

В.М.КАПИНОС, докт.техн.наук, **В.В.НАВРОЦКИЙ**, канд.техн.наук

О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ЗАМЕНЫ РОУ ТУРБОГЕНЕРАТОРАМИ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПАРА КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Розглядається питання про доцільність заміни редукційно-охолоджувальних установок парового протитисковою турбіною з виробничим добором пари з метою підвищення економічності використання котлів хімкомбінату. Показано, що в наслідок такої модернізації може бути отриман значний економічний ефект.

На крупных промышленных предприятиях и, в частности, на комбинатах химической отрасли в технологических циклах используется водяной пар высокого и низкого давления с большими весовыми расходами. Необходимые параметры пара обычно обеспечиваются путем установки за котлом редукционно-охлаждающих установок (РОУ). Замена РОУ турбинами с противодавлением (соответствующим давлению технологического пара), как метод энергосбережения, в общей постановке не вызывает никаких сомнений. Очевидно, что вместо рассеяния высокопотенциальной тепловой энергии в РОУ осуществляется выработка электроэнергии на базе теплового потребления. При этом эффективность использования теплоты турбоустановками с противодавлением, когда полностью отсутствует потеря теплоты в конденсаторе, является наивысшей. Однако, поскольку стоимость паротурбинных установок выше стоимости редукционно-охлаждающих, а расход пара на выхлопе турбины меньше чем за РОУ (вследствие впрыска воды), вопрос о целесообразности их замены необходимо решать на основании технико-экономического анализа.

Рассмотрим в качестве примера котельную на сбросных газах крупного химического комбината с параметрами пара за котлом: $P_0 = 3,825$ МПа, $t_0 = 440$ °С. С целью понижения параметров на технологической линии высокого давления установлена РОУ-1 с конечным давлением $P_1 = 1,716$ МПа и температурой $t_1 = 280$ °С. Расход пара G_1 на РОУ-1 составляет 21,11 кг/с. Вторая редукционно-охлаждающая установка РОУ-2 установлена на линии низкого давления, обеспечивая заданные параметры пара – $P_1 = 0,49$ МПа и $t_1 = 190$ °С при таком же расходе $G_2 = G_1 = 21.11$ кг/с.

В решении вопроса о замене РОУ на паровые турбины возможны два варианта:

- установить две противодавленческие турбины вместо РОУ на каждой из технологических линий;
- установить одну турбину на противодавление 0.49 МПа с регулируемым отбором на номинальное давление 1.716 МПа и таким

образом обеспечивать паром обе линии.

По-видимому, стоимость одной турбины будет меньше стоимости двух турбин. Также меньшими будут габариты, а, следовательно, потребуется меньшая площадь и объем машинного зала. Например, вес турбины типа ПР-6-35(15)/5 с противодавлением 0,49 МПа и производственным отбором 1,471 МПа составляет (вместе с масляной системой) 19,3 т. Турбина чисто противо-давленческая такой же мощности Р-6-35/5 имеет вес 17,5 т, то есть наличие регулируемого отбора увеличивает вес всего на 11%. Вес турбины удвоенной мощности Р-12-35/5 составляет 25 т, а при наличии регулируемого отбора – 27,8 т. Таким образом, вес турбины удвоенной мощности приблизительно на 26% меньше веса двух турбин с противодавлением 0,49 МПа и 1,471 МПа.

Так как при заданных начальных и конечных параметрах число ступеней в турбине двойной мощности будет таким же, как и у турбины на противо-давление 0,49 МПа, то удорожание турбины с противодавлением и регулируемым отбором произойдет за счет увеличения высоты рабочих и сопловых лопаток и усложнения системы регулирования. При этом в связи с увеличением высоты лопаток повысится относительный внутренний к.п.д. турбины. Оценить к.п.д. можно основываясь на среднем объемном расходе. Для перегретого пара к.п.д. группы ступеней определяется формулой

$$\eta_{oi} = \left(0,925 - \frac{0,5}{G_{cp} V_{cp}} \right) \left(1 + \frac{H_{zp} - 600}{20000} \right) (1 - \xi_{b.c.}), \quad (1)$$

где $G_{cp} = \sqrt{G_1 G_2}$ – средний расход пара через группу ступеней; $V_{cp} = \sqrt{V_1 V_2}$ – средний удельный объем; V_1 и V_2 – удельные объемы пара перед и за группой ступеней; H_{zp} – располагаемый теплоперепад; $\xi_{b.c.}$ – коэффициент потерь с выходной скоростью.

Расчеты показали, что в случае турбины с противодавлением $P = 0,49$ МПа к.п.д. равен $\eta_{oi} = 0,759$. Для турбины с противодавлением $P = 1,716$ МПа $\eta_{oi} = 0,679$, а для турбины с регулируемым отбором пара и противодавлением $\eta_{oi} = 0,783$.

Соответственно мощности противо-давленческих турбин на противо-давление 0,49 и 1,716 МПа будут равны:

$$N_{i1} = G_1 H_{zp2} \eta_{oi} = 7909 \text{ кВт}; \quad N_{i2} = G_1 H_{zp2} \eta_{oi} = 3451 \text{ кВт}.$$

Мощность турбины с регулируемым отбором пара и противодавлением составляет:

$$N_i = [(G_1 + G_2) H_{zp2} + G_1 (H_{zp1} - H_{zp2})] \eta_{oi} = 12299 \text{ кВт}.$$

Следовательно, мощность турбины с регулируемым отбором пара и противо-давлением превышает суммарную мощность двух противо-давленческих турбин при одном и том же расходе пара на 8,3%.

