

УДК 620.9

А.С. Стребков, А.В. Осипов, С.В. Жавроцкий

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СИЛОВОГО ПОТЕНЦИАЛА ТОПЛИВНОГО ГАЗА ПРИ УСТАНОВКЕ ДЕТАНДЕРНЫХ АГРЕГАТОВ ПЕРЕД ГОРЕЛОЧНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЦЕМЕНТООБЖИГАТЕЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ

Рассмотрена возможность использования силового потенциала топливного газа в двухкаскадной схеме снижения его давления. Получены основные характеристики работы турбодетандеров второго каскада при переменной частоте вращения с возможностью привода воздуходушных агрегатов. Показано, что использование силового потенциала топливного газа во втором каскаде дает весомый прирост мощности. Установлено, что для изменения давления в промежуточном газопроводе нельзя отказаться от применения дроссельного регулятора давления газа перед турбодетандером первого каскада на газораспределительной станции.

Ключевые слова: каскады дросселирования потока газа, турбодетандерный агрегат, регулятор давления, переменный режим работы, перепад давлений, топливный газ, силовой потенциал, баланс мощностей.

Ранее рассматривалась энергетическая эффективность работы на переменных режимах утилизационной турбодетандерной установки (УТДУ) в сопоставлении с показателями теплофикационных агрегатов тепловых электростанций [1]. Установлено, что по главному критерию энергетической эффективности – удельному расходу теплоты на производство электроэнергии – УТДУ практически не уступают тепловым турбоагрегатам. Однако в условиях работы УТДУ на газораспределительной станции (ГРС) крупного промышленного предприятия с неравномерным графиком газопотребления следует ожидать увеличения удельных расходов топлива на производство электроэнергии. Причинами являются, согласно уравнению Стодоль-Флюгеля

$$\frac{G}{G_H} = \sqrt{\frac{T_{1H}}{T_1}} \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{P_{1H}^2 - P_{2H}^2}}, \quad (1)$$

падение начального давления перед турбодетандером и ощутимое снижение внутреннего относительного КПД УТДУ, что характерно для привода электрогенераторов переменного тока, работающих с постоянной частотой вращения ротора.

Очевидно, что изменение режима работы турбодетандерного агрегата (ТДА) по уравнению (1) возможно осуществить при установке регулятора давления не перед ТДА [1], а непосредственно за ним. В этом случае давление  $P_1$  будет оставаться постоянным и равным номинальному начальному давлению  $P_{1H}$ , а давление  $P_2$  – изменяться соответственно изменению относительного расхода газа по уравнению (1). Как показано на рис. 1, при предварительном нагреве газа до одной и той же температуры на всех переменных режимах, т.е. при исключении температурного фактора из уравнения (1), обеспечение адекватного изменения расхода газа через ТДА требует значительного повышения давления  $P_2$  на выходе турбодетандера.

На пути газового потока из магистрального газопровода в газопровод сниженного давления расположены два существенных гидравлических сопротивления – дроссельный регулятор РД и турбодетандер ТД (без учета незначительных путевых сопротивлений, а также сопротивлений подогревателя газа ПГ и запорной арматуры). Будучи расположены последовательно друг относительно друга, РД и ТД делят между собой располагаемый перепад давлений  $P_{ТД}/P_{РД}$  в определённой пропорции. От того, каким именно образом будут распределены перепады давлений, в значительной мере зависит энергетическая эффективность применяемой схемы регулирования расхода газа. Общая формула, увязывающая между собой перепады давлений, имеет следующий вид:

$$\pi_{\Sigma} = \pi_{РД} \pi_{ТД},$$

где  $\pi_{РД} = \frac{P_{МГП}}{P_1}$ ;  $\pi_{ТД} = \frac{P_1}{P_{ГСД}}$  – при расположении

регулятора давления перед ТД;

$\pi_{РД} = \frac{P_2}{P_{ГСД}}$ ;  $\pi_{ТД} = \frac{P_{МГП}}{P_2}$  – при расположении регу-

лятора давления за ТД. Распределение перепадов давлений на дроссельном регуляторе и турбодетандере, а также теоретической относительной мощности ТД в зависимости от относительного расхода газа через машину показано на рис. 1.

Как следует из анализа данных рис. 1, при размещении РД перед ТД на всём практическом диапазоне регулирования расхода  $\pi_{РД} < \pi_{ТД}$ . Если разместить РД за ТД, то, напротив, практически всегда (за исключением зоны, непосредственно примыкающей к номинальному расходу газа через ТД)  $\pi_{РД} > \pi_{ТД}$ . Поэтому без ущерба для расходных характеристик ТД можно существенно (до 20 бар и более) повысить давление за детандером  $P_2$ . Чтобы использовать силовой потенциал газа в промежуточном газопроводе для повышения эффективности работы энергосистемы завода в целом, можно во втором каскаде снижения давления газа расположить дополнительные приводные расширительные агрегаты для нагнетания сжатого воздуха, как это показано на рис. 2.

