

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ ТРУБОПРОВОДОВ СЖАТОГО ВОЗДУХА КАК МЕРЫ ПРЕДУПРЕЖДЕНИЯ ИХ ЗАМЕРЗАНИЯ ЗИМОЙ

Инж. Б. П. АКИЛОВ

В своей статье „О методах осушения сжатого воздуха“, помещенной в журнале „Промышленная энергетика“ 1949 г., № 7, автор пытался доказать, что ни конечный холодильник компрессорной установки, ни водоотделители на трубопроводах сжатого воздуха не могут служить средством предупреждения замерзания влаги в этих трубопроводах и попадания влаги в пневматические машины.

Единственная мера, полностью устраняющая это явление, причиняющее в условиях Сибири и Д. Востока большой вред народному хозяйству СССР, состоит в том, чтобы довести сжатый воздух до потребителя в „перегретом“ состоянии, т. е. с влажностью $\varphi < 100\%$.

Но если раньше значительная часть влаги отделялась в том или ином виде в трубопроводах, конечных холодильниках, водоотделителях, ресиверах и т. п., то после изоляции, понятно, эта влага полностью попадает в пневматическую машину и при недостаточно высокой температуре сжатого воздуха перед нею будет при расширении выделяться и мешать ее работе. Следовательно, относительная влажность сжатого воздуха должна быть такой, чтобы исключалось выделение влаги в инструменте.

Цель настоящей работы заключается в том, чтобы показать, что изоляция трубопроводов сжатого воздуха, наряду с радикальным решением основной проблемы их замерзания, вместе с тем является средством повышения термического потенциала рабочего тела — сжатого воздуха и получения на основе этого значительной экономии электроэнергии, расходуемой на сжатие воздуха в компрессорах.

Проследим влияние температуры сжатого воздуха на его энергетику. Рассмотрим два процесса:

1. Наложение слоя изоляции и, следовательно, увеличение температуры сжатого воздуха перед двигателем T'_1 при постоянном давлении p_1 и переменном удельном объеме v'_1 .

2. То же при постоянном удельном объеме v_1 и переменном давлении p'_1 . Основой этого рассмотрения примем теоретический цикл воздушной поршневой машины, прямой для двигателя и обратный для компрессора. В этом цикле процесс расширения (в двигателе) или сжатия (в компрессоре) идет по политропе, а процессы наполнения и выпуска (в двигателе) и выпуска и всасывания (в компрессоре) идут по изобаре. Мертвое пространство будем считать равным нулю.

Рабочий цикл некоторых пневматических двигателей не отличается определенностью и теоретической простотой, но, несомненно, что их циклы с большой степенью точности можно считать близкими к принятому теоретическому. Особенно это можно сказать о пневматических молотах, сверлильных машинах, машинах турбинного типа и т. п. (Кельдюшев „Пневматика“).

Работа теоретического политропического цикла выражается формулами

$$L = \frac{m}{m-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right] \quad (1)$$

или

$$L = \frac{m}{m-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{m-1} \right], \quad (1a)$$