При замене РОУ турбомашинами возникает дефицит расхода пара, направляемого на технологические нужды. При постоянной величине производительности котельной химкомбината, расход технологического пара, поступающего из РОУ, выше расхода пара, прошедшего через турбину и охлаждающую установку, так как в первом случае для понижения параметров требуется большее количество охлаждающей воды. Ниже приведены количественные оценки редуциционно-охладительного процесса и их сравнение с параметрами редуцирования пара в турбине.

Зная параметры пара на входе и выходе из РОУ-1, а также давление и температуру питательной воды из уравнения теплового баланса установки определяем расход питательной воды

$$G_e = \frac{G_1(i_1 - i_0)}{i_e - i_1} = 2,686 \text{ кг/с.} \quad (2)$$

Для получения нужных параметров пара, обработавшего в турбине, необходимо установить на выходе охлаждающую установку (ОУ). Зная параметры пара на выходе из турбины и параметры питательной воды и пара на выходе из ОУ, находим расход питательной воды на ОУ-1 по формуле (2) $G'_e = 1,084 \text{ кг/с}$. Тогда количество пара высокого давления, которое необходимо будет приобретать при замене РОУ на турбогенераторы, составит:

$$G_{1,716} = G_e - G'_e = 2,686 - 1,084 = 1,602 \text{ кг/с.}$$

Аналогичные расчеты линии низкого давления, где установлена РОУ-2: показали, что дефицит пара низкого давления, при замене РОУ на турбогенераторы составит $G_{0,49} = G_e - G'_e = 4,19 - 0,601 = 3,589 \text{ кг/с}$.

Количество дополнительно приобретаемого пара высокого давления составляет $1,602 \text{ кг/с}$ при величине энтальпии $i_{1,716} = 2986,03 \text{ кДж/кг}$, что эквивалентно приобретению $4783,62 \text{ кДж/с}$ или $4,113 \text{ Гкал/ч}$ тепла. Дополнительно приобретаемый пар низкого давления с расходом $G_{0,49} = 3,589 \text{ кг/с}$ и энтальпией $2834,46 \text{ кДж/кг}$ соответствует затраченному теплу в количестве $8,749 \text{ Гкал/ч}$. Таким образом, общее количество приобретаемого тепла составляет $12,862 \text{ Гкал/ч}$.

Оценим в первом приближении годовой экономический эффект от замены РОУ на турбогенераторы. Ориентировочно примем, что цена 1 кВтч составляет $0,035 \text{ у.е.}$, а стоимость 1 Гкал тепла – $16,522 \text{ у.е}$. В этом случае часовые затраты, связанные с необходимостью выработки дополнительного количества пара составят:

$$З_{\text{п}} = 12,862 \cdot 16,522 = 212,506 \text{ у.е./ч.}$$

С другой стороны, при заданном расходе пара $42,22 \text{ кг/с}$ турбина развивает мощность 12299 кВт . Стоимость дополнительно вырабатываемой электроэнергии составляет:

$$З_{\text{э}} = 12299 \cdot 0,035 = 430,465 \text{ у.е./ч.}$$

Таким образом годовой экономический эффект от внедрения противодавленческой турбины вместо РОУ составит (при годовом количестве часов работы – 7000 часов, обычно принимаемом в экономических расчетах):

$$\Delta Z_{\text{год}} = (Z_3 - Z_n) \cdot 7000 = 1,53 \text{ млн. у.е.}$$

Для расчета срока окупаемости предлагаемой модернизации, помимо полученной оценки повышения экономичности при сопоставлении стоимости вырабатываемой электроэнергии и приобретаемого пара, необходимо учесть объем капитальных затрат и стоимость эксплуатации. Эти дополнительные оценки могут быть получены только для конкретных условий того или иного предприятия.

Поступила в редколлегию 25.02.2002.

УДК 621.22.018

З.Я.ЛУРЬЕ, докт.техн.наук, НТУ "ХПИ";
И.Г.ЛИЩЕНКО, ЗАО "НИИГидропривод"

ПОВЫШЕНИЕ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫСОКОМОМЕНТНОГО РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГИДРОМОТОРА МНОГОКРАТНОГО ДЕЙСТВИЯ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ПО МНОГИМ КРИТЕРИЯМ

У статті обговорюються результати поетапної оптимізації параметрів гідромотора багатократної дії. Виконані дослідження, що включають кореляційний аналіз, дозволили збільшити в порівнянні з прототипом загальний ККД на 5,4%, знизити максимальні контактні напруги у 2,27 рази.

Радиально-поршневой высокомоментный гидромотор многократного действия (РПГМД) (см. рис. 1) состоит из статора (3) с профильной направляющей, ротора (1) с помещенными в нем поршневыми группами (2) и распределителя (5) рабочей жидкости (РЖ). Профиль направляющей (внешней или внутренней) определяет перемещение, скорость и ускорение поршневых групп, нагрузки на основные элементы гидромотора.

При работе РПГМД поршневые группы, включающие поршни и связанные с ними катки, находятся при рабочем ходе под действием силы давления РЖ в радиальном направлении (по оси цилиндра). При подаче РЖ в подпоршневое пространство поршень стремится выдвинуться и опирается своими катками о профиль направляющей. Возникающее при взаимодействии катка с направляющей тангенциальное усилие формирует крутящий момент ротора. При одном обороте ротора поршень совершает множество двойных ходов, количество которых зависит от профиля направляющей статора.