Вращающиеся цементобжигательные печи являются основными потребителями топливного газа на заводе. Производительность печного агрегата находится практически на уровне своего планового значения [2]. Некоторые (в пределах 20%) изменения потребления газа печью носят сезонный характер и связаны с увеличением тепловых потерь от корпуса печи в холодное время года. Режим потребления газа заводом находится главным образом в зависимости от количества одновременно работающих печей.

Для обеспечения нормального теплового режима во вращающихся обжиговых печах организуется факельное сжигание природного газа, особенностью которого является отдельная подача топливного газа и воздуха в топочную часть в головке печи. В основном сжигание газа ведется при давлении перед горелкой, обеспечивающем высокие дозвуковые скорости (300 – 400 м/с при н.у.) истечения из сопла. Величина необходимого давления, обеспечивающая подачу газа на подобных скоростных режимах, находится в пределах 2 бар [2].

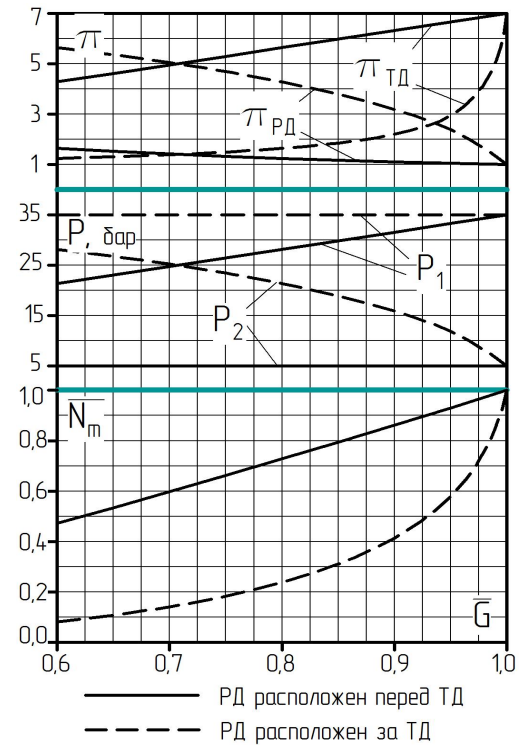


Рис. 1. Перепады давлений ( $\pi$ ), начальное ( $P_1$ ) и конечное ( $P_2$ ) давления и относительная теоретическая мощность  $N$  при установке РД перед ТД и за ним (номинальные давления ТД:  $P_{1Н} = 35$  бар,  $P_{2Н} = 5$  бар)

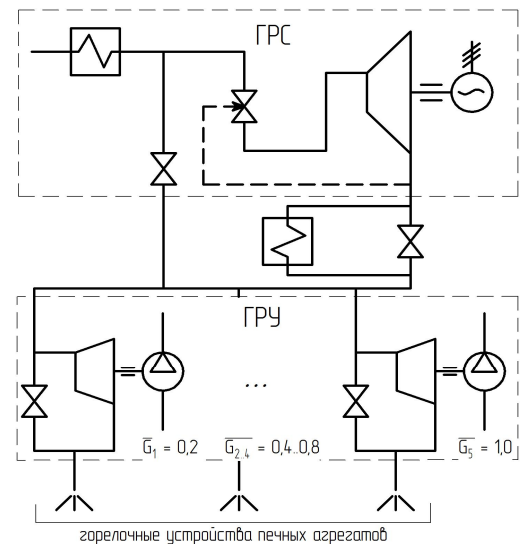


Рис. 2. Двухкаскадная схема снижения давления топливного газа с использованием расширительных агрегатов

На режиме максимального газопотребления давление за турбодетандером на ГРС принималось постоянным на уровне 5 бар [1]. По мере отключения печных агрегатов сокращается потребление газа заводом. Как следует из рис. 1, уменьшение расхода газа через ТДА на ГРС сопровождается повышением давления в промежуточном газопроводе. Уже при выводе из работы всего одной печи требуется поднять давление за ТДА выше 20 бар.