или

$$L = \frac{m}{m-1} [p_1 v_1 - p_2 v_2], \quad (16)$$

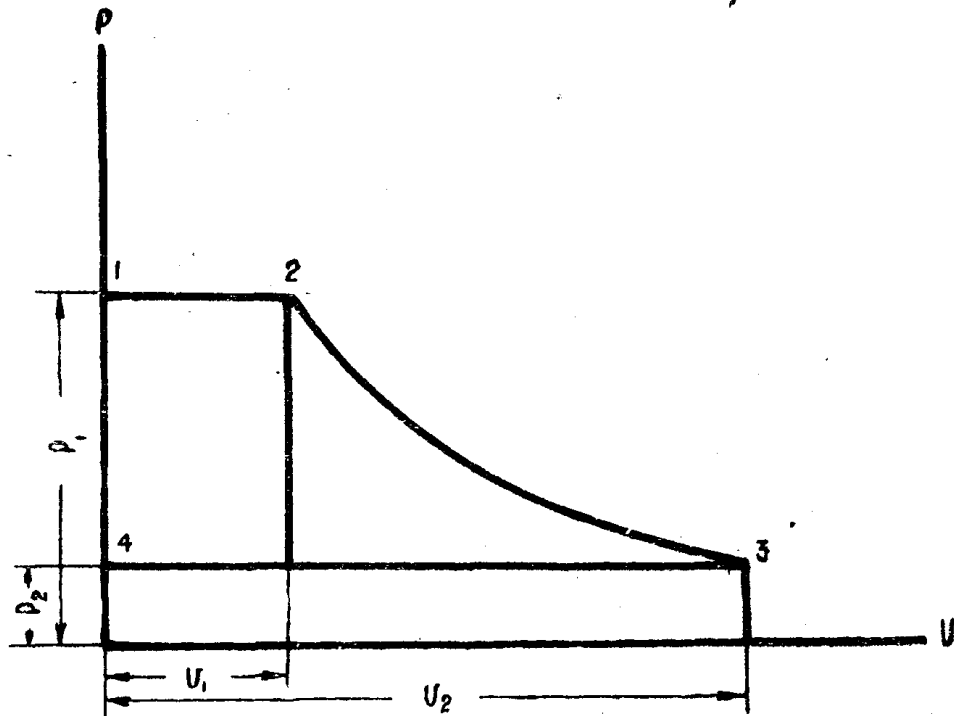
где p_1, v_1 и p_2, v_2 — параметры соответственно начала и конца расширения (двигатель) или конца и начала сжатия (компрессор).

Наложение слоя изоляции и увеличение температуры сжатого воздуха перед двигателем при $p_1 = \text{const}$.

Как известно, при постоянных давлении p_1 и весовой подаче сжатого воздуха G с повышением температуры сжатого воздуха увеличивается его объем. Если при этом объем наполнения каждого двигателя остается неизменным, то должно увеличиться количество двигателей.

Какое влияние окажет при этом подъем температуры сжатого воздуха на работу отдельного двигателя, компрессора, трубопроводов и всей системы в целом?

Двигатель. По условию давление p_1 перед двигателем и размеры последнего остаются постоянными, следовательно, точки 1 и 2 цикла двигателя (фиг. 1) в системе pV не изменяют своих координат. Так как пока-



Фиг. 1. Цикл пневматического двигателя в pV -координатах в процесс $p_1 = \text{const}$

затель политропы m и давление p_2 тоже не изменились, то и точка 3 останется с прежними координатами. Из этого следует, что отдача мощности отдельного существующего двигателя осталась постоянной, т. е.

$$N_0 = \text{const.}$$

В формуле (1) все величины, кроме v_1' , остались постоянными, т. е.

$$L = kv_1'.$$

Из выражения мощности для отдельного двигателя

$$N_0 = kv_1' G_0$$

следует, что

$$G_0 = \frac{N_0}{kv_1'} \quad (2)$$

Иначе говоря, весовой расход воздуха на существующие двигатели уменьшился обратно пропорционально увеличению удельного объема и, следовательно, температуры T_1' . Но поскольку общая весовая подача компрессоров G осталась постоянной, то для использования избытка сжатого воздуха, возникшего вследствие сокращения потребления воздуха существующими двигателями, необходимы новые двигатели.

Отдача мощности этими дополнительными двигателями будет равна

$$\Delta N = \frac{m-1}{m} G p_1 v_1 \left(\frac{v_1'}{v_1} - 1 \right) \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right] \quad (3)$$

Трубопроводы. Величина падения давления в трубопроводах выражается формулой

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g} \gamma_1' \quad (4)$$

заменяв γ_1' через $\frac{1}{v_1'}$, w — через $\frac{Gv_1'}{F}$, λ — через $\frac{l}{d} \cdot \frac{1}{2g} \cdot \frac{1}{F^2}$ —

через коэффициент a , получим

$$\Delta p = a G^2 v_1' \quad (5)$$

Способы увеличения количества новых двигателей для увеличения потребления сжатого воздуха, как процесса, принятого для выполнения заданного условия поддержания постоянного давления, могут быть самыми разнообразными. Из всех этих способов следует отметить два, оказывающих противоположное влияние на величину падения давления.

