

Из таблицы видно, что фактические показатели работы превышают заданные в технических условиях.

Таким образом, сегодня интерес к турбодетандерам растет из-за глобального перехода к энергоэффективности и возобновляемым источникам энергии. Например, в 2023 г. в России был запущен проект по установке турбодетандеров на газопроводах для генерации «зеленой» электроэнергии. В будущем их роль может увеличиться в водородной энергетике и утилизации промышленных выбросов.

Литература

1. Капица, П. Л. Об использовании турбин для получения энергии из сжимаемого газа / П. Л. Капица. – 1930.
2. Коган, М. А. Газовые турбины и турбодетандеры / М. А. Коган, А. Г. Сухарев. – М. : Энергия, 1980.
3. Ветров, А. В. Проектирование газовых турбин и детандеров в энергетике / А. В. Ветров. – М. : Машиностроение, 1999.
4. Попов, И. В. Утилизация энергии газов с использованием турбодетандеров / И. В. Попов // Энергетика. – 2010.

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН ТИПА ПТ

Р. Э. Мастепанов

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Научный руководитель Н. А. Вальченко

Рассмотрен способ повышения энергоэффективности паровых турбин типа ПТ на основе достижения режима оптимального вакуума. Для реализации режима оптимального вакуума выполнен анализ рациональных режимов работы циркуляционных насосов.

Ключевые слова: повышение экономичности, паровая турбина, турбоагрегаты, турбоустановки, вакуум турбин, оптимальный вакуум, ухудшенный вакуум, углубление вакуума в конденсаторе.

Одним из способов повышения эффективности турбоустановок типа ПТ-50-130 и ПТ-50-90 является достижение режима оптимального вакуума. Данные паровые турбины оснащены конденсаторами типа 50-КЦС-4, количество пара, поступающее в конденсатор, варьируется в зависимости от режима работы турбоагрегата: теплофикационный (от 8–12 т/ч), конденсационный (до 150 – 160 т/ч).

Для реализации режима оптимального вакуума в конденсаторе турбины требуется правильное определение и поддержание в процессе эксплуатации рациональных режимов работы циркуляционных насосов [1].

В ходе определения оптимального вакуума для турбоустановки была определена температура воды на выходе из конденсатора, при величине пропуска пара в конденсатор 40–160 т/ч, а также при расходе охлаждающей воды 1110 кг/с – для одного включенного насоса, а также 2220 кг/с для двух включенных насосов. По результатам расчетов был составлен график (рис. 1) зависимости температуры на входе и на выходе из конденсатора, по которому видно, что температура воды на выходе из конденсатора при двух включенных насосах выше, чем при одном в среднем на 3–10 °С [2].

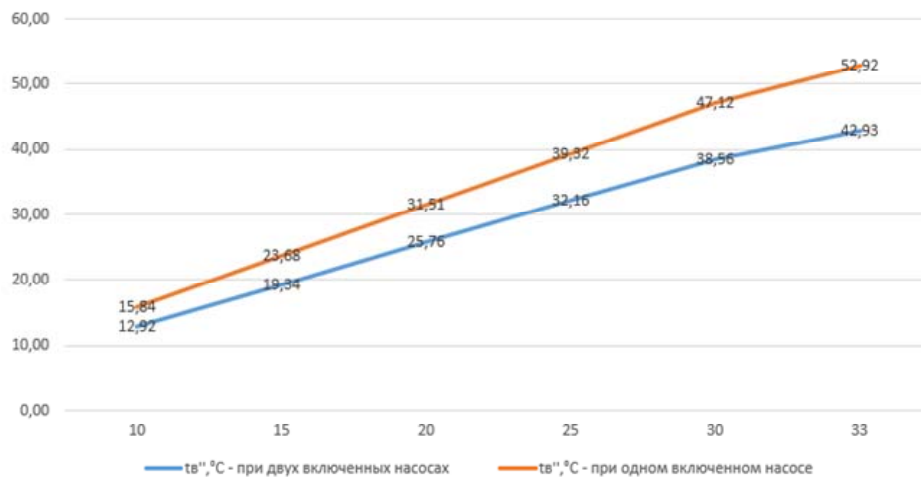


Рис. 1. Зависимость температуры воды на входе в конденсатор от температуры на выходе при включении одного и двух циркуляционных насосов

Так как в эксплуатационных условиях режим оптимального вакуума сводится к выбору наиболее выгодного количества охлаждающей воды и определяется только режимом работы части низкого давления, то в расчетах использовались только следующие основные параметры по пропуску пара в конденсатор D_k , давлению отработавшего пара в горловине конденсатора P_k , температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор $t'_в$, мощности на клеммах генератора N_g и на приводе циркуляционных насосов N_n , а также расход охлаждающей воды. По этим данным был построен график (рис. 2) зависимости давления в горловине конденсатора от пропуски пара в конденсатор $P_k = f(D_k)$ при различном включении циркуляционных насосов и соответствующих температурах охлаждающей воды [3].

