Библиотека СОК

Отдельный выпуск на основе материалов из **HLH** 36 (1985) Nr. 1 und 7

ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ СОВРЕМЕННЫХ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Гюнтер Вагнер
Viessmann Werke
Allendorf / Eder

ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ СОВРЕМЕННЫХ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Низкотемпературные и сверхнизкотемпературные котлы для режима работы с плавным регулированием с одноступенчатыми и двухступенчатыми горелками – Часть I

Развитие котельной техники в последние годы характеризуется энергичными усилиями, направленными на снижение возникающих в котельных установках потерь и увеличение тем самым годового коэффициента использования энергии топлива в них. Наиболее экономичное энергопотребление и по возможности минимальное загрязнение окружающей среды сегодня являются важной задачей, которая стоит перед конструкторами. Последовательное развитие привело к низкотемпературным и сверхнизкотемпературным котлам также в области средних и больших мощностей, так как при снижении температуры в котле происходит принципиальное улучшение всех эксплуатационных показателей.

С выходом директивы VDI 2067 появилась пригодная корректная основа для проведения расчетов годового коэффициента использования обычных котельных установок. Она, однако, не всегда и не во всем правильна в приложении к современным низкотемпературным и сверхнизкотемпературным котлам, установкам с двумя и более котлоагрегатами, а также котлам с двухступенчатыми горелками. В данной работе изложены, по мнению автора, необходимые дополнения к этой расчётной основе. В качестве введения сначала приведены основные идеи директивы VDI 2067.

Гюнтер Вагнер

1. Основные формулы для расчета годового коэффициента использования топлива и топливопотребления

Расчётной основой является директива VDI 2067, листки 1, 2 и 4, которая представлена в настоящей статье в сокращенной и упрощенной форме.

1.1. Годовой расход тепла на отопление здания (Q_{Ha})

$$Q_{Ha} = Q_h \cdot b_{VH} \quad \text{kWh/a} \qquad (1)$$

$$b_{VH} = b_{VHZ} + b_{VHS} \quad \text{h/a} \qquad (2)$$

$$b_{VHZ} = f \cdot f_H \cdot 24 \cdot z_z \cdot \frac{\vartheta_{im} - \vartheta_z}{20 - \vartheta_{a\,min}} \quad \text{h/a} \qquad (3)$$

$$b_{VHS} = f \cdot f_H \cdot 24 \cdot z_s \cdot \frac{\vartheta_{im} - \vartheta_s}{20 - \vartheta_{a\,min}} \quad \text{h/a} \qquad (4).$$

где

Q_h – потребность здания в тепле, рассчитанная согласно DIN 4701, кВт;

b_{VH} – время использования установки за год, ч/год;

b_{VHZ} – время использования установки за отопительный период, ч/год;

b_{VHS} – время использования установки на нужды отопления летом, ч/год;

f – обобщающий коэффициент, полученный из шести поправочных коэффициентов;

f_H – временной коэффициент отопления;

Z_Z – количество дней работы отопления за отопительный сезон, д/год;

Z_S – количество дней работы отопления за лето, д/год;

υ_{im} – средняя температура в здании, °C;

υ_Z – среднесуточное значение температуры наружного воздуха за отопительный период, °C;

υ_S – среднесуточное значение температуры наружного воздуха за лето, °C;

$\upsilon_{a\,min}$ – минимальное расчетное значение температуры наружного воздуха, °C.

В качестве грубого приближения для дома на одну семью можно использовать следующие значения b_{VH} в зависимости от типа используемых приборов регулирования:

Установка с:	b_{VH}
ручным смесителем:	2100 ч/год
термостатическими вентилями:	1700 ч/год
погодозависимым регулированием (WS)	1700 ч/год
WS + термостатические вентили	1550 ч/год.

1.2. Годовое теплопотребление на нужды ГВС (Q_{WEA})

Полезно используемое количество тепла за год на одну точку водоразбора (Q_{Wna})

$$Q_{WNa} = M_d \cdot n_p \cdot c_w \cdot (\vartheta_w \cdot \vartheta_k) \cdot n_a \quad \text{kWh/a} \qquad (5).$$

где

M_d – расход горячей водя на 1 человека в сутки, кг/ч · сут;

n_p – число человек, потребляющих горячую воду;

C_w – удельная теплоемкость воды (1,163 Wh/kg · K);

υ_W – температура горячей воды (обычно достаточно 50°C);

υ_K – температура холодной воды, °C;

n_a – число дней использования ГВС за год.

Для потребления горячей воды следует принять среднюю величину 50 кг/ч · сут при ее температуре 50°C. Меньший расход едва ли соответствует условиям гигиены и привычкам нормального европейца.

1.2.2. Теплопотери сетей распределения ГВС и к.п.д. распределения

Согласно немецкому закону об экономии энергии в распределительных системах с циркуляцией в ночное время (около 8 часов) циркуляция должна прекращаться. Для ежедневного времени циркуляции (b_Z) имеется постоянное значение теплопотерь с поверхностей труб. С другой стороны, в ночное время система охлаждается до температуры окружающей среды, то есть утром ее снова необходимо нагреть. Следовательно, отдельно должны быть рассчитаны потери циркуляции и потери на нагрев системы.
При этом обязательно учитывается тот факт, что в период отопления ($Z_Z + Z_Z$) потерями следует считать только теплоотдачу от труб в подвальных помещениях и в котельной. Теплопотери же остальных труб, проложенных в стенах, наоборот идут на пользу отопления и при расчете потерь не учитываются. В летний период вся теплоотдача с поверхностей труб рассматривается как потери.
Отдельно рассчитываем:
Потери нагрева летом:

$$q_{AS} = n_A \cdot W \cdot (\vartheta_W - \vartheta_i) \cdot n_S \quad \text{Wh/S} \qquad (6)$$

Потери циркуляции летом:

$$q_{ZS} = \Sigma\,(K' \cdot L) \cdot b_Z \cdot (\vartheta_W - \vartheta_i) \cdot n_S \quad \text{Wh/S} \qquad (7)$$

Потери нагрева в отопительный период:

$$q_{AZ} = n_A \cdot W'' \cdot (\vartheta_W \cdot \vartheta_i) \cdot n_Z \quad \text{Wh/Z} \qquad (8)$$

Потери циркуляции в отопительный период:

$$q_{Zz} = \Sigma\,(K'' \cdot L'') \cdot (\vartheta_W \cdot \vartheta_i) \cdot n_Z \quad \text{Wh/Z} \qquad (9)$$

где:
n_A – сколько раз за день происходит нагрев (примем n_A=1);
W – теплоемкость всей системы трубопроводов, наполненной водой, Вт · К;
W'– то же, но для трубопроводов, проложенных в подвальных помещениях и в котельной, Вт · К;
υ_i – температура в помещении либо наружного воздуха, °C;
n_S – число летних дней за год;
n_Z – число дней отопительного периода ($Z_Z + Z_Z$);
b_Z – число часов циркуляции за день;
K' – коэффициент теплопередачи, отнесенный к длине трубы, Вт/м·K;
K'' – то же, но для трубопроводов, проложенных в подвальных помещениях и в котельной, Вт/м·K;
L – суммарная длина труб, м;
L' – то же, но для трубопроводов, проложенных в подвальных помещениях и в котельной, м.

Годовой к.п.д. распределения:

$$\eta_{VWa} = \frac{Q_{WNa}}{Q_{WNa} + q_{AS} + q_{ZS} + q_{AZ} + q_{ZZ}} \quad \text{Wh/a} \qquad (10)$$

1.2.3. Годовой к.п.д. емкостного водонагревателя

Определить тепловые потери емкостного водонагревателя относительно просто. Чтобы, например, определить теплопотери при 50°C, нужно лишь знать время, за которое температура емкостного водонагревателя упадет от 55°C до 45°C.
Тогда теплопотери составят

$$q_{Sp} = \frac{M_W \cdot c_W \cdot (\vartheta_a - \vartheta_e)}{\Delta t_{(-)}} \quad \text{W} \qquad (11)$$

M_W – водонаполнение емкостного водонагревателя, кг;
υ_a – температура в начале процесса охлаждения;
υ_e – температура в начале процесса охлаждения;
$\Delta t_{(-)}$ – время охлаждения, ч.

Годовая величина теплопотерь водонагревателя:

$$q_{Spa} = q_{Sp} \cdot n_a \cdot 24 \quad \text{Wh/a} \qquad (12)$$

Годовое теплопотребление ГВС:

$$Q_{WSp} = \frac{Q_{WNa}}{\eta_{VWa}} \quad \text{Wh/a} \qquad (13)$$

Годовой к.п.д. емкостного водонагревателя:

$$\eta_{aSp} = \frac{Q_{WSp}}{Q_{WSp} + q_{Spa}} \qquad (14)$$

(без теплогенерации, которая учитывается годовым коэффициентом использования котла).

1.3. Выработка тепла котлом для отопления и ГВС за год

Q_{Ha} и Q_{Wna} – полезно используемое тепло. Годовая выработка тепла котлом выше на величину потерь распределения и потерь емкостного водонагревателя.

$$Q_{aK} = \frac{Q_{Ha}}{\eta_{VHa}} + \frac{Q_{WNa}}{\eta_{VWa}\ \eta_{aSp}} \quad \text{Wh/a} \qquad (15)$$

где η_{VHa} - годовой к.п.д. системы отопления с учетом потерь распределения. (Если предусмотрена теплоизоляция согласно закону об энергосбережении и режим работы с плавным регулированием, используется величина η_{VHa} в интервале 0,97 – 0,98.)

1.4. Режимные характеристики котла при заданной максимальной расчётной производительности, измеренные согласно DIN 4702 и VDI 2067

1.4.1. Потери с уходящими газами (q_A)

При сжигании без образования сажи и CO потери тепла с уходящими газами можно рассчитать по формуле Зигерта:

$$q_A = f \cdot \frac{\vartheta_A - \vartheta_L}{CO_2} \quad \% \qquad (16)$$

где:
υ_a – температура уходящих газов при расчётной производительности;
υ_L – температура воздуха перед горелкой;
CO_2 – замеренное содержание CO_2 в уходящих газах;
f – топливный фактор.