1. Дополнительные двигатели получают свой отдельный трубопровод от компрессорной установки. В этом случае выражение (5) принимает вид:

$$\Delta p = a G_0, \quad G_0 v_1' = a_1 G_0, \quad (5a)$$

поскольку

$$v_1' G_0 = V = \text{const.}$$

Так как расход воздуха на существующие двигатели сократился, то сократится, следовательно, и величина падения давления в сети сжатого воздуха.

2. Дополнительные двигатели питаются сжатым воздухом от существующих трубопроводов. Здесь весовой расход G остался постоянным, но удельный объем v_1' увеличился пропорционально температуре сжатого воздуха, следовательно, и падение давления возрастет в той же пропорции.

В реальных условиях будут иметь место одновременно оба эти случая. Кроме того, и сама величина падения давления обычно невелика и составляет 0,2—0,6 атм. Учитывая эти обстоятельства, можно игнорировать влияние температуры на величину сопротивления трубопроводов.

Компрессор. При постоянных условиях всасывания, давлении p_1 , весовой подаче G и показателе политропы m цикл компрессора не изменится, следовательно, и расходуемая компрессором мощность останется независимой от температуры воздуха перед двигателем.

Итак, единственным результатом наложения изоляции на трубопроводах и увеличения температуры сжатого воздуха перед двигателями при условии постоянных давления p_1 и весового расхода G является прирост отдаваемой мощности, реализуемый в дополнительных двигателях, прямо пропорциональный увеличению температуры:

$$\Delta N_1 = \frac{m}{m-1} G p_1 v_1 \left(\frac{v_1'}{v_1} - 1 \right) \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right].$$

Частный случай предыдущего — наложение изоляции и увеличение температуры сжатого воздуха при постоянном давлении и постоянных числе и мощности двигателей

Двигатель. Из равенства

$$G_0 = \frac{N_0}{k v_1'}$$

следует, что весовой расход сжатого воздуха при постоянной мощности двигателей уменьшается обратно пропорционально удельному объему v_1' или температуре T_1' .

Трубопроводы. Падение давления в трубопроводах уменьшится пропорционально уменьшению весового расхода G_0 (5а). Но учитывая незначительную величину этого уменьшения, мы можем пренебречь им.

Компрессор. Как и в предыдущем случае, условия цикла компрессоров остались неизменными, но поскольку изменилась весовая подача компрессоров с G до G_0 , изменится и расходуемая компрессорами мощность на величину:

$$\Delta N = \frac{m}{m-1} G p_1 v_1^\circ \left(1 - \frac{G_0}{G} \right) \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right],$$

где v_1° — удельный объем воздуха в конце процесса сжатия.

Из условия процесса потери тепла через стенки трубопровода при постоянном давлении следует

$$G_0 = G \frac{v_1}{v_1'}; \quad v_1^\circ = v_1' \frac{T_1''}{T_1'},$$

где T_1'' — температура воздуха при выходе из компрессора. Из условия процесса сжатия в компрессоре:

$$T_1'' = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{m-1}{m}}.$$

Из условия увеличения толщины слоя изоляции при постоянном давлении:

$$T_1' = T_1 \frac{v_1'}{v_1},$$

где T_1 — температура сжатого воздуха перед двигателем без изоляции трубопроводов, равная температуре наружного воздуха. Учитывая все эти зависимости, получим:

$$\Delta N_2 = \frac{m}{m-1} G p_1 v_1 \left(1 - \frac{v_1}{v_1'} \right) \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]. \quad (6)$$

Эта экономия в расходуемой компрессором мощности также является единственным результатом изоляции трубопроводов при постоянном давлении и постоянных числе и мощности двигателей.

Наложение изоляции и увеличение температуры при постоянном удельном объеме сжатого воздуха перед двигателем

Пользуясь подобной методикой, можно установить, что в этом случае при постоянной подаче компрессоров будут иметь место следующие изменения:

1. Экономия в мощности двигателя определится выражением

$$\Delta N_3' = \frac{m}{m-1} G p_1 v_1 \left(\frac{p_1'}{p_1} - 1 \right) \left[1 - \frac{1}{m} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right] : \quad (7)$$

2. Увеличение мощности, расходуемой компрессорами на сжатие воздуха вследствие увеличения давления, составит:

$$\Delta N_3'' = \frac{m}{m-1} G p_1 v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{m-1}{m}} \left[\left(\frac{p_1'}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] . \quad (8)$$