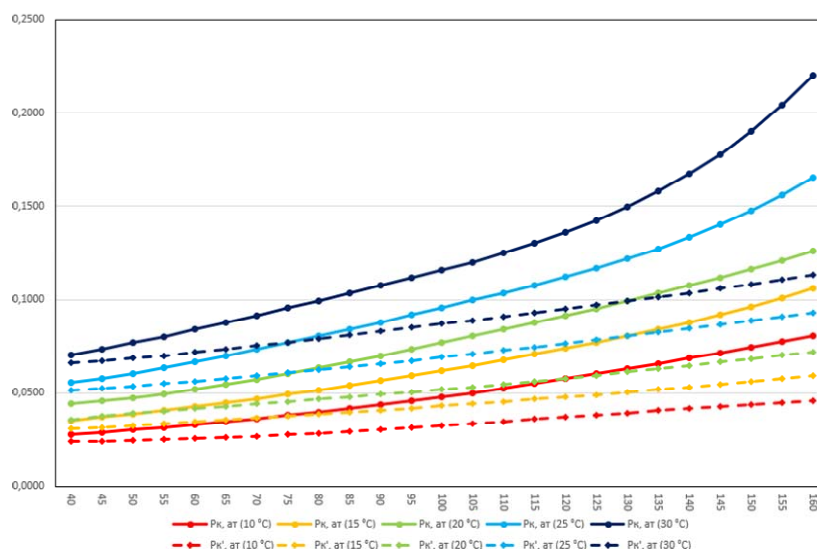


Рис. 2. Зависимость давления в конденсаторе от пропуска пара в конденсатор при различных температурах охлаждающей воды:
 — — — — при одном включенном насосе, - - - - - при двух включенных насосах

Из данного графика на рис. 2 были получены значения изменения давления ΔP_k при включении второго циркуляционного насоса для величин D_k и t'_b .

При учете того, что изменение давления на $\pm 0,01$ ат приводит к изменению мощности на ± 445 кВт, определено приращение мощности турбоагрегата при включении второго циркуляционного насоса и построен соответствующий график (рис. 3) $\Delta N = f(D_k)$ [4].

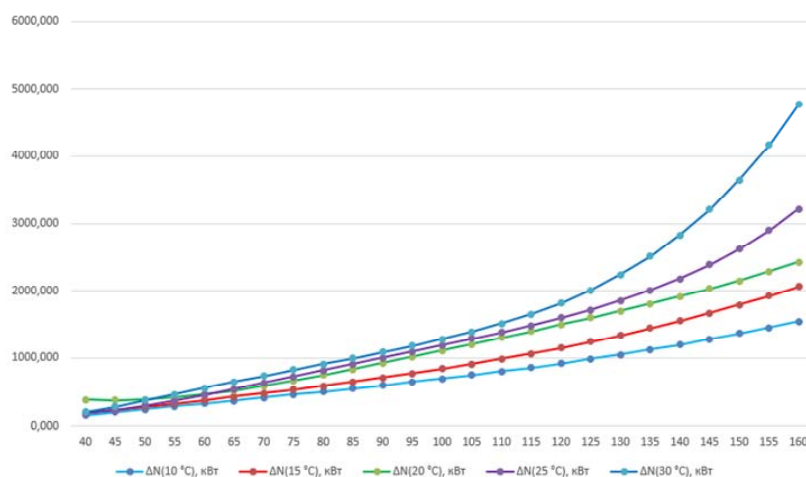


Рис. 3. Изменение приростов мощности при включении в работу второго циркуляционного насоса

По данному графику были определены величины пропуска пара в конденсатор D_k : при 10 °C – 56,6 т/ч; при 15 °C – 51,8 т/ч; при 20 °C – 36,1 т/ч; при 25 °C – 50,4 т/ч; при 30 °C – 45,4 т/ч.

При данном количестве пара, поступающем в конденсатор турбины, для соответствующей температуры охлаждающей воды выигрыш мощности турбоагрегата за счет углубления вакуума в конденсаторе становится равным затрате мощности на привод второго циркуляционного насоса.

Таким образом, дальнейшее увеличение пропуска пара в конденсатор приведет к приращению мощности на клеммах генератора, которая будет всегда больше дополнительных затраты электрической энергии на привод второго циркуляционного насоса [5].

Л и т е р а т у р а

1. Гумеров, И. Р. Достижение оптимального вакуума в конденсаторе паровой турбины / И. Р. Гумеров, Р. Р. Зайнуллин // Теория и практика современной науки. – 2017. – № 4 (22). – С. 292–295.
2. Вукалович, М. П. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара / М. П. Вукалович, С. Л. Ривкин. – М. : Энергоиздат, 1969.
3. Рихтер, Л. А. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций / Л. А. Рихтер, Д. П. Елизаров, В. М. Лавыгин. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 216 с.
4. Шкловер, Г. Г. Исследование и расчет конденсационных устройств паровых турбин / Г. Г. Шкловер, О. О. Мильман. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 239 с.
5. Гафуров, Н. М. Возможности достижения предельного вакуума в конденсаторе паровой турбины в зимний период времени / Н. М. Гумеров, Р. Р. Зайнуллин // Форум молодых ученых. – 2017. – № 7 (11). – С. 155–158.