Значение f для различных видов топлива:

Жидкое топливо	f=0,59
Природный газ (горелка с наддувом)	f=0,46
Природный газ (атмосферная горелка[1])	f=0,42
Городской газ (горелка с наддувом)	f=0,38
Городской газ (атмосферная горелка)	f=0,35
Сжиженный газ	f=0,50

1.4.2. Потери тепла с излучением (q_S)

Здесь имеются ввиду теплопотери котла посредством теплопроводности, излучения и конвекции, величина которых зависит от конструкции котла и качества теплоизоляции. Корректно эту величину можно получить только проведя лабораторные измерения на специальном стенде. Потери с излучением задаются в % от мощности топки или номинальной загрузки котла.

[1]) замерено за предохранителем потока

1.4.3. К.п.д. котла при номинальной мощности (η_K)

К.п.д. котла это отношение полезной отданной мощности к мощности топки. Разница между обеими величинами находится из потерь с уходящими газами и потерь излучения.

$$\eta_K = 1 - \frac{q_A + q_S}{100} \quad (17).$$

1.4.4. Номинальная мощность котла (P_K)

Она соответствует отданной котлом полезной мощности

$$P_K = B \cdot H_u \cdot \eta_K \quad \text{kW} \quad (18)$$

где:
B – расход топлива, кг, л, м^3/ч;
H_U – низшая рабочая теплота сгорания топлива, кВт · ч/кг, л, м^3.

1.4.5. Номинальная загрузка котла или мощность топки (P_B или P_F)

$$P_B = B \cdot H_u \quad \text{kW} \quad (19)$$

или

$$P_B = \frac{P_K}{\eta_K} \quad \text{kW} \quad (20).$$

1.4.6. Расход топлива при номинальной мощности (B)

$$B = \frac{P_K}{H_u \cdot \eta_K} \quad \text{kg; l; m}^3\text{/h} \quad (21)$$

$$B = \frac{P_B}{H_u} \quad \text{kg; l; m}^3\text{/h} \quad (22).$$

1.4.7 Число часов использования котла при полной нагрузке (b_{aF})
Это время работы установки за год в номинальном режиме при годовой выработке тепла на систему (Q_{aK}):

$$b_{aK} = \frac{Q_{aK}}{P_K} \quad \text{h/a} \quad (23).$$

1.4.8. Число часов работы топки за год (b_{aF})

$$b_{aF} = \frac{B_a}{B} \quad \text{h/a} \quad (24)$$

где:
B_a – годовое потребление топлива, кг, л, м^3/год.
Ни в коем случае нельзя путать (b_{aK}) с числом часов работы топки (b_{aF}), которое указывает счетчик часов эксплуатации через год работы котла.

1.4.9. Теплопотери в режиме поддержания готовности или число q_B котла

Для правильно спроектированного котла число часов использования установки при полной нагрузке должно составлять для установок без ГВС около 1750 ч/год, для установок с ГВС около 2000 ч/год. (К сожалению, на практике для большого числа установок эта цифра намного меньше, поскольку при их проектировании был заложен большой запас. В настоящее время согласно закону об энергосбережении этого больше не допускается, если речь не идет о низкотемпературных и сверхнизкотемпературных котлах.)

За весь год работы, по крайней мере для котлов, работающих круглый год, время работы b составляет около 8760 ч/год. В часы ($b - b_{aK}$) имеют место затраты тепла, необходимые лишь для поддержания в котле рабочей температуры.
Эти затраты учитываются числом q_B котла. Число q_B, также для уже работающих установок, можно относительно просто определить. Для этого котел, уже находящийся в рабочем состоянии с температурой 75 °C, необходимо отсечь от системы отопления и ГВС. В течение около 48 часов котел, за счет работы горелки и котлового регулирующего термостата, должен поддерживаться в состоянии с рабочей температурой. Затем измеряется расход топлива (B_V) за время проведения испытаний (n_V) или время работы горелки (n_L).

$$q_B = \frac{B_V}{B \cdot n_V} \quad (25)$$

или

$$q_B = \frac{n_L}{n_V} \quad (26).$$

Число q_B котла замеряется согласно DIN 4702 при тяге в дымовой трубе (горелка выключена) равной 0,05 мбар, температуре котла 75 °C и температуре в помещении, где проводится опыт, 20 °C. Измеряемые значения могут на практике быть выше, например, при более сильной тяге (должен быть встроен ограничитель тяги), при неплотно закрытых вентилях (нужно использовать гравитационный тормоз) или за счет теплопроводности через подсоединенные трубопроводы.
Если выбрать более короткое время проведения опыта, оно всегда будет начинаться и заканчиваться с автоматическим выключением и включением горелки.
Тепловые потери встроенных непосредственно в котел нерегулируемых накопителей горячей воды складываются вместе с потерями в котле, в результате чего они входят непосредственно в величину q_B и через потери на излучение увеличивающейся, в целом, поверхности – в коэффициент полезного действия котла.
В противоположность этому тепловые потери подключенных к котлу отдельно, регулируемых накопителей горячей воды всегда должны определяться специально (раздел 1.2.3) и использоваться для расчета среднегодового к.п.д. Если здесь суммируются потери на готовность накопителя с аналогичными потерями котла, то потери накопителя оценивают только для определенного периода времени ($b - b_{ak}$), хотя они в действительности заданы на весь год. Результаты расчета были бы неизбежно неверными.

1.4.10. Среднегодовой коэффициент полезного действия котельной установки (η_{ak})[2)]

Работа котла на систему при годовой подаче тепла будет производиться прежде всего с коэффициентом полезного действия его номинальной мощности.
Дополнительно задано разностное время ($b - b_{ak}$) тепловых потерь на готовность. В результате среднегодовой к.п.д. равен:

$$\eta_{aK} = \frac{Q_{aK}}{\frac{Q_{aK}}{\eta_K} + (b - b_{aK}) \cdot q_B \cdot \frac{P_K}{\eta_K}} \quad (27)$$

[2)] *Dittrich, A.:* Der Jahresnutzungsgrad von Wärmeverbrauchsanlagen als Grundlage von Energieeinsparungsrichtlinien. Kongreßbericht XXI. Internationaler Kongreß für technische Gebäudeausrüstung 1980 in Berlin. Recknagel/Sprenger, Taschenbuch für Heizungs- und Klimatechnik. Ausgabe 79/80. R. Oldenbourg Verlag GmbH, München.

и соответственно:

$$\eta_{aK} = \frac{b_{aK} \cdot B \cdot H_u \cdot \eta_K}{b_{aK} \cdot H_u \cdot B + (b - b_{aK}) \cdot q_B \cdot B \cdot H} \quad (28)$$

и

$$\eta_{aK} = \frac{\eta_K}{\left(\frac{b}{b_{aK}} - 1\right) \cdot q_B + 1} \quad (29).$$

На рис. 1 показаны эксплуатационные данные современных котлов, измеренные соответственно DIN 4702 при температуре котла 80 °C

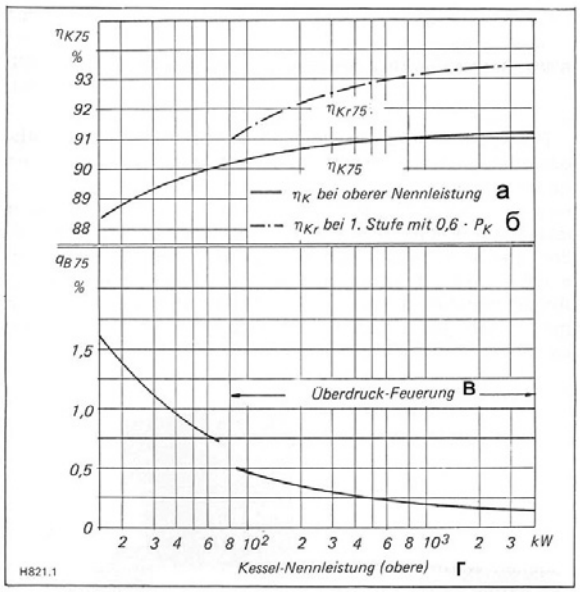


Рис. 1. Эксплуатационные данные современного газового и жидкотопливного котла (состояние: сентябрь 1984)
а – при верхней номинальной нагрузке
б – при 1-ой ступени при 0,6 •P_k
в – горение при избыточном давлении
г – номинальная мощность котла (верхняя)

1.4.11. Годовой расход топлива (B_a)

$$B_a = \frac{Q_{aK}}{\eta_{aK} \cdot H_u} \quad \text{kg; l; m}^3\text{/a} \quad (30)$$

H_u – теплота сгорания топлива в кВт • час/кг; л; м^3.

1.4.12. Общий среднегодовой коэффициент полезного действия (η_{ag})

$$\eta_{ag} = \frac{Q_{Ha} + Q_{WNa}}{B_a \cdot H_u}$$

1.4.13. Расчет часов полного использования котла в существующих установках

При расчете действительного состояния существующих установок чаще всего известно только годовое потребление топлива (Ва). Расход топлива (В) и величина q_B могут быть определены относительно просто.
В результате получается:

$$b_{aK} = \frac{b_{aF} - b \cdot q_B}{1 - q_B} \quad \text{h/a} \quad (31)$$

1.4.14. Приблизительное определение потерь на излучение существующих котлов

Поскольку потери на готовность обусловливаются частично потерями на излучение, то между обоими данными существует взаимосвязь. В результате нескольких серий измерений оказалось возможным сделать вывод о том, что потери на излучение при непрерывной номинальной мощности могут быть больше величины q_B приблизительно на 30 – 100 %. При грубом приближении

$$q_S = q_B \cdot 100 \cdot (1{,}3 \ldots 2{,}0) \ \% \quad (32).$$

Следует учитывать, что при каждом измерении потерь на готовность имеют место только очень короткие периоды работы горелки на очень больших отрезках времени. Температура не проводящих воду поверхностей котла понижается почти до температуры помещения, даже если применяются соответствующие меры теплоизоляции этих частей. С другой стороны, именно эти части при продолжительной номинальной мощности нагреваются до наивысшей поверхностной температуры. Совершенно типичным для котлов с большой долей не проводящих воду поверхностей являются хорошие величины q_B, но относительно высокие потери на излучение, если непосредственно для этих частей не предусматривается особенно хорошая теплоизоляция. При расчете используют также, обусловленные фактически методами измерения, почти удовлетворительные величины q_B и почти неудовлетворительные величины коэффициента полезного действия котлов. Поскольку отклонения увеличиваются практически обоюдно, результат расчета, по крайней мере для традиционных котлов, полностью обладают достаточной точностью.

2. Дополнение и расширение основ расчетов

Приведенные ниже расчеты соответственно DIN 2067 действительны, на самом деле, только для котлов, которые отрегулированы на верхнюю номинальную мощность и работают в течение всего времени эксплуатации с постоянной температурой от 75 до 80 °C.
Для котлов с пониженной номинальной мощностью, для низкотемпературных и сверхнизкотемпературных котлов с двухступенчатой работой горелки, а также для многокотельных установок следует применять расширенные методы расчетов.

