

С. А. Путилин, А. Е. Семёнов, А. М. Цейтлин, Т. А. Ахмедов

ОЦЕНКА ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВЛАЖНОГО НАСЫЩЕННОГО ПАРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ТУРБОДЕТАНДЕРА УСТАНОВКИ ОСУШЕНИЯ И ОТБЕНЗИНИВАНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА ПРИ ПОНИЖЕНИИ ТЕМПЕРАТУРЫ НА ВХОДЕ В ТУРБОДЕТАНДЕР

В настоящее время прослеживается тенденция к постоянному росту цен на природный газ. Этим определяется актуальность решения задачи по снижению энергозатрат на производство газа, поскольку покрытие энергозатрат требует сжигания части добываемого газа. Проблема экономии энергозатрат на производство природного газа достаточно актуальна и для газоперерабатывающей промышленности Российской Федерации – одного из крупнейших производителей природного газа в мире.

Один из технологических процессов переработки природного газа, требующих больших энергозатрат, – осушка и отбензинивание сырого газа, поступающего с месторождения на газоперерабатывающий завод, для того чтобы удалить примеси воды, остаточные соединения серы, тяжёлые углеводороды из обессеренного газа и достичь показателей товарного газа, требуемых по ГОСТ.

На Астраханском газоперерабатывающем заводе (АГПЗ) осушка газа осуществляется в адсорберах на молекулярных ситах. Отбензинивание осуществляется за счёт процесса низкотемпературной сепарации, которая требует холода с температурой не выше $-84\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для получения холода на столь низком температурном уровне используется одноступенчатый детандерный цикл с регенеративным теплообменником. Рабочим телом служит перерабатываемый природный газ.

Процесс отбензинивания осуществляется следующим образом. Подлежащий отбензиниванию газ высокого давления ($P = 6\ 000\ \text{кПа}$) с температурой $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ поступает в два параллельно установленных регенеративных теплообменника. В каждом теплообменнике газ охлаждается до температуры $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$. В одном из теплообменников газ охлаждается за счёт регенеративного теплообмена с потоком товарного газа низкого давления, который при этом нагревается от -84 до $+9\dots+16\text{ }^{\circ}\text{C}$. Во втором теплообменнике газ охлаждается за счёт регенеративного теплообмена с потоком холодной жидкости – широкой фракцией лёгких углеводородов (ШФЛУ), которая в результате теплообмена нагревается от -90 до $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$. При охлаждении из газа высокого давления конденсируется часть лёгких углеводородов. После выхода из теплообменников потоки газа высокого давления соединяются и поступают в сепаратор, где конденсат отделяется от газа. Затем газ направляется в турбодетандер, где расширяется до давления $P = 1\ 500\ \text{кПа}$. В турбодетандере происходит конденсация лёгких углеводородов, поэтому на выходе из турбодетандера стоит сепаратор для отделения конденсата, образовавшегося в турбодетандере, от влажного насыщенного пара низкого давления. Газ после прохождения через сепаратор направляется в конденсатор этановой фракции, где нагревается до температуры $-84\text{ }^{\circ}\text{C}$, отводя теплоту парообразования. Далее газ возвращается в регенеративный теплообменник, где охлаждает поток газа высокого давления, нагреваясь в результате на выходе из тёплого конца регенеративного теплообменника до температуры $+9\dots+16\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Предварительно, до проведения отбензинивания, газ высокого давления осушается в переключающихся цеолитовых адсорберах. Перед подачей в адсорберы требуется охлаждение газа до температуры $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$. С этой целью газ низкого давления после выхода из регенеративного теплообменника с достаточно низкой температурой ($+9\dots+16\text{ }^{\circ}\text{C}$) направляется в теплообменник – охладитель газа высокого давления перед адсорбером, где охлаждает поток сырого газа высокого давления. После выхода из охладителя газ низкого давления направляется в турбокомпрессор, где его давление повышается до $6\ 000\ \text{кПа}$. Компрессор – двухступенчатый, с охлаждением газа перед второй ступенью сжатия. Первая ступень приводится турбодетандером, вторая – паровой турбиной.

Представляется, что использование для охлаждения газа при осушке перед подачей в адсорберы отдельной парокompрессионной холодильной машины позволит снизить требуемую холодопроизводительность турбодетандерной холодильной машины и, соответственно, затраты энергии на производство холода турбодетандером [1]. Объясняется это следующими обстоятельствами. При использовании парокompрессионной холодильной машины отпадает необходимость в обеспечении низкой температуры газа низкого давления на выходе из тёплого конца