Следовательно, экономия энергии от применения изоляции при переменном давлении и постоянном удельном объеме составит:

$$\Delta N_3 = \frac{m}{m-1} G p_1 v_1 \left\{ \left(\frac{p_1'}{p_1} - 1 \right) \left[1 - \frac{1}{m} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right] - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{m-1}{m}} \left[\left(\frac{p_1'}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \right\} . \quad (9)$$

Зависимости (3), (6), (7), (8) и (9) изображены в виде кривых на фиг. 2. Из диаграммы видно, что наиболее выгодна изоляция в том случае, если в сети сжатого воздуха будет поддерживаться постоянное давление при отсутствии увеличения числа и мощности пневматических двигателей. Например, при условиях всаса и нагнетания, приведенных выше, и при температуре сжатого воздуха перед пневматическим двигателем 120°C имеется возможность сократить подачу компрессоров и, следовательно, расходуемую ими мощность на 46%.

Наименее выгодно применение изоляции при постоянном удельном объеме и увеличении давления, так как весьма значительный прирост отдачи мощности пневматическими двигателями в сильной степени поглощается приростом мощности, расходуемой компрессорами на сжатие воздуха при повышенном давлении. Это объясняется, во-первых, тем, что сжатый воздух при увеличенном давлении расширяется в двигателе не полностью, а лишь до давления $p_2' = p_2 \frac{T_1'}{T_1}$, превышающего p_2 на величину, пропорциональную отношению абсолютных температур перед двигателем.

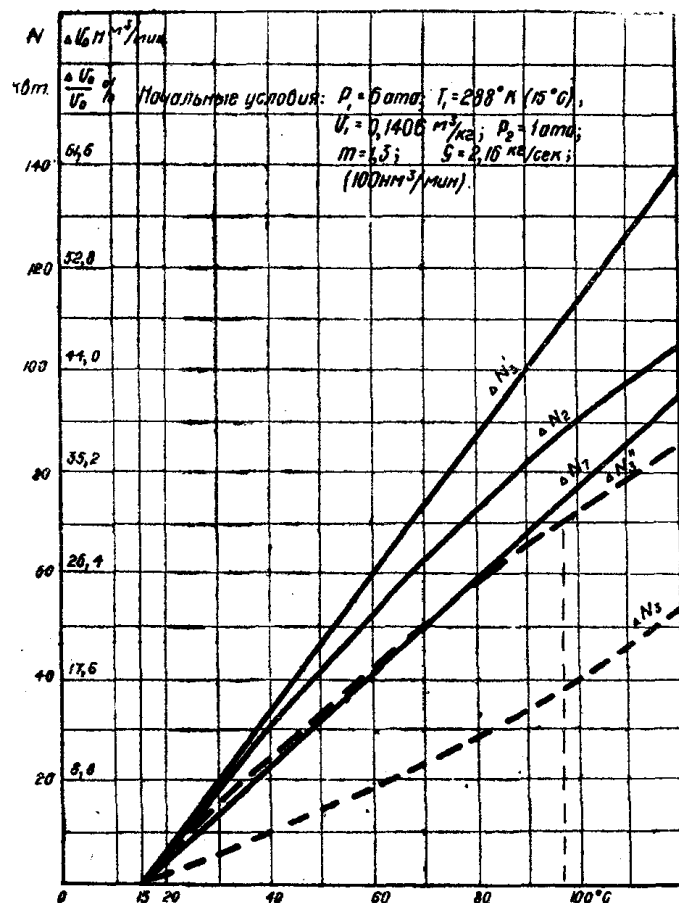
Однако сильнее всего влияет на уменьшение выгоды изоляции при переменном давлении то обстоятельство, что при увеличении давления конца сжатия и постоянном удельном объеме сжатого воздуха перед двигателем изоляция трубопроводов не является таким же процессом для компрессора и трубопроводов сжатого воздуха.

Эта излишне расходуемая компрессором мощность по отношению к экономии энергии, полученной в процессе изоляции трубопроводов при постоянном давлении, при $T_1' = 120^\circ\text{C}$ перед двигателем составляет 40%, тогда как работа, не использованная вследствие высокого противодавления p_2' в двигателе, составляет лишь 5,5%.