2.1. Эксплуатационные данные котла при пониженной номинальной мощности и первой ступени горелки

Современные котлы могут эксплуатироваться чаще всего в пределах заданного диапазона мощности, благодаря чему эксплуатационные данные изменяются.

2.1.1. Потери на отходящие газы (q_{ar})

При пониженной мощности и соответственно уменьшенному расходу топлива температура отходящих газов уменьшается на специфическую для котла величину. Практически можно принять падение температуры приблизительно на величину от 12 до 14 К при понижении мощности на каждые 10 %, если сохраняется примерно одинаковый избыток воздуха. (содержание CO_2). Для котлов новой конструкции Paromat-Duplex данные по температуре отходящих газов, в зависимости от устанавливаемой мощности и от рабочей температуры котла, можно получить из диаграмм, имеющихся в рабочей документации. Потери на отходящие газы (q_{Ar}) следует пересчитать снова по уравнению (16) в соответствии пониженной температурой отходящих газов (ϑ_{Ar}) и заданным содержанием CO_2.

2.1.2. Потери на излучение (q_{sr})

При одинаковой температуре котла потери на излучение (в кВт) остаются почти равной величины. Но поскольку теперь потери на излучение (в %) всегда следует относить к действительно установленной номинальной нагрузке, то

они больше относительно верхней устанавливаемой номинальной нагрузки.

$$q_{sr} = q_s \cdot \frac{P_B}{P_{Br}} \quad \%$$

Потери на излучение в кВт (энергетические):

$$q_{se} = P_B \cdot \frac{q_s}{100} \quad \text{kW}.$$

.

2.1.3. Коэффициент полезного действия котла при пониженной мощности (η_{Kr})

$$P_{Br} = \frac{P_{Kr} + q_{se}}{\eta_{Fr}} \quad \text{kW}$$

$$\eta_{Kr} = \frac{P_{Kr}}{P_{Br}}$$

$$\eta_{Kr} = \frac{P_{Kr}}{P_{Kr} + \frac{P_K}{\eta_K} \cdot \frac{q_s}{100}}{\eta_{Fr}}$$

$$\eta_{Kr} = \frac{P_{Kr} \cdot \left(1 - \frac{q_{Ar}}{100}\right)}{P_{Kr} + \frac{P_K}{\eta_K} \cdot \frac{q_s}{100}} \quad (33)$$

Требуемый расход топлива (B_r) можно рассчитать по ур. (21).

2.1.4. Величина q_B при пониженной мощности (q_{Br})

Как и потери на излучение, величина q_B, естественно, увеличивается также в соотношении $P_B : P_{Br}$, условием чего является равная температура котла.

$$q_{Br} = q_B \cdot \frac{P_B}{P_{Br}} = q_B \cdot \frac{\frac{P_K}{\eta_K}}{\frac{P_{Kr}}{\eta_{Kr}}}$$

$$q_{Br} = q_B \cdot \frac{P_K \cdot \eta_{Kr}}{P_{Kr} \cdot \eta_K} \quad (34)$$

2.2. Эксплуатационные данные при пониженной температуре котла

2.2.1. Потери на отходящие газы (q'_A)

Температура отходящих газов падает в среднем на 60 70 % от той величины, на которую уменьшается температура котла. Разумеется, что корректная величина в свою очередь является специфической для котла и зависит от того, имеет ли место горение с избыточным давлением или с разрежением.

Если здесь ввести корректирующий коэффициент для отходящих газов a (предыдущие 60 – 70 % соответствуют a, равному от 0,6 до 0,7), то потери на отходящие газы:

$$q'_A = f \cdot \frac{\vartheta_A - (\vartheta_K - \vartheta'_K) \cdot \alpha - \vartheta_L}{CO_2} \quad \%.$$

2.2.2. Влияние динамических рабочих характеристик

Чтобы правильно оценить котел с массивной теплообменной поверхностью, следует учитывать ее динамические рабочие характеристики. Эти взаимосвязи представлены на *рис. 2.*

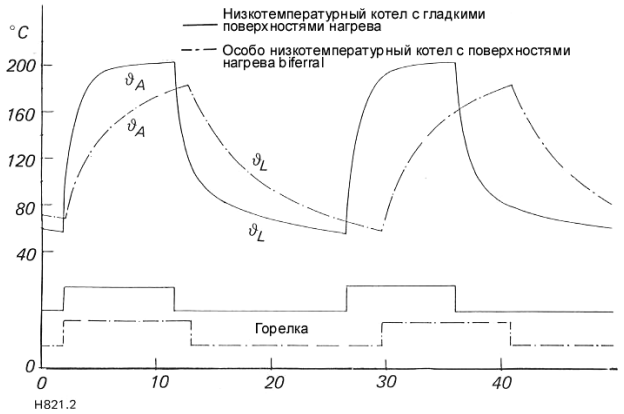


Рис. 2. Рабочие характеристики котлов в области частичной нагрузки

В котлах с гладкостенными теплообменными поверхностями температура отходящих газов после включения горелки относительно быстро достигает определенное инерционное состояние. После этого температура отходящих газов увеличивается только умеренно и почти соответственно температуре котла, увеличивающейся при дальнейшей работе горелки. Большая масса двухслойной ребристой структуры теплообменных поверхностей, например в Vitola-b, напротив, обусловливает сильно замедленный рост температуры. Инерционное состояние получается здесь в зависимости от конструкции, и следовательно от заданной массы, только приблизительно через 10 – 17 минут (*рис.3)*.

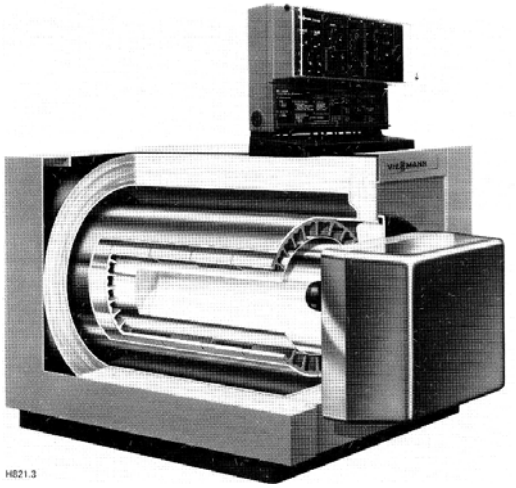


Рис. 3. Разрез жидкотопливного и газового низкотемпературного котла с электронной системой экономии

Соответствующая продолжительность включения горелки при практической работе зависит непосредственно от временной, как правило, погодозависимой нагрузки котла. При падающей нагрузке периоды работы горелки становятся короче и соответственно ниже становится средняя температура отходящих газов, определяющая соответствующие потери на отходящих газах.. В результате, в зависимости от массы теплообменной поверхности котла, в области частичной нагрузки получается дополнительное падение температуры отходящих газов ($\vartheta_{A(-)}$) выше величины, которая является результатом понижающейся температуры котла. Для предельной частичной нагрузки расчеты можно производить с приведенными ниже величинами для $\vartheta_{A(-)}$:

Vitola-B	$\vartheta_{A(-)} \approx 30$ K
Vitola-UN	$\vartheta_{A(-)} \approx 25$ K
Parom.-Turbomat-Duplex	$\vartheta_{A(-)} \approx 10$ K.

Таким образом потери на отходящие газы в режиме периодической работы горелки в области частичной нагрузки и при понижающейся температуре котла равны:

$$q_{Ai} = f \cdot \frac{\vartheta_A - (\vartheta_K - \vartheta'_K) \cdot \alpha - \vartheta_{A(-)} \cdot (1 - \varphi_K) - \vartheta_L}{CO_2} \ \%$$

Здесь:

φ_K – коэффициент нагрузки котла (в зависимости от наружной температуры, температуры отопительного контура и от параметров установки его можно взять из *рис. 5 – 7*)

ϑ'_K - соответствующая средняя температура котла в °C

2.2.3. Потери на излучение при пониженной температуре котла (q'_S)

Уменьшение потерь на излучение происходит в соответствии с формулой:

$$\varkappa = \left(\frac{\vartheta'_K - \vartheta_H}{\vartheta_K - \vartheta_H} \right)^n$$

Здесь:

ϑ_H – температура нагрева помещения или испытательная температура в °C (20 °C)

n – экспонента (по результатам испытаний n ≈ 1,3)

ϑ_K - средняя нормальная температура котла в °C (для низкотемпературных котлов была установлена максимальная температура подачи 75 °C при температуре обратного потока 60 °C, в результате ϑ_K = 67,5 °C).

Однако следует обязательно учитывать, что при пониженной температуре котла понижаются только потери на излучение проводящей воду поверхности котла. Для не проводящих воду (сухих) частей следует считаться с остающейся одинаковой величиной, если должна соблюдаться действительность ур. (29) (сравните раздел 2.4.14).

Получается:

$$q'_S = q_S \cdot \varkappa \cdot a_W + q_S \cdot (1 - a_W)$$

$$q'_S = [\varkappa \cdot a_W + (1 - a_W)] \cdot q_S \ [\%]$$

Здесь:

a_W –доля проводящей воду поверхности котла во всех потерях на излучение в %/100 (малый котел: приблизительно от 0,5 до 0,6; большой котел приблизительно от 0,7 до 0,8).

2.2.4. Коэффициент полезного действия котла при пониженной температуре котла

а) Котел с гладкостенными теплообменными поверхностями

$$\eta'_K = 1 - \frac{\left[\left(\frac{\vartheta'_K - \vartheta_H}{\vartheta_K - \vartheta_H} \right)^{1,3} \cdot a_W + (1 - a_W) \right] \cdot q_S + f \cdot \frac{\vartheta_A - (\vartheta_K - \vartheta'_K) \cdot \alpha - \vartheta_L}{CO_2}}{100} \quad (35)$$

Это действительно также для котла с массивной теплообменной поверхностью, но только при продолжительной номинальной нагрузке и пониженной температуре, например в низкотемпературных отопительных системах.

