

УДК 697.3 + 658.264

*А. М. Ларцев, А. В. Курапин, А. В. Васильев***РАЦИОНАЛИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПОТРЕБЛЕНИЯ ПАРА  
НА МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОМ ПРЕДПРИЯТИИ****Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: rces@vstu.ru)

Приведены результаты энергетического обследования машиностроительного предприятия в части потребления пара. Показан тепловой баланс потребления пара и методика его расчета. Приведены основные причины потерь тепловой энергии пара и пути их снижения.

*Ключевые слова:* водяной пар, паропровод, конденсатоотводчик, энергосбережение, тепловой баланс, тепловые потери.

In this article are brought results of the energy examination of the mashin-building plant in a part of the steam consumption. It is shown heat balance of the steam consumption and the it method of calculation. It is adducted primary reasons of steam heat energy losses and ways of theirs reduction/

*Keywords:* steam, steam line, steam trap, energy saving, heat balance, heat leakage.

В 2010 году специалистами Регионального центра энергосбережения Волгоградского государственного технического университета было проведено энергетическое обследование одного из машиностроительных предприятий г. Волгограда с целью снижения затрат на энергопотребление и разработки мероприятий, способствующих рациональному потреблению тепловой энергии. В данной статье показаны результаты, полученные при обследовании системы пароснабжения.

Пар на предприятии вырабатывается в собственной котельной, где установлены два паровых котлоагрегата ДКВР 20/13, работающие на природном газе. Котлы вырабатывают насыщенный пар с фактическим давлением 0,9...1,0 МПа и температурой 175...180 °С. В постоянной работе находится один котел, второй – резервный.

Учет тепловой энергии пара, вырабатываемого котельной, осуществляется путем подсчета количества газа, подаваемого на котлы, по данным счетчиков расхода газа, установленных на стороне газопоставляющей организации.

Паропровод от котельной до тепловых камер выхода на площадках предприятия длиной 1139 м выполнен в подземной прокладке в непроходном одноячейковом канале. Далее от тепловых камер паропроводы проложены воздушно до зданий цехов и вспомогательных помещений.

Пар на предприятии используется на технологические нужды, для приготовления горячей воды в бойлерных и в очень небольших количествах для отопления некоторых помещений.

С целью составления теплового баланса использования пара на предприятии было проведено определение расчетных тепловых нагрузок

на горячее водоснабжение, на технологическое оборудование и нормативных теплопотерь в паропроводах.

Среднечасовой расход воды, м<sup>3</sup>/ч, на нужды горячего водоснабжения за период максимального водопотребления определялся по формуле:

$$q_{Th} = \frac{q_{Tuh} \cdot U}{1000 \cdot T},$$

где  $q_{Tuh}$  – норма расхода горячей воды, л, потребителем в сутки (смену) наибольшего водопотребления; [1];  $U$  – число водопотребителей;  $T$  – расчетное время, ч, потребления (смена, сутки).

Тепловой поток, ккал, за период (сутки, смена) максимального водопотребления на нужды горячего водоснабжения в течение среднего часа вычислялся по формуле:

$$Q_{Th} = 1,16 \cdot q_{Th} (55 - t_c) + Q_{ht},$$

где  $t_c$  – температура холодной воды, °С;  $t_c = 10$  °С в среднем за год;  $Q_{ht}$  – потери теплоты трубопроводами систем горячего водоснабжения, ккал.

Нормативное потребление тепловой энергии на горячее водоснабжение за год, Гкал, определялось по формуле:

$$Q_{Г.В.С} = Q_{Th} \cdot 10^{-6} \cdot z_h,$$

где  $z_h$  – годовая продолжительность рабочего времени, ч.

Технологическое использование пара на предприятии в основном осуществляется на моечных установках, в сушильных камерах окрасочных участков и в гальванических ваннах для электрохимической обработки деталей.