Следовательно, применение изоляции будет наиболее выгодным лишь в том случае, если давление сжатого воздуха останется таким же, что и до

применения изоляции. При отсутствии новых потребителей сжатого воздуха это условие потребует остановки части компрессоров и сокращения подачи воздуха в сеть. При этом надо иметь в виду, что работа, отдаваемая двигателями, осталась вместе с давлением постоянной. Следовательно, потребители от этого никакого ущерба не получают.

В чистом виде этот процесс в действительности, конечно, не может быть выполнен, так как развитие потребителей вызовет увеличение мощности их двигателей, кроме того, неизбежно также некоторое увеличение давления сжатого воздуха. Все эти поправки действительности заставляют



Фиг. 2. Влияние температуры сжатого воздуха на величину дополнительной мощности при различных условиях

в дальнейшем обратиться к процессу изоляции при постоянном давлении и постоянной подаче компрессоров (случай 1), как к некоторому среднему процессу.

Таким образом, вполне очевидно, что изоляция трубопроводов сжатого воздуха не только является наиболее эффективным средством предупреждения их замерзания, но вместе с тем дает значительную экономию электроэнергии, расходуемой на сжатие воздуха.

Теоретически наиболее желательным было бы довести сжатый воздух от компрессора до двигателя с температурой, наиболее близкой к температуре выхода из компрессора. Однако это потребует исключительно больших затрат на изоляционные работы, которые могут поглотить всю выгоду от изоляции. Поэтому температура сжатого воздуха неизбежно будет ниже той, при которой он покидает компрессор.

Существует, очевидно, такая температура сжатого воздуха, при которой применение изоляции наиболее выгодно.

Энергия, вырабатываемая компрессорами, учитывается в виде их объемной производительности, приведенной к нормальным условиям всаса. Поэтому необходимо дополнительную энергию, полученную в результате использования тепла сжатого воздуха, представить также в виде объемной подачи компрессоров:

$$\Delta V_0 = \frac{\Delta N}{L} v_0,$$

здесь L — работа, расходуемая на сжатие одного килограмма воздуха,
 v_0 — удельный объем воздуха при нормальных атмосферных условиях.
 Выгода от использования дополнительной мощности будет равна:

$$E = 6_0 \Delta V_0 A c \text{ руб./год}, \quad (10)$$

где A — коэффициент использования компрессоров в часах в год,
 c — себестоимость 1 м^3 сжатого воздуха.

Готовые расходы на содержание изоляции определяются выражением:

$$I = \frac{\pi d_1^2}{4} \left[\left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 - 1 \right] l i \frac{pc_1 + pc_2}{100}, \quad (11)$$

где d_1 и d_2 — внутренний и наружный диаметры слоя изоляции;

l — длина трубопровода;

i — стоимость единицы объема изоляции;

pc_1 — амортизационные отчисления в процентах;

pc_2 — отчисления на содержание и ремонт изоляции в процентах.

Оптимальную температуру T_1' и соответствующий ей d_2 диаметр можно установить, сравнивая расходы на содержание изоляции и экономию электроэнергии, получаемой от изоляции.

Для отыскания зависимости $\frac{d_2}{d_1}$ от температуры T_1' воспользуемся уравнениями теплопередачи и теплового баланса потерь.

Тепловые потери при протекании сжатого воздуха по трубопроводу будут равны

$$Q = 3600 \frac{V_0}{v_0} c_p (T_1'' - T_1'). \quad (12)$$

Уравнение теплопередачи через стенки трубопровода:

$$Q = k F \Delta T. \quad (13)$$

Коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{d_1}{d_2}}, \quad (14)$$

где α_1 — коэффициент теплоперевода от сжатого воздуха к стальной стенке трубопровода;

α_2 — коэффициент теплоперевода от наружной стенки изоляции к атмосферному воздуху;

λ — коэффициент теплопроводности изоляции. Сопротивлением перехода тепла через стальную стенку трубопровода пренебрегаем ввиду его сравнительно малой величины.