б) Котел с ребристой или с комбинированной ребристой теплообменной поверхностью при периодической работе горелки в области частичной нагрузки

$$\eta'_{Ki} = 1 - \frac{\left[\left(\frac{\vartheta'_K - \vartheta_H}{\vartheta_K - \vartheta_H} \right)^{1,3} \cdot a_W + (1 - a_W) \right] \cdot q_S + f \cdot \frac{\vartheta_A - (\vartheta_K - \vartheta'_K) \cdot \alpha - \vartheta_{A(-)} \cdot (1 - \varphi_K) - \vartheta_L}{CO_2}}{100} \quad (36).$$

При пониженной номинальной мощности и, соответственно, 1-ой ступени горелки следует аналогично вставить величины q_{Sr} и ϑ_{Ar}.

2.2.5. Величина q_B при пониженной температуре котла

Расход тепла на поддержание готовности уменьшается при падающей температуре котла экспоненциально.

$$q'_B = q_B \cdot \left(\frac{\vartheta'_K - \vartheta_H}{\vartheta_K - \vartheta_H} \right)^n \quad (37)$$

(n ≈ 1,3)

При пониженной мощности и, соответственно, первой ступени горелки q_{Br} вставляется вместо q_B.

2.3. Средняя годовая рабочая температура низкотемпературных и сверхнизкотемпературных котлов

Вводимые в расчет среднегодового коэффициента полезного действия средний коэффициент полезного действия котла и средняя величина q_B зависят от средней годовой температуры котла, которую можно определить из годового хода нагрузки установки.

Годовой ход нагрузки установки мог бы теоретически рассчитываться по годовому ходу наружной температуры (DIN 4710). Однако измерения в разработанных установках показали полное отсутствия совпадения с результатами расчетов. Так, наряду с прочим, расчеты дали чрезмерно увеличенный приблизительно на 60 % среднегодовой расход тепла. Прежде всего на практике не был объяснен скачок в отопительной нагрузке величиной от 0 до, приблизительно, 13 % при опускании температуры ниже границы отопления, следовательно, при понижении наружной температуры ниже + 16 °C.

Причиной этого, с некоторой уверенностью, можно считать то, что при теплой погоде указанный выигрыш тепла внутри здания высок относительно потерь тепла благодаря прямому и диффузному излучению, а также отдаче тепла людьми, машинами, оборудованием и осветительными приборами. Такой выигрыш тепла, очевидно, приводит к выровненному тепловому балансу еще при наружной температуре, приблизительно, от 15 до 16 °C, и, само собой разумеется, он не падает вдруг до нуля при понижении температуры ниже границы отопления. Применяемые методы должны учитывать эту взаимосвязь, и не в последнюю очередь поэтому в DIN 2067 дается необходимое согласование теории и практики с новыми корректирующими коэффициентами.

Исходя из сказанного, упрощенно, но достоверно и с улучшенной связью с практикой здесь используется ряд измерений на существующих установках, что показано на *рис. 4.* На этой диаграмме рабочий год разделен на 14 равных по продолжительности периодов работы. Для самого времени отопления могут быть взяты десять периодов работы по 625 часов. Здесь 10 x 625 соответствует округленно 260 дням отопления (Z_z и Z_s), и это был бы период, используемый в ФРГ. Годовой ход нагрузки установки (с почасовой разбивкой) может считываться просто, как и нагрузка (φ_P) в отдельных периодах работы. Непосредственно относящаяся к данному случаю температура отопительного контура может быть взята для установок разных конструкций на *рис. от 5 до 7.*

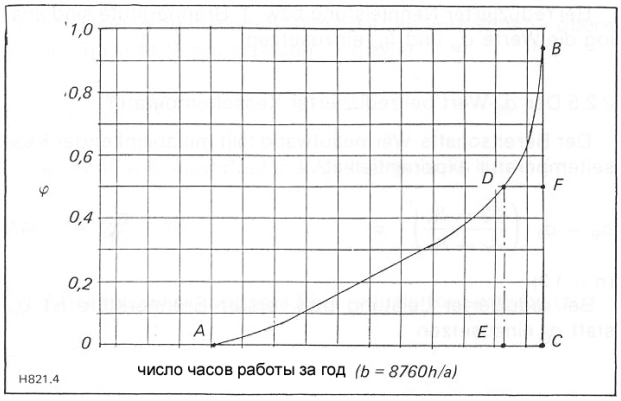


Рис.4.Годовой ход нагрузки котловой установки (P_k = Q_h)

2.3.1. Средняя температура котла, определяемая коэффициентом полезного действия ($\vartheta'_{K\eta}$)

Здесь должны оцениваться снабжение теплом, рабочая температура и продолжительность периода работы.

$$\vartheta'_{K\eta} = \frac{\sum_{1}^{n} (Q_h \cdot \varphi_p \cdot \vartheta'_{Kp} \cdot h_p)}{\sum_{1}^{n} (Q_h \cdot \varphi_p \cdot h_p)}$$

При остающейся одинаковой продолжительности периода:

$$\vartheta'_{K\eta} = \frac{\sum_{1}^{n} (\varphi_p \cdot \vartheta'_{Kp})}{\sum_{1}^{n} \varphi_p} \; [°C] \qquad (38)$$

Здесь:

φ_p – нагрузка отопительной установки в соответствующем периоде работы в %:/100, например по *рис.4.*

ϑ'_{KP} - средняя температура котла в соответствующем периоде работы в °С, например по *рис.от 5 до 7.*

h_p – продолжительность периода работы в часах.

Если сверхнизкотемпературные котлы эксплуатируются без смесителя, то средняя температура котла (ϑ'_{Kp}) равна средней температуре отопительного контура (ϑ'_{Hp}); если сверхнизкотемпературнные котлы эксплуатируются со смесителем, то для соответствующих периодов эксплуатации величины температуры следует устанавливать соответственно устанавливаемой отопительной характеристике управляемого наружной температурой контроллера котла. Было бы целесообразно, например, чтобы через смеситель (с соответствующим регулятором или контроллером) обеспечивался низкотемпературный нагрев пола, и одновременно непосредственно к котлу можно было бы подключать отопительный контур с радиаторами (75/65 °С).

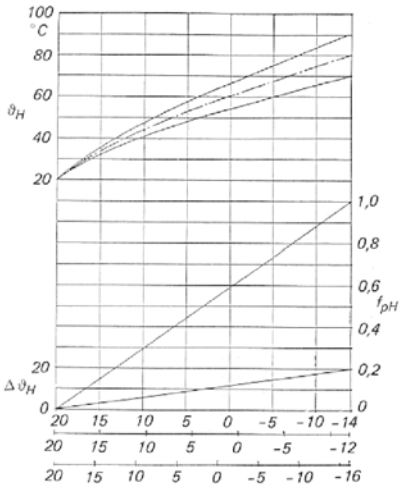
Кроме того, необходимо учитывать минимально допустимую температуру котла. Если, например, задается температура 40, 50 или 60 °С, то такое значение температуры должно устанавливаться и для периодов эксплуатации, для которых теоретически (*рис. 5 – 7)*.задается наименьшая средняя температура отопительного контура. Если к котлу подключено оборудование для приготовления горячей воды, то в заключение следует учитывать, что для дополнительной загрузки накопителя котел должен выводиться из полностью скользящего режима. В соответствии с необходимой температурой накопителя котел в конце загрузки накопителя будет достигать значения температуры (ϑ'_{KW}), приблизительно от 65 до 75 °С.

В результате для котла с подключенным оборудованием обеспечения горячей водой средняя годовая температура равна:

$$\vartheta''_{K\eta} = \frac{b_{aKH} \cdot \vartheta'_{K\eta} + b_{aKW} \cdot \vartheta'_{KW}}{b_{aKH} + b_{aKW}} \qquad (39)$$

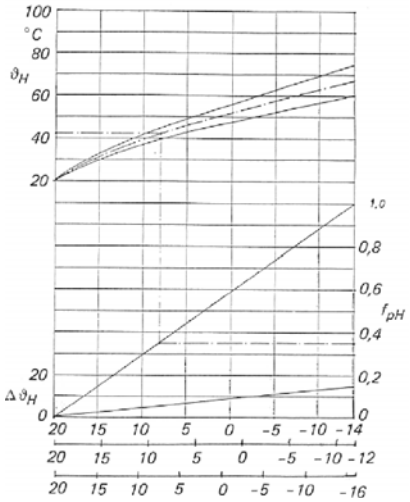
Таблица 1. Средняя годовая температура подачи котла в °С

Расчет установки (°С)	90/70		75/60		55/47	
	ϑ'_{Kq}	$\vartheta'_{K\eta}$	ϑ'_{Kq}	$\vartheta'_{K\eta}$	ϑ'_{Kq}	$\vartheta'_{K\eta}$
1. Установка без приготовления горячей воды						
1. Сверхнизкотемпературный котел без ограничителя температуры Низкотемп. котел	45	55	40	46	33	38
2. с огр.темпер. 40 °С	49	56	40	46	33	38
3. с огр. 50 °С	54	58	51	52	50	50
4. с огр.темпер. 60 °С	61	63	60	60	60	60
II Установка с приготовлением горячей воды						
1. Сверхнизкотемпературный котел без ограничителя температуры Низкотемп. котел	48	56	44	49	39	41
2. с огр. темпер. 40 °С	51	57	47	50	45	45
3. с огр. темпер. 50 °С	55	59	52	54	51	52
4. с огр. темпер. 60 °С	61	64	61	61	61	61



Эксплуатационные данные системы водяного отопления. Расчет: 90/70 °С (теоретические данные) Н 821.5

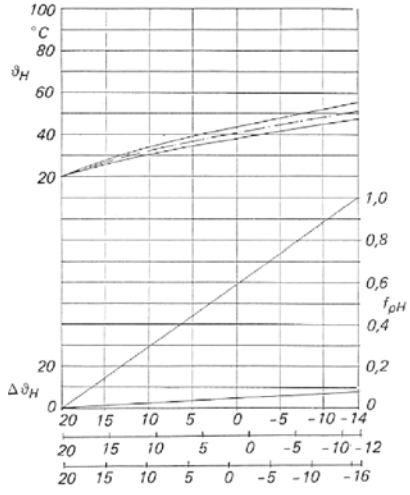
Рис. 5. Эксплуатационные данные системы водяного отопления. Расчет: 90/70 °С (теоретические данные)



Н 821.6

Рис. 6. Эксплуатационные данные системы водяного отопления

Соответствующие практике данные обычных отопительных установок. Теплообменные поверхности рассчитаны с запасом около 35 %, следовательно потребность в тепле уменьшена приблизительно на 27 %.