Расходы теплоты в моечных установках определялись по выражению [2]:

$$Q_{расч1} = Q_{пот} + Q_{раз} + Q_{под}, \text{ ккал/ч,}$$

где  $Q_{\text{пот}}$  – расход тепла за период эксплуатации;  $Q_{\text{раз}}$  – расход тепла на разогрев раствора;  $Q_{\text{под}}$  – расход тепла на поддержание температуры раствора в период эксплуатации.

$$Q_{\text{пот}} = (Q_1 + Q_2 + Q_3)k_3, \text{ ккал/ч,}$$

где  $Q_1$  – теплопотери через внешние ограждения;  $Q_2$  – расход тепла на нагрев изделий;  $Q_3$  – теплопотери с удаляемыми в канализацию растворами;  $k_3$  – коэффициент запаса на неучтенные потери.

$$Q_1 = Fk(\Theta_2 - \Theta_1)k_3, \text{ ккал/ч,}$$

где  $F$  – площадь поверхности внешних ограждений,  $\text{м}^2$ ;  $k$  – коэффициент теплопередачи,  $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C})$ ;  $\Theta_1$  – температура воздуха в цехе,  $\text{°C}$ ;  $\Theta_2$  – температура нагрева внешних ограждений,  $\text{°C}$ .

$$Q_2 = G_{\text{изд}}c_{\text{изд}}(\Theta_{2\text{изд}} - \Theta_{1\text{изд}}), \text{ ккал/ч,}$$

где  $G_{\text{изд}}$  – производительность установки по массе изделий,  $\text{кг/ч}$ ;  $c_{\text{изд}}$  – теплоемкость изделий,  $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot \text{°C})$ ;  $\Theta_{1\text{изд}}$ ,  $\Theta_{2\text{изд}}$  – температура изделий на входе и выходе из установки,  $\text{°C}$ .

$$Q_3 = G_p c_p (\Theta_{2p} - \Theta_{1p}), \text{ ккал/ч,}$$

где  $G_p$  – расход удаляемого раствора,  $\text{кг/ч}$ ;  $c_p$  – теплоемкость раствора,  $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot \text{°C})$ ;  $\Theta_{1p}$ ,  $\Theta_{2p}$  – начальная и конечная температура раствора,  $\text{°C}$ .

$$Q_{\text{раз}} = G_p c_p (\Theta_{2p} - \Theta_{1p}) + 1/2 Q_1, \text{ ккал/ч.}$$

Расход  $Q_{\text{под}}$  мал по сравнению с остальными расходами, его можно не учитывать.

Расходы теплоты в сушильных установках определялись по выражению:

$$Q_{\text{расх2}} = (Q_1 + Q_2 + Q_4 + Q_5)k_3, \text{ ккал/ч,}$$

где  $Q_1$ ,  $Q_2$  – см. выше;  $Q_4$  – расход тепла на нагрев лакокрасочных материалов;  $Q_5$  – расход тепла на нагрев свежего воздуха.

$$Q_4 = G_{\text{л}}c_{\text{л}}(\Theta_{2\text{возд}} - \Theta_{1\text{возд}}) + G_p \cdot \tau_p, \text{ ккал/ч,}$$

где  $G_{\text{л}}$ ,  $G_p$  – расходы лакокрасочного материала и растворителя,  $\text{кг/ч}$ ;  $c_{\text{л}}$  – теплоемкость лакокрасочного материала,  $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot \text{°C})$ ;  $\Theta_{1\text{возд}}$ ,  $\Theta_{2\text{возд}}$  – температура воздуха в сушильной камере и цехе,  $\text{°C}$ ;  $\tau_p$  – теплота растворения растворителя,  $\text{ккал/кг}$ .

$$Q_5 = G_{\text{возд}}c_{\text{возд}}(\Theta_{2\text{возд}} - \Theta_{1\text{возд}}), \text{ ккал/ч,}$$

где  $G_{\text{возд}}$  – расход свежего воздуха,  $\text{кг/ч}$ ;  $c_{\text{возд}}$  – теплоемкость свежего воздуха,  $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot \text{°C})$ .