Однако кажущееся заманчивым увеличение давления газа во втором каскаде (газорегуляторных установок – ГРУ) встречает ряд ограничений. Во-первых, возможность значительного повышения давления в промежуточном газопроводе между ГРС и печными ГРУ ограничивается требованиями прочности газопровода, поэтому реальное повышение давления  $P_2$  от 5 бар вряд ли превысит значение 10...12 бар. Во-вторых, если не ограничить располагаемый теплоперепад на турбодетандерах второго каскада, произойдет чрезмерное снижение температуры газа непосредственно на горелочных устройствах, что негативно отразится на режиме их работы (нарушение режима истечения газа из устья горелки, обмерзание газопровода, интенсивное выпадение кристаллогидратов). Для того чтобы избежать этого, необходимо организовать предварительный нагрев газа в групповом подогревателе (рис. 2). Обеспечение такого подогрева хотя и потребует решения дополнительных технико-экономических задач, зато положительно скажется на увеличении мощности турбодетандеров. В последующих расчетах величина подогрева определялась из условия ограничения температуры на выходе из ТДА не ниже  $-20^{\circ}\text{C}$ .

Для соблюдения условия полной экологичности [5] температура газа непосредственно перед горелочными устройствами повышалась до  $+5^{\circ}\text{C}$  (как и в верхнем каскаде на ГРС при работе ТДА), но уже в результате смешения потоков из линии турбодетандерного агрегата и байпасной линии.

Для расчёта параметров работы турбодетандера при переменной частоте вращения на основе [3; 4] была составлена система уравнений (индекс «н» соответствует номинальному режиму работы):

– уравнение (1) с множителем, учитывающим влияние частоты вращения турбодетандера на изменение расхода газа,

$$\frac{G}{G_H} = \sqrt{\frac{T_{1H}}{T_1}} \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{P_{1H}^2 - P_{2H}^2}} \sqrt{1 - \frac{\Delta\rho}{1 - \rho}}; \quad (2)$$

– уравнение, описывающее изменение степени реакции  $\rho$  при работе турбодетандера на переменных режимах [3],

$$\frac{\Delta\rho}{1 - \rho} = 0,5 \frac{\Delta x}{x_H} - 0,3 \left( \frac{\Delta x}{x_H} \right)^2; \quad (3)$$

– уравнения для относительных приращений характеристического коэффициента  $x$ , частоты вращения  $n$  и относительного характеристического коэффициента  $\bar{x}$  соответственно:

$$\frac{\Delta x}{x_H} = \frac{\Delta n}{n_H}; \quad x = x_H + \Delta x; \quad n = n_H + \Delta n; \quad \bar{x} = \frac{x}{x_H}; \quad (4)$$

– уравнение, связывающее относительную частоту вращения с относительным расходом газа (так называемый закон винта),

$$\frac{G}{G_H} = \left( \frac{n}{n_H} \right)^3; \quad (5)$$

– уравнение для внутреннего относительного КПД турбомашин на переменных режимах [3]

$$\frac{\eta_{oi}}{(\eta_{oi})_H} = 2,1\bar{x} - 1,19\bar{x}^2 + 0,09\bar{x}^3; \quad (6)$$

– уравнение относительной мощности турбодетандера при его работе на переменной частоте вращения [4]

$$\bar{N} = \frac{P_1}{P_{1H}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{P_{1H}}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{-2}}{1 - \left(\frac{P_{1H}}{P_2}\right)^{-2}}} \frac{n}{n_H} \frac{\left[1 - \left[1 - (\eta_{мех})_H\right] \frac{1}{\bar{N}} \left(\frac{n}{n_H}\right)^{1,5}\right]}{(\eta_{мех})_H} (2 - \bar{x}). \quad (7)$$

Чтобы обеспечить надежную работу регулятора давления на ГРУ, решено на номинальном режиме работы приводного турбодетандерного агрегата через байпас пропускать не менее 10% от расчётного количества газа. На один печной агрегат расходуется 10250 нм<sup>3</sup>/ч. Давление газа непосредственно перед горелочными устройствами принято равным 2 бар.