Н 821.7

Рис. 7. Низкотемпературная система отопления. Расчет: 55/47 °С

b_{aKH} – время полного использования котла для отопления в часах/год
b_{aKW} – время полного использования котла для обеспечения горячей водой в часах/год

Ориентировочные значения для $\vartheta''_{k\eta}$ соответственно *Табл. 1.*

2.3.2. Средняя температура котла, определяющая среднее значение q_B

Потери на готовность имеются только в период времени (b – b_{ak}), и следовательно в любое время, в течение которого котел не поставлял тепло ни для отопления помещений, ни для обеспечения горячей водой. Таким образом, искомое значение температуры зависит только от времени и от температуры.

$$\vartheta'_{Kq} = \frac{\sum_{1}^{n} \vartheta'_{Kp}}{\sum_{1}^{n} p} [°C] \qquad (40)$$

Для котла со смесителем с механическим приводом, а также для котла с ограничением минимальной температуры действительно сказанное в разделе 2.2.1. Кроме того, следует учитывать, что низкотемпературные и сверхнизкотемпературные котлы для дополнительной загрузки накопителей разогреваются до температуры, приблизительно, от 60 до 70 °C. Отключение горелки происходит при достижении заданной температуры накопителя, например, 50 °C. В общем, загрузочный насос благодаря таймеру продолжает еще работать, приблизительно, от 4 до 5 минут, чтобы температура котла понизилась на, приблизительно, от 5 до 8 K прежде чем была снова разрешена отдача тепла в отопительный контур. Если здесь имеет место требование тепла то температура котла очень быстро понижается соответственно необходимой температуры отопительного контура. Имеющееся в таком случае в сначала в котле избыточное количество тепла отдается также с пользой в отопительную систему, чтобы компенсировать дефицит тепла, возникающий там во время загрузки накопителя. В чисто летнем режиме такая возможность отсутствует. Благодаря хорошей теплоизоляции и незначительным потерям на готовность у современных котлов их температура после дозагрузки накопителя падает лишь очень медленно.
Падение температуры во времени может рассчитываться, если известны величина q_B и масса котла.

Величина массы котла:

$$M_{WK} = M_m \cdot c_m + M_w \cdot c_w \quad [Wh/K] \qquad (41)$$

M_m – масса металла котла в кг
M_W – масса воды котла в кг
C_m – специфическое тепло (сталь или чугун) в Вт•час/кг К (c_m = 0,14 Вт•час/кг К)
C_W – специфическое тепло воды (c_W = 1,163 Вт•час/кг К)

Падение температуры котла ($\vartheta_{K(-)}$ во время отключения (z) равно

$$\vartheta_{K(-)} = (\vartheta'_K - \vartheta_H) \cdot \left(1 - e^{-\frac{q'_B \cdot P_B \cdot \eta_{Fi}}{M_{WK} \cdot (\vartheta'_K - \vartheta_H)} \cdot z}\right) [K] \qquad (42)$$

e – число Эейлера (e ≈ 2,718)

Пример для сверхнизкотемпературного котла:

Масса металла	M_m = 180 кг
Масса воды	M_w = 70 кг
Величина q'$_B$ при 60 °C	q'$_{B\,60}$ = 0,009
Номинальная нагрузка	P_B = 24 200 Вт
Теплотехнический к.п.д..	η_{Fi} = 0,93

M_{WK} = 70,0 • 1,163 + 180,0 • 0,14 = 106,6 Вт•час/К
Падение температуры за z = 12 часов:

$$\vartheta_{K(-)} = (60 - 20) \cdot \left(1 - 2{,}718^{-\frac{0{,}009 \cdot 24\,200 \cdot 0{,}93}{106{,}6 \cdot (60 - 20)} \cdot 12}\right) = 17{,}4\ K$$

Поскольку в случае регулирования приблизительно через 8 – 12 часов должна произойти новая загрузка накопителя, то в чисто летнем режиме для низкотемпературных и сверхнизкотемпературных котлов получается средняя температура котла приблизительно от 50 до 55 °C. Хотя можно было бы просто предусмотреть накопители горячей воды большего объема, которые надо заполнять только один раз в сутки. Средняя ежедневная температура котла опускалась бы на очередные 5 – 7 °C. При этом следует только учесть, что накопитель большей емкости характеризуется также абсолютно большими потерями тепла, которые могут сопровождать процессы в течение всего года. В наших широтах чисто летний режим редко продолжается более трех месяцев.

Ориентировочные значения $\vartheta'_{k\eta}$ и ϑ'_{kq} приведены в *табл. 1.*

[H 821]

ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ СОВРЕМЕННЫХ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Низкотемпературные и сверхнизкотемпературные котлы для режима работы с плавным регулированием с одноступенчатыми и двухступенчатыми горелками – Часть II

Развитие котельной техники в последние годы характеризуется энергичными усилиями, направленными на снижение возникающих в котельных установках потерь и увеличение тем самым годового коэффициента использования энергии топлива в них. Наиболее экономичное энергопотребление и по возможности минимальное загрязнение окружающей среды сегодня являются важной задачей, которая стоит перед конструкторами. Последовательное развитие привело к низкотемпературным и сверхнизкотемпературным котлам также в области средних и больших мощностей, так как при снижении температуры в котле происходит принципиальное улучшение всех эксплуатационных показателей.

С выходом директивы VDI 2067 появилась пригодная корректная основа для проведения расчетов годового коэффициента использования обычных котельных установок. Она, однако, не всегда и не во всем правильна в приложении к современным низкотемпературным и сверхнизкотемпературным котлам, установкам с двумя и более котлоагрегатами, а также котлам с двухступенчатыми горелками. В части 2 данной работы (часть 1 в HLH 1/85) изложены, по мнению автора, необходимые дополнения к этой расчётной основе и приведены примеры расчетов.

Гюнтер Вагнер, Аллендорф

2.4. Котел работающей в двухстепенчатом режиме горелкой

На рис. 8 и 9 показаны низкотемпературные газовые и жидкотопливные котлы средней и большой мощности.

В соответствии с директивой о отопительных установках Heiz.Anl.VO котлы с мощностью выше 120 кВт должны иметь двухступенчатые горелки, либо необходимая общая мощность должна распределяться на два или несколько котлов. Фактически двухступенчатый режим работы обусловливает продолжительную работу горелки только на первой ступени. Вторая ступень может включаться при соответственно большой потребности в тепле. И, наоборот, если первая ступень используется только как вспомогательное средство пуска, то при расчетах следует рассматривать одноступенчатый режим работы.

Фактически двухступенчатый режим работы котлов реализуется для постоянно повышающейся температуры посредством того, что регулятор температуры первой ступени устанавливается приблизительно на 5 – 8 К выше величины регулятора второй ступени. Для оптимизации работы низкотемпературные котлы должны оборудоваться погодозависимыми электронными каскадными и следящими устройствами, управляемыми в зависимости от нагрузки и времени.

2.4.1. доля ступеней горелки в годовой поставке тепла

Для определения этой доли можно снова использовать *рис. 4* (часть 1 в HLH 1/85, стр. 13). Однако условием этого является равенство номинальной мощности котла потребности в тепле соответственно DIN 4701. Поверхность A-B-C, образованная на этой диаграмме между кривой и линиями координат, эквивалентна общей годовой работе по поставке тепла. Если, например, принять мощность первой ступени горелки $P_{Kr} = 0{,}5\ P_K$, то она выполняет работу по поставке тепла, которая соответствует площади A-D-E. Во временной области D-F периодически включается вторая ступень (сопло). Продолжительность включения второго сопла получается в таком случае из соответствующей плоскости D-B-F работы по производству тепла и приросту мощности при подключении второго сопла (P_{D2}).

В результате продолжительность подключения 2-ой ступени равна:

$$B_{aD2} = Q_{aK} \cdot f_{D2}/P_{D2} \qquad \text{(часов/год)}$$

Поскольку теперь при подключении 2-ой ступени котел работает с полной мощностью, годовая выработка тепла с номинальной мощностью равна:

$$Q_{an} = b_{aD2} \cdot P_K \qquad \text{(кВт • час/год)}$$

Поставка тепла с 1-ой ступенью, и, следовательно, с пониженной номинальной мощностью (P_{Kr}) равна:

$$Q_{ar} = Q_{aK} - Q_{an} \qquad \text{(кВт • час/год)}$$

Ориентировочные величины долей поставки тепла с номинальной мощностью (f_n) и уменьшенной мощностью (f_r) приведены в табл. 2 и

Таблица 1. Средняя годовая температура подачи котла в °C
(Откорректированная редакция таблицы 1 в части 1. В расчете была допущена ошибка ввода. Кроме того, период отопления был расширен до относительных 6800 часов в год).

Расчет установки			90/70		75/60		55/47
	$\vartheta_{K\,min}$	ϑ'_{Kq}	$\vartheta'_{K\eta}$	ϑ'_{Kq}	$\vartheta'_{K\eta}$	ϑ'_{Kq}	$\vartheta'_{K\eta}$
1. Установка без приготовления горячей воды							
1. Сверхнизкотемпературный котел	20,0	42,0	51,5	37,0	44,5	30,5	35,0
2.Низкотемпер. котел	40,0	46,5	52,5	43,0	47,0	40,5	41,0
3. Котел	50,0	52,5	56,0	51,0	52,0	50,0	50,0
4. Низкотемпер. котел, константа	55,0	-	-	-	-	55,0	55,0
II Установка с приготовлением горячей воды							
1. Сверхнизкотемпературный котел	20,0	43,5	53,5	40,0	47,0	35,0	39,0
2. Низкотемпер. котел	40,0	47,0	54,0	43,0	49,0	42,5	44,0
3. Котел	50,0	52,0	57,5	50,5	53,5	50,0	52,0
4. Низкотемпер. котел, константа	55,0	-	-	-	-	56,0	56,6

b_{aKH} = 1700 часов/год; b_{aKW} = 200 часов/год

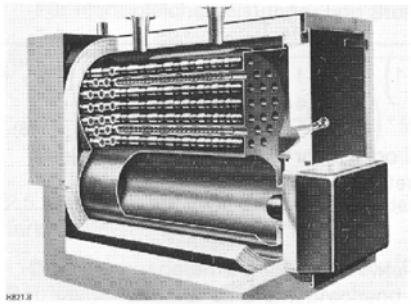


Рис. 8. Разрез низкотемпературного котла Paromat-Duplex

Котел	T_k	T_n	T_r	Время работы (b) час/год	
				Без приготовления гор. воды	с приготовлением гор. воды
$P_{Kr} = 0{,}5\ _K$				Около	Около
1	1,0	0,15	0,85	6 800	8 760
1 2	0,92 0,08	0,52 0,02	0,40 0,06	6 800 1 500	8 760 1 500
1 2 3	0,78 0,19 0,03	0,63 0,11 0,01	0,15 0,08 0,02	6 800 3 000 400	8760 3 000 400
$P_{Kr} = 0{,}6\ P_K$					
1	1,0	0,11	0,89	6 800	8 760
1 2	0,92 0,08	0,33 0,018	0,59 0,062	6 800 1 500	8 760 1 500
1	0,78	0,56	0,22	6 800	8 760
2	0,19	0,10	0,09	3 000	3 000
3	0,03	0,008	0,022	400	400

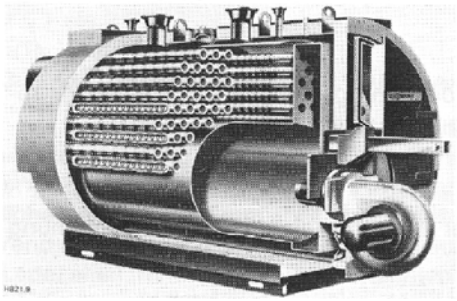


Рис. 9. Разрез низкотемпературного котла Turbomat-Duplex

действительны для градации мощности $P_{Kr} = 0{,}5\ _{PK}$ и $P_{Kr} = 0{,}6\ P_K$.