Расходы теплоты в гальванических ваннах определялись по выражению:

$$Q_{\text{расх}} = Q_p + Q_v + Q_c + Q_{\text{исп.}}, \text{ ккал/ч,}$$

где  $Q_p$  – расход тепла на разогрев и поддержание температуры раствора;  $Q_v$  – расход тепла на разогрев и поддержание температуры конструкции ванны;  $Q_c$  – потери тепла через стенки ванны;  $Q_{\text{исп}}$  – потери тепла за счет испарения жидкости с поверхности ванны.

$$Q_p = G_p c_p (\Theta_{2p} - \Theta_{1p}), \text{ ккал/ч,}$$

где  $G_p$  – расход нагреваемого раствора,  $\text{кг/ч}$ ;  $c_p$  – теплоемкость раствора,  $\text{ккал}/(\text{ч} \cdot \text{кг} \cdot \text{°C})$ ,  $\Theta_{1p}$ ,  $\Theta_{2p}$  – начальная и конечная температура нагреваемого раствора.

$$Q_v = G_v c_v (\Theta_{2p} - \Theta_{1p}), \text{ ккал/ч,}$$

где  $G_v$  – масса ванны,  $\text{кг}$ ;  $c_v$  – теплоемкость ванны,  $\text{ккал}/(\text{ч} \cdot \text{кг} \cdot \text{°C})$ .

$$Q_c = F_c k \frac{\Theta_{2p} - \Theta_{1p}}{2}, \text{ ккал/ч,}$$

где  $F_c$  – площадь стенок ванны,  $\text{м}^2$ ;  $k$  – коэффициент теплопередачи от жидкости к воздуху через стенки ванны,  $\text{ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°C})$ ;

$$Q_{\text{исп}} = 540 \cdot F_3 \cdot q_3, \text{ ккал/ч,}$$

где  $F_3$  – площадь зеркала испарения ванны,  $\text{м}^2$ ;  $q_3$  – расход испаряющейся жидкости,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ .

Расходы теплоты на остальные технологические установки определялись по расчетному расходу пара в соответствии с диаметрами подводящих паропроводов.

Нормативное потребление тепловой энергии за год на технологическое использование определялось аналогично потреблению на горячее водоснабжение.

Потери тепла в основных паропроводах подземной прокладки определялись по формуле [2]:

$$Q_{\text{тр}} = q \cdot k_{\text{п}} \cdot l, \text{ ккал/ч,}$$

где  $q$  – потери тепловой энергии с 1 погонного метра паропровода,  $\text{ккал/ч}$ ;  $k_{\text{п}}$  – поправочный коэффициент, учитывающий дополнительные потери тепла опорами и компенсаторами,  $k_{\text{п}} = 1, 2$ ;  $l$  – длина паропровода,  $\text{м}$ ;

$$q = \frac{\Theta_{\text{т}} - \Theta_0}{R}, \text{ ккал/м} \cdot \text{ч,}$$

где  $\Theta_{\text{т}}$  – температура теплоносителя в теплопроводе,  $\text{°C}$ ;  $\Theta_0$  – средняя температура окружающего воздуха  $\text{°C}$ ;  $R$  – полное термическое сопротивление изолированного паропровода,  $(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{°C})/\text{ккал}$ .

Потери тепла в тепло- и паропроводах воздушной прокладки по площадкам определялись по табл. 8.7 источника [2]. Длины участков трубопроводов, диаметры труб, изоляции и тип

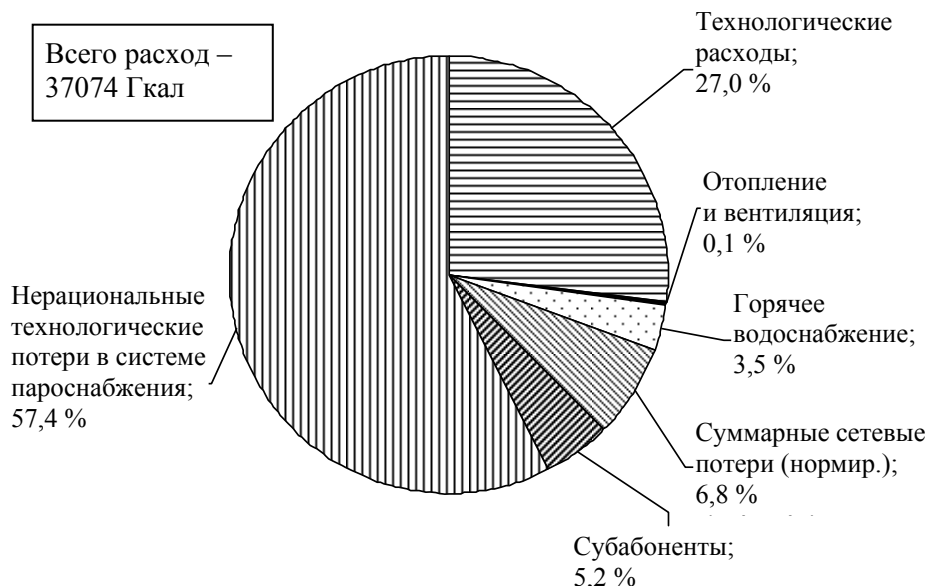
прокладки трубопроводов определялись по схемам, представленным отделом главного энергетика.