Логарифмическая разность температур равна:

$$\Delta T = \frac{T_1'' - T_1'}{\ln \frac{T_1'' - T_1}{T_1' - T_1}}, \quad (15)$$

где T_1'' и T_1' — температуры сжатого воздуха в начале и в конце трубопровода,

T_1 — температура наружного воздуха.

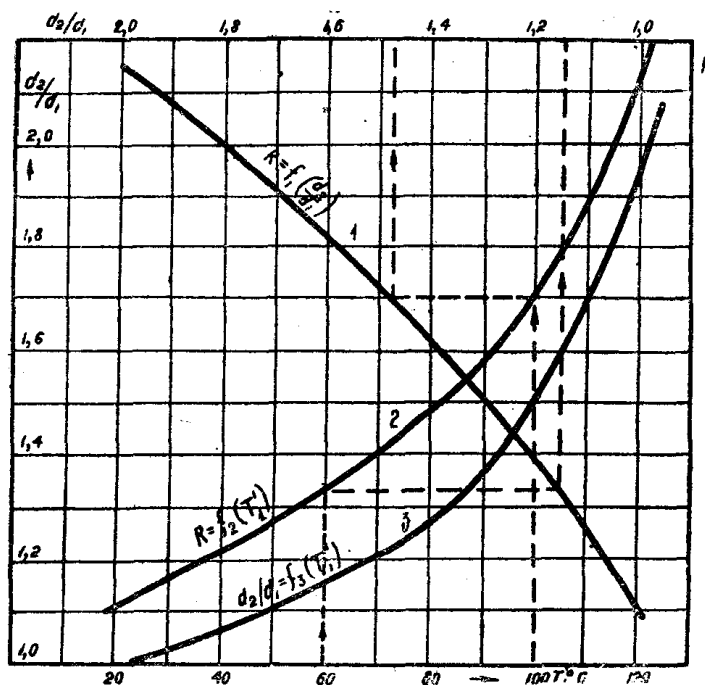
Поверхность охлаждения определяется выражением:

$$F = \pi d_1 l. \quad (16)$$

Приравняв правые части равенств (12) и (13) друг к другу и подставив вместо k и ΔT их значения из равенств (14) и (15), решим полученное новое уравнение относительно $\frac{1}{k} = R$

$$\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{d_1}{d_2} = R = \frac{\pi d_1 l v_0}{3600 V_0 \ln \frac{T_1'' - T_1}{T_1' - T_1}}. \quad (17)$$

Это уравнение, представляющее зависимость наружного диаметра изоляции d_2 от температуры сжатого воздуха перед двигателем T_1' , лучше всего решить графически.



Фиг. 3. Зависимость толщины слоя изоляции на трубопроводе сжатого воздуха от его температуры перед пневматическим инструментом $\alpha_2 = 20$ ккал/м²ч⁰С; $\alpha_1 = 12$ ккал/м²ч⁰С; $\gamma = 0,065$ ккал/м·ч⁰С; $l = 10,00$ м; $T_1 = 15^{\circ}\text{С}$; $T_1' = 163^{\circ}\text{С}$; $C_p = 0,311$ ккал/кг⁰С; $v_0 = 500$ н.м³/мин; $d_1 = 150$ мм.

Для этого поступаем следующим образом: в координатах $R - T_1'$ строим кривую 2 (фиг. 3), представляющую правую часть равенства (17).

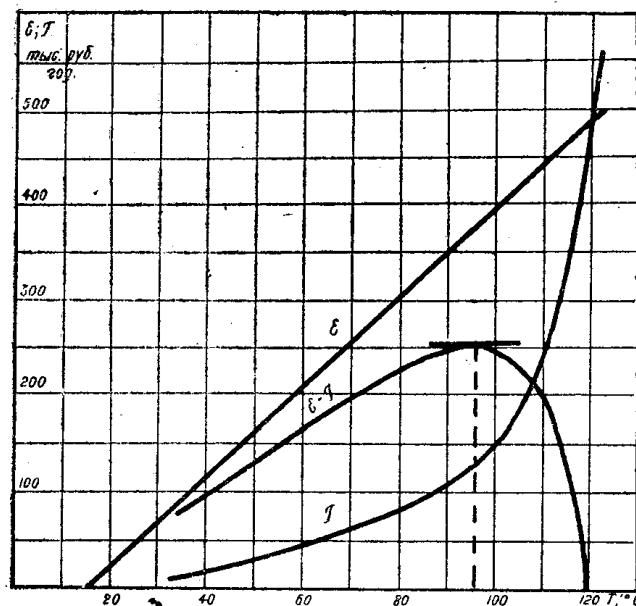
Затем в координатах $R - \frac{d_2}{d_1}$, имеющих ось R , общую с осью R системы