Если выбираются другие градации, то должны соответственно заново рассчитываться другие составляющие, например по *рис. 4.*

2.4.2. Эксплуатационные данные котла при двухступенчатом режиме работы

Расчет производится соответственно разделам 2.1 и 2.1.5. Важно, чтобы и 1-ая ступень горелки регулировалась корректно соответственно измерениям. И наоборот, содержание CO_2 относительно номинальной мощности не должно быть больше чем, приблизительно, на 0,5 % и самое большее – на 1,0 %.

2.4.3. Среднегодовой коэффициент полезного действия в двухступенчатом режиме работы

Во время работы обеих ступеней котел работает со своей номинальной мощностью (P_K). Поскольку на этом отрезке времени не может происходить полное отключение горелки, то здесь нет также потерь на готовность. Генерирование тепла происходит с к.п.д. номинальной мощности (η_K).

Остаточное генерирование тепла происходит при пониженной номинальной мощности 1-ой ступени (P_{Kr}) и соответствующем к.п.д. котла (η_{Kr}). На этом отрезке времени, естественно, бывают полные отключения и в результате этого – потери на готовность, которые могут покрываться только 1-ой ступенью и оцениваться, вследствие этого, посредством q_{Br}.

Время полного использования котла с номинальной мощностью (b_{an}) и пониженной мощностью (b_{ar}):

$$b_{an} = \frac{Q_{aK} \cdot f_n}{P_K} = \frac{P_K \cdot b_{aK} \cdot f_n}{P_K} \quad \text{час/год}$$

(b_{aK} соответственно уравнению 23 и 31, 1-ая часть)

Если $P_K = 2 \cdot P_{Kr}$ и, соответственно, $P_{Kr} = 0{,}5\ P_K$, то

$$b_{ar} = \frac{Q_{aK} \cdot f_r}{P_{Kr}} = \frac{2 \cdot P_{Kr} \cdot b_{aK} \cdot f_r}{P_{Kr}} \quad \text{час/год}$$

$$\eta_{aK} = \frac{Q_{aK}}{\frac{Q_{aK} \cdot f_n}{\eta_K} + \frac{Q_{aK} \cdot f_r}{\eta_{Kr}} + (b - b_{aK} \cdot f_n - 2 \cdot b_{aK} \cdot f_r) \cdot q_{Br} \cdot \frac{P_{Kr}}{\eta_{Kr}}}$$

$$\eta_{aK} = \frac{1}{\frac{f_n}{\eta_K} + \frac{f_r}{\eta_{Kr}} \cdot \left[\left(\frac{b - b_{aK} \cdot f_n}{b_{aK} \cdot f_r \cdot 2} - 1 \right) \cdot q_{Br} + 1 \right]} \quad (43).$$

Для любой градации мощности действительно:

$$\eta_{aK} = \frac{1}{\frac{f_n}{\eta_K} + \frac{f_r}{\eta_{Kr}} \cdot \left[\left(\frac{b - b_{aK} \cdot f_n}{b_{aK} \cdot f_r \cdot \frac{P_K}{P_{Kr}}} \right) - 1 \cdot q_{Br} + 1 \right]} \quad (44)$$

(Учитываются изменения величин f_n и f_r).

2.5. Котельные установки с двумя и несколькими котлами

Отдельные котлы должны быть отрегулированы на возможность перекрытия со стороны сетевой воды. Котлы, которые не нужны в соответствии с требуемой мощностью, должны полностью перекрываться и охлаждаться до температуры отапливаемого помещения. Ни в коем случае не следует нагревать ненужный котел, например через предохранительную расширительную линию.

В принципе действительно следующее:

Если в системе с двумя или несколькими котлами все котлы постоянно поддерживаются при рабочей температуре, то среднегодовой коэффициент использования всегда хуже чем в системе с только одним котлом. Следует также обязательно учитывать, что при распределении общей мощности на несколько котлов соответственно *рис. 1* (см. 1-ую часть, стр. 10) в расчетах следует использовать наименьшие к.п.д. котла и наибольшие величины q_B, что часто упускалось.

В установке с двумя, например, котлами второй котел не должен подключаться уже при кратковременных пиках нагрузки , которые только выходят за пределы мощности первого котла лишь кратковременно. Слишком быстрое следящее подключение котла совершенно вредно, так как при частых включениях и выключениях соответственно возникают потери на нагрев и охлаждение.

Слишком быстрая реакция следящего котлового устройства может, кроме того, в частности при так называемом оптимизированном регулировании с быстрым нагревом, приводить тому, что следящий котел уже при ранней осени и еще при самой поздней весне будет кратковременно включаться, хотя ведущий котел мог бы преодолеть кратковременные пики нагрузки даже сам, увеличивая на 5 – 20 минут периоды полной нагрузки. Поскольку теперь, при отличных значениях q_B современных котлов большой и средней мощности, температура котла падает лишь чрезвычайно медленно, то почти постоянно все котлы поддерживаются при темпе-

ратуре готовности. Следует также отказаться от частой смены ведущего котла в следящем оборудовании. Одноразовое переключение за год эксплуатации во всех отношениях самое правильное. В таком случае следящий котел полностью отключается на продолжительное время, приблизительно с конца февраля до начала декабря; поэтому его можно хорошо вычистить и законсервировать на длительное время.

2.5.1. Установка с двумя или с несколькими котлами и одноступенчатом режиме работы горелки

Если общая мощность распределяется между котлами совершенно равно, то:

$P_{K1...n} = P_{Kg}/n_K$ кВт

где n_K – количество котлов,

таким образом общее число часов полного использования всех котлов равно:

$b_{aKg} = b_{aK} \cdot n_K$ часов/год

При неодинаковом распределении мощностей между отдельными котлами:

$B_{aK1} = f_{K1} \cdot (P_{Kg}/P_{K1}) \cdot b_{aK}$ часов/год

и т.д. (учитывается изменение коэффициентов f_K).

Для котлов одного производителя и равной мощности, при одинаково хорошей регулировке горелок, можно принимать также одинаковые эксплуатационные параметры.

В таком случае среднегодовой коэффициент использования равен:

$$\eta_{aK} = \frac{\eta_K}{\left(\frac{\Sigma b}{b_{aK} \cdot n_K} - 1\right) \cdot q_B + 1} \quad (45).$$

где $\sum b$ – сумма периодов времени эксплуатации всех котлов в часах/год.

Если предусматриваются котлы различной мощности, расчет отдельных котлов должен производиться с различными эксплуатационными параметрами.

В таком случае:

$$\eta_{aK} = \frac{1}{\frac{f_{K1}}{\eta_{aK1}} + \frac{f_{K2}}{\eta_{aK2}} + \cdots}$$

и соответственно:

$$\eta_{aK} = \frac{1}{\frac{f_{K1}}{\eta_{K1}} \cdot \left[\left(\frac{b_1}{b_{aK1}} - 1\right) \cdot q_{B1} + 1\right] + \frac{f_{K2}}{\eta_{K2}} \cdot \left[\left(\frac{b_2}{b_{aK2}} - 1\right) \cdot q_{B2} + 1\right]} \quad (46).$$

2.5.2. Установки с двумя и несколькими котлами и фактическим двухступенчатым режимом горелок

Если

$P_{K1...n} = (P_{Kg}/n_K) \cdot P_{Kg} = Q_n$ b $P_{K1} = 0{,}5 \cdot P_K$,

то сумма часов полного использования всех котлов с номинальной мощностью:

$\Sigma b_{an} = b_{aK} \cdot (f_{n1} + f_{n2} + \cdots) \cdot n_K$ часов/год

$\Sigma b_{an} = b_{aK} \cdot \Sigma f_n \cdot n_K$ часов/год (47).

Сумма часов полного использования всех котлов с пониженной номинальной мощностью при первой ступени горелки:

$\Sigma b_{ar} = b_{aK} \cdot \Sigma f_r \cdot n_K \cdot 2$ часов/год (48).

При котлах равной мощности, но с другой регулировкой 1-ой ступени:

$$\Sigma b_{ar} = b_{aK} \cdot \Sigma f_r \cdot n_K \cdot \frac{P_K}{P_{Kr}} \quad \text{часов/год} \quad (49)$$

(учитывается изменение коэффициентов f_{r1}). $\sum b_{an}$ состоит из равных величин.