регенеративного теплообменника (+9...+16 °С). Следовательно, можно повысить эту температуру, если должным образом увеличить эффективность теплообмена регенеративного теплообменника. Повышение температуры газа низкого давления на выходе из теплого конца регенеративного теплообменника приведёт к понижению температуры газа высокого давления на выходе из холодного конца того же регенеративного теплообменника. Поскольку требуемая холодопроизводительность турбодетандера для обеспечения работы конденсатора этановой фракции остаётся прежней, то для её получения степень расширения газа высокого давления в турбодетандре можно будет понизить. Так как давление газа на входе в турбодетандер остаётся прежним (6 000 кПа), можно будет повысить давление на выходе из турбодетандера. Как следствие, снизится мощность на привод турбокомпрессора, повышающего давление товарного газа до требуемой величины – 6 000 кПа. Общее снижение энергозатрат на привод газового компрессора будет больше, чем дополнительные энергозатраты на привод пропанового компрессора пароконденсационной холодильной машины, потому что холодильный коэффициент пароконденсационной холодильной машины, производящей холод на уровне +25 °С, будет выше, чем у турбодетандера, работающего с температурой рабочего тела на входе в турбодетандер –50 °С.

Таким образом, повышение давления на выходе из турбодетандера позволит уменьшить энергозатраты в процессе осушки и отбензинивания природного газа на газоперерабатывающем заводе. Однако увеличение давления и связанное с этим увеличение температуры и относительной массовой доли жидкости рабочего тела на выходе из турбодетандера могут иметь и отрицательные последствия.

Увеличение давления повысит механическую нагрузку на элементы тепломассообменных аппаратов и соединительные трубопроводы, и она может оказаться недопустимо высокой. Помимо этого увеличение давления может отрицательно сказаться на эффективности процессов контактного тепломассообмена в процессе отбензинивания. Увеличение температуры рабочего тела на выходе из турбодетандера может отрицательно сказаться на эффективности процесса отвода тепла конденсации в вышеупомянутом конденсаторе этановой фракции. Увеличение массовой доли жидкости во влажном насыщенном паре на выходе из турбодетандера может привести к снижению термодинамической эффективности рабочего процесса в турбодетандре.

С целью определить влияние понижения температуры рабочего тела на входе в турбодетандер на изменение давления, температуры и относительной массовой доли жидкости во влажном насыщенном паре на выходе из турбодетандера нами были проведены расчёты.

В расчётах термодинамические свойства рабочего тела для турбодетандера приняты равными таковым для метана, поскольку метан составляет подавляющую часть природного газа. Величины термодинамических свойств определялись по [2] с использованием интерполяции. Давление рабочего тела на входе в турбодетандер принято равным $P_1 = 6\ 000$ кПа. Гидравлические потери в теплообменниках и трубопроводах, а также теплопритоки из окружающей среды настолько малы, что ими можно пренебречь. Адиабатический КПД детандера принят в соответствии с [3] равным $\eta_{дет} = 0,9$.

В расчётах количество тепла, отводимое от конденсатора этановой фракции одним килограммом рабочего тела, поступающего на конденсатор от турбодетандера, составляет:

$$q = i_1 - i_2, \quad (1)$$

где i_1 – энтальпия рабочего тела после выхода из конденсатора этановой фракции; i_2 – энтальпия рабочего тела до выхода из конденсатора этановой фракции.

Отсюда требуемая энтальпия рабочего тела на выходе из турбодетандера составляет:

$$i_2 = i_1 - q. \quad (2)$$

Энтальпия рабочего тела на выходе из турбодетандера определяется зависимостью

$$i_2 = i_3 - \eta_{дет} (i_3 - i_5), \quad (4)$$

где i_3 – энтальпия рабочего тела на входе в турбодетандер; i_5 – энтальпия рабочего тела после изотропного расширения рабочего тела с температурой на входе в турбодетандер от давления на входе в турбодетандер до давления на выходе из турбодетандера.

i_5 определялась из уравнения

$$i_5 = i_6 - T_2 (s_6 - s_2), \quad (5)$$

где i_6 – энтальпия сухого насыщенного пара рабочего тела при давлении P_2 ; T_2 – абсолютная температура кипения рабочего тела при давлении P_2 ; s_6 – энтропия сухого насыщенного пара рабочего тела при давлении P_2 ; s_2 – энтропия рабочего тела на входе в турбодетандер.

Подстановкой в (2) из (4) после преобразований получаем

$$i_5 = i_3 - (i_1 - q) / \eta_{\text{дет.}} \quad (6)$$

q была определена из зависимости (6) для условий работы турбодетандера по регламенту установки осушения и отбензинивания АГПЗ:

- давление рабочего тела на входе в турбодетандер $P_3 = 6\,000$ кПа;
- давление рабочего тела на выходе из турбодетандера $P_2 = 1\,500$ кПа;
- температура рабочего тела на входе в турбодетандер $t_3 = -50$ °С;
- температура на входе газа низкого давления в холодный конец регенеративного теплообменника $t_1 = -84$ °С.

При проведении расчётов для каждого значения температуры на входе в турбодетандер подбиралась такая величина давления P_2 , при которой выполнялось условие (2).

Массовая доля жидкости во влажном паре на выходе из турбодетандера определялась из зависимости

$$y = (i_6 - i_2) / (i_6 - i_7), \quad (7)$$

где i_7 – энтальпия жидкости при температуре кипения, соответствующей давлению P_2 .