$R-T_1'$, строим кривую 1, представляющую левую часть равенства (17). Для удобства обе системы расположены в одном квадранте, причем ось $\frac{d_2}{d_1}$ расположена вверх в обратном направлении.

Способ построения зависимости $\frac{d_2}{d_1}$ от T_1' ясен из диаграммы (кривая 3).

Установив зависимость $\frac{d_2}{d_1} = f_3(T_1')$, построим кривые, представляющие уравнение (10)— $\varepsilon = F_1(T_1')$ и (11)— $I = F_2(T_1')$.

Первая из них представляет прямую (фиг. 4), а вторая—кривую, круто поднимающуюся вверх при высоких температурах T_1' , что объясняется резким увеличением поперечного сечения изоляции с увеличением диаметра d_2 .



Фиг. 4. Определение оптимальной температуры сжатого воздуха перед инструментом

Несмотря на противоположные знаки функций ε и I , ради удобства они помещены также в одном квадранте.

Производя алгебраическое сложение обеих функций ε и I , получим в результате третью функцию $\varepsilon - I = F_3(T_1')$, дающую окончательное решение задачи о выгоде применения изоляции трубопроводов сжатого воздуха.

Надо заметить, что при построении этих кривых были приняты за исходные данные следующие величины:

$\alpha_1 = 20$ ккал/м²ч°С; $\lambda = 0,065$ ккал/мч°С; $\alpha_2 = 12$ ккал/м²ч°С; длина трубопровода $l = 10000$ м; $c_p = 0,311$ ккал/кг°С; $V_0 = 500$ нм³/мин; $d_1 = 150$ мм; $A = 7000$ часов/год; $c = 0,0055$ руб/м³; $i = 600$ руб/м³; $pc_1 = 100\%$; $pc_2 = 20\%$.

При этих условиях стоимость изоляции окупается в один год при весьма высокой температуре $T_1' = 120^\circ\text{C}$, а при $T_1' = 96^\circ\text{C}$, кроме того, дает максимальную экономию электроэнергии.

Таким образом, применение изоляции, совершенно ликвидируя замерзание трубопроводов и способствуя улучшению работы пневматического

инструмента, полностью окупает себя и может, кроме того, дать чистую экономию электроэнергии в первый же год работы.

ЛИТЕРАТУРА

- Жуковский В. С. — Техническая термодинамика.
Кельдюшев В. А. — Пневматика.
Поликовский В. И. — Вентильеры, компрессоры и воздухоудки.
Акилов Б. П. — О методах осушения сжатого воздуха. Журнал „Промышленная энергетика“, № 7, 1949.
-

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует
24	2 снизу	$\gamma_r = S \cdot P$	$\gamma_r = S P_r$
41	4 сверху	цитированная	цитированная
57	5 сверху	термо-и гидродинамические	термо- и гидродинамические
69	11 снизу	теплоносителя	теплоносителя
85	10 снизу	$\frac{dV}{d\alpha} =$	$0 = \frac{dV}{d\alpha} =$
102	17 снизу	бессейнов	бассейнов
178	фиг. 1	в процесс	в процессе
185	14, 15, 17 снизу	э	е
204	7 сверху	огд	год
210	6 снизу	где 860 $N_{mk} = 860 (N_{lk} - N_{mk})$	где 860 $N_{mk} = 860 (N_{lk} - N_{mk})$
211	9 сверху	$N_{mk} = N_{mk} + N_{no}$	$N_{mk} = N_{mk} + N_{no}$
211	18 сверху	$D_k = \frac{860 N_{mk}}{(i_0 - i_k) \eta_m \eta_z} =$	$D_k = \frac{860 N_{mk}}{(i_0 - i_k) \eta_m \eta_z} =$