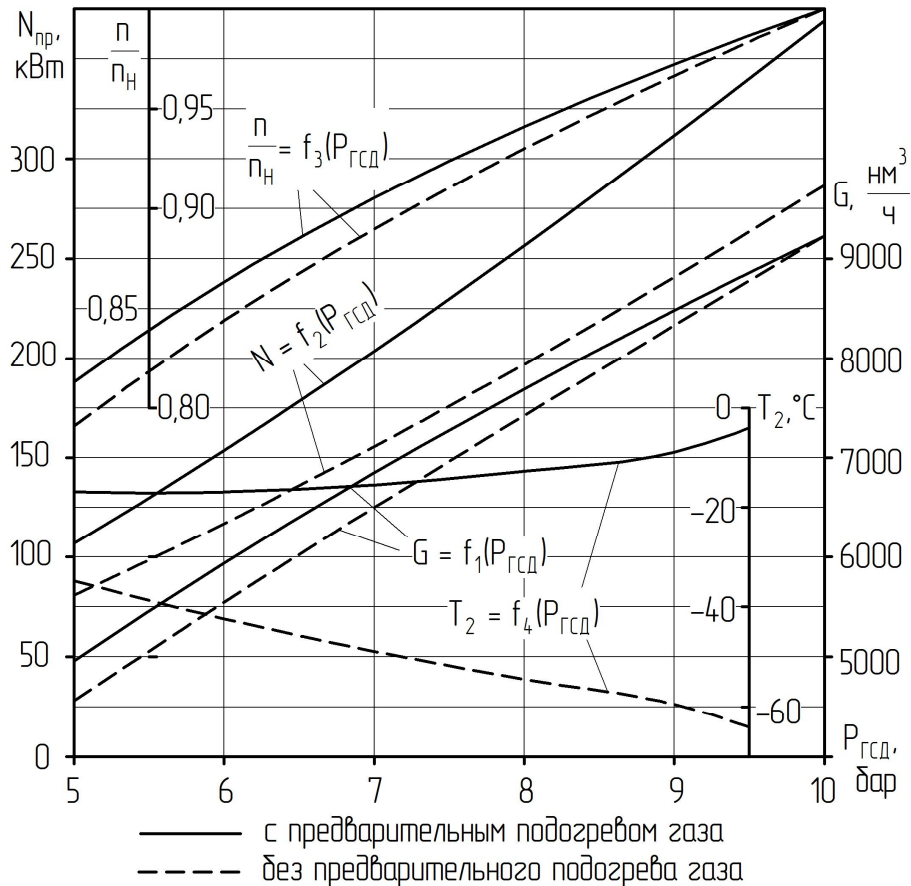


Рис. 3. Основные параметры работы турбодетандера при переменной частоте в каскаде снижения давления на печных ГРУ в зависимости от величины давления в промежуточном газопроводе  $P_{ГCD}$ :  $N$  – мощность на валу турбодетандера;  $G$  – расход газа через турбодетандер;  $T_2$  – температура газа за турбодетандером;  $n$  – частота вращения турбодетандера

Значение внутреннего относительного КПД турбодетандера при работе на переменных режимах изменялось незначительно – в принятом диапазоне 0,75...0,80. Достаточно

высокие значения КПД при смене режимов работы турбодетандера обеспечивались изменением частоты вращения так, чтобы характеристический коэффициент  $u/c_0$  соответствовал оптимальному значению.

На рис. 3 показано, как изменяются характеристики работы ТДА для привода воздуховодных агрегатов, рассчитанные в результате совместного решения уравнений (2–7) с учетом изложенных допущений и ограничений. Номинальные параметры турбодетандера:  $P_{1H} = 10$  бар,  $P_{2H} = 2$  бар;  $T_{1H} = 358$  К.

Из анализа рис. 3 следует, что наличие предварительного подогрева увеличивает расход газа и мощность турбодетандера. В этом случае с повышением начального давления перед турбодетандером расход газа увеличивается почти в два раза – с 4960 до 9225  $\text{нм}^3/\text{ч}$ . При этом мощность возрастает с 107 до 370 кВт; относительная частота вращения изменяется в пределах 0,81...1,00.

Проведенные расчеты показали, что установка на ГРУ приводных агрегатов, работающих с изменяемой частотой вращения при изменении давления газа в промежуточном газопроводе, согласно табл. 1, обеспечивает значительную прибавку к мощности ТДА на ГРС, особенно на режимах сниженного газопотребления (заштрихованная область на рис. 4).

Таблица 1

Режим работы промежуточного газопровода

Относительный расход газа по заводу $\bar{G}$	Абсолютный расход газа по заводу, $\text{нм}^3/\text{ч}$	Количество работающих печных агрегатов	Давление $P_{ГСД}$ , бар (абс.)
1,0	51250	5	5
0,8	41000	4	7
0,6	30750	3	9
0,4	20500	2	10

Как следует из данных рис. 4, прирост мощности составляет от 20% при пяти работающих печных агрегатах и, соответственно, максимальном расходе газа по заводу до 300% при минимальном потреблении газа по заводу, когда в работе находятся только две печи.

В табл. 2 показано, как изменяются удельные расходы топлива и электроэнергии на производство клинкера и цемента соответственно (с тем допущением, что приводная мощность турбодетандеров второго каскада снижения давления топливного газа условно принята как электрическая, а нагрев газа в групповом подогревателе осуществляется за счет сжигания транспортируемого потока газа).