Результаты расчётов представлены в таблице.

Параметры влажного насыщенного пара на выходе из турбодетандера

Температура на входе в турбодетандер, °С	Давление, кПа	Температура, °С	Массовая доля жидкости y
-50	1 500	-114,7	0,045
-51	1 547	-113,9	0,049
-52	1 604	-113	0,052
-53	1 616	-112,8	0,056
-54	1 709	-111,4	0,062
-55	1 770	-110,5	0,066
-56	1 825	-109,7	0,072
-57	1 875	-109	0,079
-58	1 978	-107,6	0,082
-59	2 053	-106,6	0,088
-60	2 131	-105,6	0,095
-61	2 227	-104,4	0,102
-62	2 310	-103,4	0,11
-63	2 412	-102,2	0,119
-64	2 517	-101	0,129
-65	2 634	-99,7	0,139
-66	2 756	-98,4	0,152
-67	2 891	-97	0,167
-68	3 041	-95,5	0,185
-69	3 197	-94	0,208
-70	3 392	-92,2	0,223

Результаты расчётов имеют практическое значение для оптимизации температуры на входе в турбодетандер. В первую очередь нельзя исключать возможность снижения величины адиабатического КПД турбодетандера $\eta_{\text{дет}}$ при чрезмерно большом снижении температуры на входе в турбодетандер. Далее, необходимо оценить, допустимы ли механические перегрузки в теплообменниках аппаратах и трубопроводах из-за повышения давления на выходе из турбодетандера при снижении температуры на входе в турбодетандер. При использовании ректификационных колонн, перерабатывающих газ с давлением, равным давлению на выходе из турбодетандера, следует учесть тенденцию к снижению разности концентраций компонентов в паровой и жидкостной фазах равновесной бинарной и многокомпонентной смеси при повышении давления смеси, как это показано в [4] для воздуха. К таким аппаратам на установках 174 и 274 АГПЗ относятся дезтанизаторы СО1, предназначенные для выделения из ШФЛУ метана, этана, азота и двуокиси углерода, и ректификационные колонны (абсорберы) СО3,

в которых происходит очистка товарного газа от меркаптанов и сероокиси углерода. В конденсаторе этановой фракции ЕО5 действуют два фактора. С одной стороны, повышение температуры газа низкого давления, охлаждающего конденсатор, будет способствовать повышению температуры этановой фракции на выходе из конденсатора и, соответственно, повышению парциального давления этана в паровой фазе на выходе из конденсатора, а значит, и в товарном газе. С другой стороны, повышение давления на выходе из турбодетандера, равного давлению паровой фазы на выходе из конденсатора, будет способствовать уменьшению концентрации этана в паровой фазе после выхода из конденсатора и, соответственно, в товарном газе. Учитывать необходимо оба фактора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Путилин С. А., Суиндыков С. А., Цейтлин А. М. Оценка возможностей экономии энергозатрат при осушке и отбензинивании природного газа за счёт применения пропановых парокомпрессионных холодильных машин // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. – 2006. – № 6 (35). – Приложение. – С. 45–50.
2. Теплофизические свойства криопродуктов / Л. А. Акулов, Е. И. Борзенко, В. Н. Новотельнов, А. В. Зайцев. – СПб.: Политехника, 2001. – 248 с.
3. Архаров А. М., Марфенина И. В., Микулин Е. И. Криогенные системы. Т. 1. Основы теории и расчёта. – М.: Машиностроение, 1996. – 576 с.
4. Разделение воздуха методом глубокого охлаждения / Под ред. В. И. Епифановой и Л. С. Аксельрода. – М.: Машиностроение, 1973. – Т. 1. – 472 с.; Т. 2. – 567 с.

Статья поступила в редакцию 12.12.2007

**RATING OF CHANGE OF PARAMETERS OF DAMP PRIME STEAM
AT THE OUTPUT FROM TURBOEXPANDER OF DEHYDRATION
AND NATURAL GAS-GASOLINE PROCESSING INSTALLATION
AT DOWNTURN OF TEMPERATURE
ON THE INPUT IN TURBOEXPANDER**

S. A. Putilin, A. E. Semenov, A. M. Tseitlin, T. A. Akhmedov

There are submitted the technique and the results of calculations of dependence of pressure, temperature and a liquid mass fraction in damp prime steam at the output from turboexpander on the temperature at the input of the expander cycle with regenerative heat exchanger of technological process of dehydration and natural gas-gasoline processing using low-temperature separation. The results of calculations have practical value as unwarrantable great decrease in temperature at the turboexpander input can have a negative effect on the adiabatic efficiency, on the efficiency of heat and mass exchange processes and it can lead to inadmissible growth of mechanical loadings in the processing equipment.

Key words: turboexpander, natural gas, dehydration, gas-gasoline processing, regenerative heat exchanger.