Для котлов с одинаковой мощностью и $P_{Kr} = 0{,}5\ P_K$

$$\eta_{aK} = \frac{1}{\frac{\Sigma f_n}{\eta_K} + \frac{\Sigma f_r}{\eta_{Kr}} \cdot \left[\left(\frac{\Sigma b - b_{aK} \cdot \Sigma f_n \cdot n_K}{b_{aK} \cdot \Sigma f_r \cdot 2 \cdot n_K} - 1\right) \cdot q_{Br} + 1\right]} \quad (50).$$

Для котлов с одинаковой мощностью, но с другой настройкой первой ступени:

$$\eta_{aK} = \frac{1}{\frac{\Sigma f_n}{\eta_K} + \frac{\Sigma f_r}{\eta_{Kr}} \cdot \left[\left(\frac{\Sigma b - b_{aK} \cdot \Sigma f_n \cdot n_K}{b_{aK} \cdot \Sigma f_r \cdot 2 \cdot \frac{P_K}{P_{Kr}}} - 1\right) \cdot q_{Br} + 1\right]} \quad (51).$$

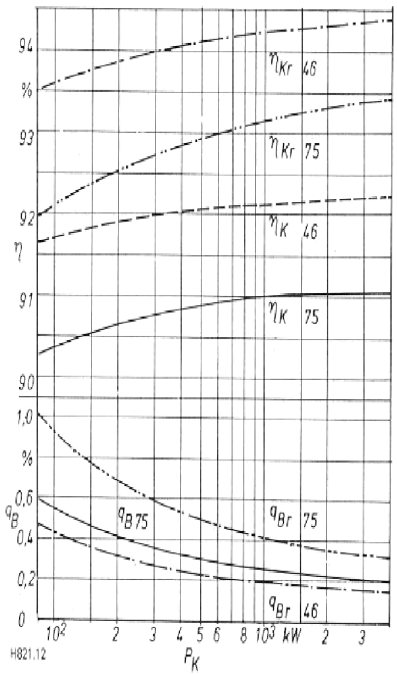


Рис. 10. коэффициент полезного действия сврхнизкотемпературного котла в области частичной нагрузки

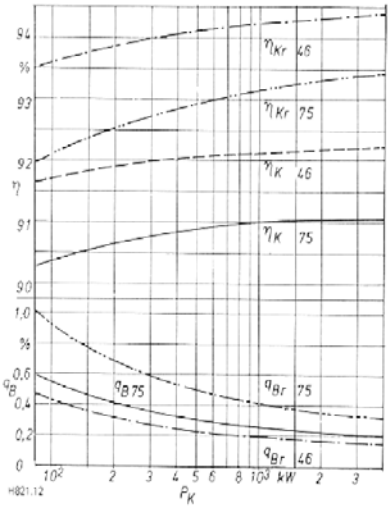


Рис. 12. Эксплуатационные параметры низкотемпературных котлов средней и большой мощности при пониженной температуре котла

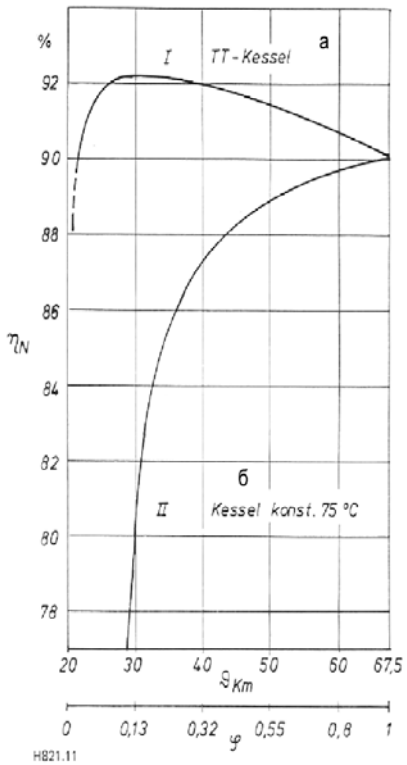


Рис. 11. Коэффициент полезного действия в области частичной нагрузки

(Кривая 1 демонстрирует, между прочим, очень хорошее совпадение с результатами ряда измерений на испытательном стенде по заказу TÜV Рейнланд, Кельн) ►

а – сверхнизкотемпературный котел

б – котел, константа 75 °C

При неодинаковых мощностях и разных настройках горелок:

$$\eta_{aK} = \frac{1}{\left[\frac{f_{n1}}{\eta_{K1}} + \frac{f_{r1}}{\eta_{Kr1}} \cdot \left[\left(\frac{b_1 - b_{an1}}{b_{ar1}} - 1\right) \cdot q_{Br1} + 1\right]\right] + \left[\frac{f_{n2}}{\eta_{K2}} + \frac{f_{r2}}{\eta_{Kr2}} \cdot \left[\left(\frac{b_2 - b_{an2}}{b_{ar2}} - 1\right) \cdot q_{Br2} + 1\right]\right]} \quad (52).$$

2.5.3. Установки с двумя или несколькими низкотемпературными сверхнизкотемпературными котлами

Эксплуатационные параметры котлов, а также средние годовые рабочие температуры можно рассчитать соответственно абзацам 2.1. – 2.3. Для всех котлов можно принять равными средние рабочие температуры; это действительно также для 1-ой ступени. С полученными таким образом данными рассчитывается среднегодовой коэффициент использования соответственно разделам 2.5.1. – 2.5.2.

3. Время работы одного котла в течение года (b)

В общем случае для котлов с подключенным оборудованием для приготовления горячей воды можно принять число часов работы за год около 8 760, а для котлов без оборудования для приготовления горячей воды и приблизительно 275 днями отопления – около 6 500 часов. Однако у современных котлов возможны полные отключения, например в ночное время, а также летом вне периодов заполнения накопителей. Если принять время ночного понижения равным 8 часов/день, а время летнего отключения 2 x 11,5 часов/день, то общее годовое время отключения равно:

$T_{aS} = 275 \cdot 8 + 90 \cdot 2 \cdot 11{,}5 = 4\,270{,}0$ часов/год

Если ввести эту величину прямо в виде вычитаемого, то это бы означало, что для данного промежутка времени не было бы никакого расхода энергии. Однако это было бы ложное заключение.
Так рабочая температуре котла непосредственно после полного отключения ни в коем случае не понижается броском до температуры отапливаемого помещения. Точно также на следующее утро или перед заполнением накопителя рабочая температура котла не может быть изменена до необходимого значения без соответствующего расхода энергии.
Чтобы получить корректные результаты, следует рассчитать падение температуры во время отключения и расход энергии для повторного нагрева.
Расход энергии для повторного нагрева:

$$Q_A = \frac{M_{WK} \cdot \vartheta_{K\,(-)}}{\eta'_K} \quad \text{Вт час.}$$

У современных котлов в соответствии с разделом 2.3.2 при температуре отключения 60 °C за 12 часов падение температуры получалось 17,4 °C. Здесь 60 °C соответствуют температуре котла после заполнения накопителя с учетом продолжающейся работы загрузочного насоса в чисто летнем режиме.
Для времени нагрева средняя температура котла к моменту ночного отключения может быть принята равной около 37 °C. Падение температуры за 8 часов в соответствии с уравнением 42 может получаться равным около 5,0 K.

Расход энергии на нагрев (летом) равен:

$Q_A = (106{,}6 \cdot 17{,}4 : 0{,}93) \cdot 90 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 359{,}0$ кВт • час/год

Время нагрева:

$Q_A = (106{,}6 \cdot 5{,}0 : 0{,}93) \cdot 275 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 158{,}0$ кВт • час/год

$Q_{Ag} =$ 517,0 кВт • час/год

Если во время периодов без подачи тепла продолжают поддерживать темп. 60 °C, соответственно, 37 °C, то расход энергии на потери при поддержании готовности (лето):

$Q_{qB} = P_B \cdot q'_B \cdot z$
$Q_{qB} = 24{,}2 \cdot 0{,}0085 \cdot 90 \cdot 2 \cdot 11{,}5 = 186{,}0$ кВт • час/год
$Q_{qB} = 24{,}2 \cdot 0{,}0035 \cdot 275 \cdot 1 \cdot 8 = 426{,}0$ кВт • час/год
$\underline{Q_{Ag} = 612{,}0}$ кВт • час/год
$\underline{\Delta Q = 95{,}0}$ кВт • час/год

Здесь фактическая экономия энергии благодаря полному отключению составляет около 95 кВт • часов или, соответственно, 9,5 л котельного топлива. И напротив, если считать фактически сокращение времени работы примерно до 4 270 часов/год., то экономия достигает 612 часов/год, что соответствует около 61 л котельного топлива.
Впрочем, было бы неправильно также для периодов отключения принимать остывание котла до температуры отапливаемого помещения, а затем учитывать расход энергии на повторный нагрев до 60 °C или, соответственно, 37 °C. В таком случае расход энергии на нагрев оказывался бы вдруг большим, чем для поддерживания температуры, а это физически невозможно.
Таким образом, в качестве времени работы (b) всегда следует вводить среднегодовой период, в течение которого котел имеет рабочую температуру, которая выше температуры отапливаемого помещения. Для низкотемпературных и сверхнизкотемпературных котлов также следует вводить в формулу около 8 760 часов/год или, соответственно, 6 500 часов/год.
Можно оценить полные отключения только для коротких промежутков времени, например, от 8 до 12 часов/день с соответственно уменьшенными среднегодовыми рабочими температурами *(табл. 1).*
По смыслу в качестве пауз в работе действительны только периоды времени, в течение которых температура котла опускается приблизительно до температуры отапливаемого помещения. Эти периоды времени могли бы измеряться накладными котловыми термостатами и счетчиками часов работы. Это было бы интересно, разумеется, только в установках с двумя или несколькими котлами. Здесь, по меньшей мере, можно дополнительно установить ошибки в эксплуатации или в следящем оборудовании котлов.

4. Примеры расчетов

В качестве условия здесь принимается одинаково хорошая теплоизоляция, а также одинаково хорошее качество топлива, хотя в этом, естественно, могут быть отличия. Таким образом, например, при маленьких мощностях котлы с топочными камерами из легированной стали могут легче эксплуатироваться с очень незначительным избытком воздуха, чем такие же котлы с топочными камерами с системой протока воды. С другой стороны, выбранная толщина теплоизоляции также меньше сказывается на качестве теплоизоляции – это также очень сильно влияет на то, насколько сильно исключаются тепловые мостики и предотвращается циркуляция воздуха между котловым блоком и теплоизоляцией.
Здесь следует только указать на то, какие различия задаются, при прочих равных условиях, в зависимости от мощности, принципа работы, рабочей температуры и динамических рабочих характеристик. Поэтому для номинальной мощности, измеренной соответственно DIN 4702, условием являются единые, зависящие от мощности эксплуатационные параметры, такие как в *таблицах 3 и 4,* почти реально указанные для технического уровня 1984 года.
Для всех новых установок в примерах расчетов принимается полное использование котла (b_{aK}) 1900 часов/год и круглогодичная работа с обеспечением горячей водой.