Среднеотраслевые значения данных показателей приняты такими же, как в [1].

Средние интегральные показатели, полученные по данным [1], имеют следующие значения:  $q_T = 198,94$  кг у.т./т кл.;  $q_E = 113,57$  кВт·ч/т ц. Таким образом, относительно базовых значе-

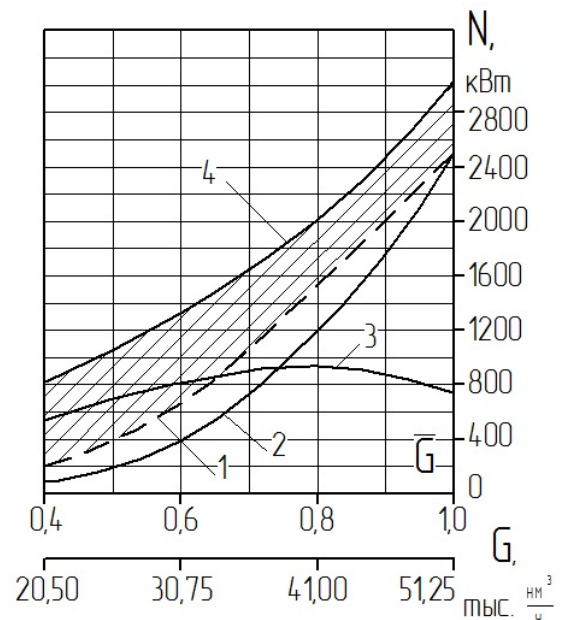


Рис. 4. Баланс мощностей: 1 – мощность по данным [1] (без нижнего каскада); 2 – мощность верхнего каскада; 3 – мощность нижнего каскада; 4 – суммарная мощность

ний данных показателей удельный расход топлива повысился на 0,75%, а удельный расход электроэнергии снизился на 5,43%. Относительно же полученных в [1] значений показателей удельный расход топлива увеличился на 0,27%, удельный расход электроэнергии снизился на 1,74%.

Таблица 2

Удельные расходы условного топлива и электроэнергии на производство клинкера и цемента соответственно

Количество декад	Количество работающих печей	Без УТДУ в верхнем и нижнем каскадах снижения давления		С УТДУ в верхнем и нижнем каскадах снижения давления		Средние интегральные показатели	
		$q_T$ , кг у.т./т кл.	$q_E$ , кВт·ч/т ц.	$q_T$ , кг у.т./т кл.	$q_E$ , кВт·ч/т ц.	$\bar{q}_T$ , кг у.т./т кл.	$\bar{q}_E$ , кВт·ч/т ц.
10	5	198	118	199,76	109,97	199,5	111,6
6	4			199,51	111,35		
5	3			199,38	112,15		
15	2			199,32	112,57		

В заключение необходимо сделать следующие выводы:

1. Двухкаскадное использование силового потенциала топливного газа при установке УТДУ в нижнем каскаде печных ГРУ приносит положительный эффект в виде дополнительной мощности.

2. Данный эффект может быть тем более значителен, чем больше будет повышено давление газа  $P_{ГСД}$  в промежуточном газопроводе с учетом ограничений, накладываемых, с одной стороны, достаточно низкими температурами газа после его расширения, с другой – прочностью газопровода.

3. Схема работы УТДУ как в верхнем, так и в нижнем каскадах снижения давления газа не отменяет необходимости сохранения РД перед турбодетандером на ГРС, в котором происходит нерациональное использование силового потенциала газа. Таким образом, оптимальная конфигурация работы оборудования еще не достигнута, и поиск эффективных схем необходимо продолжить.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стребков, А.С. Оценка эффективности производства электрической энергии при использовании силового потенциала топливного газа/А.С. Стребков, С.В. Жавроцкий//Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2013. – №4. – С. 77-86.
2. Древицкий, Е.Г. Повышение эффективности работы вращающихся печей/Е.Г. Древицкий, А.Г. Добровольский, А.А. Коробок. – М.: Стройиздат, 1990. – 224 с.
3. Самойлович, Г.С. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах/Г.С. Самойлович, Б.М. Трояновский. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 496 с.
4. Газотурбинные установки. Конструкции и расчет: справ. пособие/под общ. ред. Л.В. Арсеньева, В.Г. Тырышкина. – Л.: Машиностроение, 1978. – 232 с.
5. 5. Обзор современных конструкций турбодетандерных генераторов. Проспект фирмы ООО НТЦ «МТТ». – 90 с.

Материал поступил в редколлегию 10.04.14.