Здесь:  $q_2$  и  $q_3$  – относительные потери тепла котлоагрегатом с уходящими газами и химическим недожогом, %;  $q_5$  – относительные потери тепла котла в окружающую среду через тепловую изоляцию, %.

Относительные потери тепла с уходящими газами ( $q_2$ ) и химическим недожогом ( $q_3$ ) принимаются по показаниям современного переносного газоанализатора. Эти потери рассчитываются непосредственно прибором по составу сжигаемого газа и температуре и составу продуктов сгорания, покидающих газовый тракт котла.

Потери тепла в окружающую среду –  $Q_5$ , кДж/ч парогенератора практически не зависят от паропроизводительности котла, и при всех тепловых нагрузках могут быть рассчитаны по выражению:

$$Q_5 = 3,6 \cdot \Sigma [\alpha_{тi} F_i (t_i - t_o)]$$

где:  $\alpha_{тi}$  – местный коэффициент теплоотдачи от обшивки котла к окружающей среде, Вт/(м<sup>2</sup> · °С),  $\alpha_{тi}$  определяется по выражению:

$$\alpha_{тi} = 1,66 (t_i - t_n)^{0,33} + 5,1 \cdot 100^{-4} [(t_i + 273)^4 - (t_n + 273)^4] / (t_i - t_n)$$

Здесь:  $F_i$  и  $t_i$  – поверхность и температура части обшивки котла, имеющей близкую температуру, м<sup>2</sup>, °С. Температура поверхности обшивки котла определяется контактными или радиационными термометрами;  $t_o$  – температура окружающего воздуха, °С. Определяется термометром в непосредственной близости от поверхности обшивки котла.

Для практических целей с достаточной степенью точности можно принять:  $\alpha_{тi} = \alpha_{т} = 12$  Вт/(м<sup>2</sup> · °С).

Тогда относительные потери тепла в окружающую среду определяются, %:

$$q_5 = 100 Q_5 / (V_g \cdot Q_n^c)$$

Все параметры продуктов сгорания, кроме разрежения принимаются по показаниям переносного газоанализатора продуктов сгорания типа.

Удельный расход тепла определяется по выражению, ГДж/Гкал:

$$q_m = 4,19 \cdot 100 / \eta$$

Удельный расход условного топлива на выработку 1 Гкал тепла определяется по формуле, кг у.т./Гкал:

$$b_{ym} = 10^8 / (Q_{yt} \cdot \eta)$$

где:  $Q_{yt}$  - теплота сгорания условного топлива, ккал/кг,  $Q_{yt} = 7000$ . Тогда:

$$b_{ym} = 10^8 / (7000 \cdot \eta_{кот}) = 14286 / \eta_{кот}$$

На основе проведенных испытаний составляются сводные ведомости и режимные карты работы котла.

#### Список использованных источников

1. Равич М. Б. Упрощенная методика тепловых расчетов. М.: Наука, 1966. 361 с.

УДК 621.438.082.2

Винтер М. Ю., Седунин В. А.  
Уральский федеральный университет  
mishavinter@mail.ru

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ОСЕВОМ КОМПРЕССОРЕ ГТК-10-4

**Аннотация.** В качестве объекта исследования был выбран высоконагруженный десятиступенчатый осевой компрессор агрегата ГТК-10-4 со входным направляющим аппаратом. В работе смоделирована проточная часть компрессора и рассчитано течение рабочего тела. Полученные результаты разнятся с реальными рабочими показателями агрегата, что объясняется недостатками профилирования и рассогласованием ступеней.

На компрессорных станциях российских газопроводов работает более трёх тысяч газоперекачивающих агрегатов (ГПА) с газотурбинным приводом стационарного или транспортного типа. Осевые компрессоры (ОК) являются наиболее крупной составной частью приводных газотурбинных установок (ГТУ) и конвертированных газотурбинных двигателей (ГТД), применяемых для приводов центробежных нагнетателей (ЦН). Потребляемая ОК мощность приблизительно в два раза превышает мощность для привода ЦН и составляет около двух третей выполняемой турбиной работы суммарно в двух или трёх отсеках. Она зависит от отношения давлений в цикле, КПД турбомашин, температуры газа перед турбиной и воздуха перед компрессором. Большая величина мощности, потребляемая ОК, определяет важность достижения и поддержания в эксплуатации высокого КПД ОК, который в первую очередь зависит от совершенства лопаточного аппарата, удельной быстроходности, конструкции статора и ротора компрессора в целом, степени сжатия и др. [1].