Нормативные теплопотери в паропроводах за отопительный период (за год) определялись аналогично предыдущим расчетам.

В результате определения расчетных тепловых нагрузок получен годовой тепловой баланс

расхода пара на предприятии, представленный на рисунке. Общий расход теплоты 37074 Гкал получен путем пересчета данных счетчика расхода газа, поступившего на паровой котел.

Анализ рисунка показывает, что на предприятии существуют значительные нерациональные потери тепловой энергии в системе пароснабжения.



Годовой баланс потребления тепловой энергии с теплоносителем «пар»

Причины этих потерь были выявлены в процессе энергообследования. Их можно разбить на следующие группы:

1. Потери при транспортировке. Тепловая изоляция паропроводов воздушной прокладки от тепловых камер до цехов и зданий находится в очень плохом состоянии, в некоторых местах наблюдаются струи пара. Необходима эффективная тепловая изоляция указанных паропроводов.

2. Потери при технологическом использовании.

На основании первого закона термодинамики можно записать, что

$$Q_{\text{п}} = m_{\text{п}}(h_{\text{вх}} - h_{\text{вых}}),$$

где  $Q_{\text{п}}$  – расход тепловой энергии пара, кДж/ч;  $m_{\text{п}}$  – расход пара, кг/ч;  $h_{\text{вх}}$ ,  $h_{\text{вых}}$  – энтальпия пара на входе и выходе паропотребляющей установки, кДж/кг.

Анализ этого выражения показывает, что при постоянном расходе пара  $m_{\text{п}}$  расход его тепловой энергии  $Q_{\text{п}}$  в паропотребляющей установке (теплоотдача) будет тем больше, чем меньше будет его энтальпия на выходе из установки  $h_{\text{вых}}$ . Для этого необходимо, чтобы при

подаче в установку пара с параметрами, близкими к насыщению, на выходе пар имел бы параметры, близкие к кипящей жидкости, т. е. находился в виде конденсата. Эта задача решается с помощью конденсатоотводчиков, которые работают в автоматическом режиме.

Обследование показало, что конденсатоотводчики после паропотребляющих установок на предприятии отсутствуют.

Так как установка конденсатоотводчиков является затратным мероприятием, на первом этапе можно рекомендовать установку запорных вентилях с манометрами на выходе пара из паропотребляющей установки. Обслуживающий персонал должен следить за постоянством давления в греющей полости установки, что снизит энтальпию пара на выходе.

3. Потери из-за отсутствия возврата конденсата. На предприятии отсутствует возврат конденсата в котельную, хотя обратные линии по возврату конденсата предусмотрены проектом тепловых сетей. Конденсат сбрасывается в канализацию, что приводит к потерям теплоты, которые могут составлять до 25 % тепловой энергии пара.

Кроме возврата конденсата в котельную можно рекомендовать использование избыточного тепла конденсата для получения пара вторичного вскипания с давлением 0,5...1,5 бар для использования другими потребителями, например небольшими моечными установками. Для этого необходима установка расширителей на линиях возврата конденсата.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: справочник / В. И. Манюк, Я. И. Каплинский, Э. Б. Хиж [и др.]. – М. : Стройиздат, 1988.
2. Экономия энергоресурсов в промышленных технологиях: справочно-методическое пособие / Г. Я Вагин, Л. В. Дудникова, Е. А. Зенютин [и др.]; под ред. С. К. Сергеева; НГТУ, НИЦЭ. – Н. Новгород, 2001.