4.1. Параметры котла при пониженной мощности

Указанный в *табл. 3* котел с верхней номинальной мощностью 27,0 кВт должен быть отрегулирован на уменьшенную на 17 % мощность 22,4 кВт. Температура отходящих газов уменьшается, приблизительно, на 13,5 °С при понижении мощности на каждые 10 %.
При сжигании котельного топлива:
Потери на отходящие газы q_{Ar} (ур. 16):
$Q_{Ar} = 0,59 \cdot [210,0 – (1,7 \cdot 13,5) – 20] : 13,2 = 7,5$ %
Коэффициент полезного действия котла (ур. 33):

$$\eta_{Kr} = \frac{22,4 \cdot \left(1 - \frac{7,5}{100}\right)}{22,4 + \frac{27,0}{0,895} \cdot \frac{2,0}{100}} = 0,9007$$

Потери на готовность (ур. 34):
$Q_{Br} = 1,2\ (27,0 \cdot 0,9007) : (22,4 \cdot 0,895 = = 1,45$ %.
Потери на излучение:
$Q_{Sr} = 2,0 \cdot (27,0 \cdot 0,9007) : 22,4 \cdot 0,895 = = 2,43$ %.

Таблица 3. Параметры современных жидкотопливных и газовых котлов при верхней и пониженной мощности $\vartheta_{Kr} = 75$ °С (котел маленькой мощности)

1. Номинальная мощность	P_K	кВт	17,0	21,0	27,0	43,0	67,0
2. Нижняя номинальная мощность	P_{Kr}	кВт	14,1	17,4	22,4	35,7	55,6
3. Температура отходящих газов при P_K	ϑ_A	°С	210,0	210,0	210,0	210,0	210,0
4. Температура отходящих газов при P_{Kr}	ϑ_A	°С	187,0	187,0	187,0	187,0	187,0
5. Содержание CO_2 при P_K	CO_2	%	13,2	13,2	13,2	13,2	13,2
6. Содержание CO_2 при P_{Kr}	CO_2	%	13,2	13,2	13,2	13,2	13,2
7. Потери на отходящие газы при P_K	Q_A	%	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5
8. Потери на отходящие газы при $P_{Kк}$	Q_A	%	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
9. Потери на излучение	Q_B	%	2,9	2,4	2,0	1,6	1,4
10. К.п.д. котла	η_K	%	88,6	89,1	89,5	89,9	90,1
11. К.п.д. котла	η_{Kr}	%	89,0	89,6	90,07	90,56	90,80
12. Величина q_B для P_K	Q_B	%	1,45	1,32	1,20	0,95	0,75
13. Величина q_B для P_{Kr}	Q_{Br}	%	1,76	1,59	1,45	1,15	0,91
14. Потери на излучение для P_{Kr}	Q_{Br}	%	3,5	2,9	2,43	1,94	1,70

Таблица 4. Параметры современных жидкотопливных и газовых котлов средней и большой мощности при горении с избыточным давлением

1. Номинальная мощность	P_K	кВт	85,0	230,0	540,0	1070,0	3500,0
2. Номинальная мощность при 1-ой ступени	P_{Kr}	кВт	51,0	138,0	324,0	642,0	2100,0
3. Температура отходящих газов при P_K	ϑ_A	°С	220,0	220,0	220,0	220,0	220,0
4. Температура отходящих газов при P_{Kr}	ϑ_A	°С	155,0	155,0	155,0	155,0	155,0
5. Содержание CO_2 при P_K	CO_2	%	13,8	13,8	13,8	13,8	13,8
6. Содержание CO_2 при P_{Kr}	CO_2	%	13,2	13,2	13,2	13,2	13,2
7. Потери на отходящие газы при P_K	Q_A	%	8,55	8,55	8,55	8,55	8,55
8. Потери на отходящие газы при $P_{Kк}$	Q_A	%	6,03	6,03	6,03	6,03	6,03
9. Потери на излучение	Q_B	%	1,2	0,80	0,6	0,45	0,3
10. К.п.д. котла	η_K	%	90,25	90,75	90,85	91,00	91,15
11. К.п.д. котла	η_{Kr}	%	91,93	92,61	92,95	93,19	90,46
12. Величина q_B для P_K	Q_B	%	0,60	0,35	0,30	0,23	0,18
13. Величина q_B для P_{Kr}	Q_{Br}	%	1,02	0,60	0,51	0,39	0,31
14. Потери на излучение для P_{Kr}	Q_{Br}	%	2,04	1,36	1,02	0,78	0,51

4.2. Параметры сверхнизкотемпературного котла в области частичной нагрузки

В качестве условия берется сверхнизкотемпературный котел с массивной двухслойной ребристой структурой. В соответствии с разделом 3.1 такой котел должен быть отрегулирован на пониженную мощность, например, 22,4 кВт. По результатам измерений $\vartheta_{A(-)}$ равно 30 К, a_W равно 0,6 и a равно 0,65. При средней температуре котла, например, 50 °С фактическая степень использования в установке 75/60 °С с радиаторами равна

$$\varphi = \left(\frac{\vartheta'_K - \vartheta_i}{\vartheta_K - \vartheta_i}\right)^n = \left(\frac{50,0 - 20,0}{67,5 - 20,0}\right)^{1,3} = 0,55.$$

Потери на излучение (ур. 35)

$$q'_{sr} = \left[\left(\frac{50,0 - 20}{67,5 - 20}\right)^{1,3} \cdot 0,6 + (1 - 0,6)\right] \cdot 2,43 = 1,77\%,$$

Потери на отходящие газы (ур. 35)

$$q'_{Ar} = 0,59 \cdot \frac{187,0 - (67,5 - 50) \cdot 0,65 - (1 - 0,55) \cdot 30 - 20}{13,2} = 6,35\%,$$

К.п.д. котла (ур. 35)

$$\eta'_{Kr} = 1 - \frac{1,77 - 6,35}{100} = 0,919,$$

Потери на готовность

$$q'_{Br} = 1,45 \cdot \left(\frac{50,0 - 20,0}{67,5 - 20,0}\right)^{1,3} = 0,797.$$

На диаграмме *(рис. 10)* показан к.п.д. упомянутого выше сверхнизкотемпературного котла для трех величин мощности в зависимости от средней температуры котла, температуры подачи котла и степени использования.

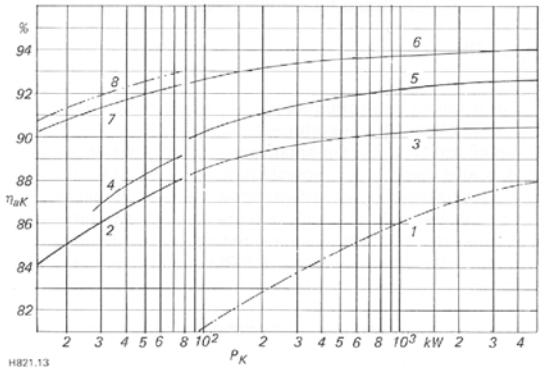


Рис. 13. Среднегодовой коэффициент использования в зависимости от мощности, типа котла и принципа действия
(1 - котел соответственно минимальным требованиям DIN 4702, выпуск 1979; 2 - котел, константа 75 °С, одноступенчатая горелка, горение при разрежении; 3 - котел, константа 75 °С, одноступенчатая горелка, горение при избыточном давлении; 4 - котел, константа 75 °С, двухступенчатый режим горелки, горение при разрежении; 5 – котел, константа 75 °С, двухступенчатый режим горелки, горение при избыточном давлении; 6 - низкотемпературный котел с двухслойной структурой теплообменных поверхностей, с двухступенчатой работой горелки, горение с избыточным давлением; 7 – сверхнизкотемпературный котел с двухслойной структурой теплообменных поверхностей и одноступенчатой горелкой; 8 – сверхнизкотемпературный котел с двухслойной структурой теплообменных поверхностей, с одноступенчатой горелкой, с нижней номинальной мощностью

4.3. Коэффициент использования энергии в области частичной нагрузки

Уравнения Диттриха (ур. от 27 до 29) позволяют, кроме прочего, рассчитать коэффициент использования котлов при любой частичной нагрузке. Достаточно только вставить в уравнение $1/\varphi$ вместо b/b_{aK}. Кроме того, должны определяться специфические параметры котлов.
Для указанного выше сверхнизкотемпературного котла с мощностью 22,4 кВт, например, при $\varphi = 0{,}55$ (данные соответственно *рис. 10)*

$$\eta_{0,55} = \frac{0{,}919}{\left(\frac{1}{0{,}55} - 1\right) \cdot 0{,}0079 + 1} = 0{,}913$$

при $\varphi = 0{,}32$

$$\eta_{0,32} = \frac{0{,}928}{\left(\frac{1}{0{,}32} - 1\right) \cdot 0{,}0046 + 1} = 0{,}919.$$

Сравним с этим результатом традиционный котел, который постоянно работает с температурой 75 °C. Получается:

$$\eta_{0,55} = \frac{0{,}9007}{\left(\frac{1}{0{,}55} - 1\right) \cdot 0{,}0145 + 1} = 0{,}89$$

$$\eta_{0,32} = \frac{0{,}9007}{\left(\frac{1}{0{,}32} - 1\right) \cdot 0{,}0145 + 1} = 0{,}873.$$

Характеристика другого коэффициент использования показана на *рис. 11.*

4.4. Среднегодовой коэффициент использования

4.4.1. Низкотемпературный котел

При круглогодичной работе с приготовлением горячей воды среднегодовая температура подачи котла $\vartheta_{k\eta}$ равна около 47 °C, а ϑ'_{Kg} - около 40 °C. Тогда в соответствии с *рис. 10* $\eta'_{Kr} \approx 0{,}926$, а $q'_{Br} \approx 0{,}004$, если снова речь идет о указанном выше сверхнизкотемпературном котле с мощностью 22,4 кВт. Если вставить в формулу b_{aK} равным 1900 часов/год, то:

$$\eta_{aK} = \frac{0{,}926}{\left(\frac{8\,760}{1\,900} - 1\right) \cdot 0{,}004 + 1} = 0{,}913.$$

4.4.2. Котел с постоянной рабочей температурой 75 °C

В соответствии с *табл. 3* следует вставить в формулу $\eta_K = 0{,}9007$ и $q_B = 0{,}0145$.

$$\eta_{aK} = \frac{0{,}9007}{\left(\frac{8\,760}{1\,900} - 1\right) \cdot 0{,}0145 + 1} = 0{,}856.$$

Исходя из этого, относительно варианта раздела 4.4.1, получается дополнительный расход около 6,65 %.

4.5. Котловые установки средней мощности

В качестве условия возьмем современный котел с мощностью 1 070 кВт при частичной нагрузке (P_K) и с мощностью 642 кВт при частичной нагрузке (P_{Kr}). Эксплуатационные параметры можно взять в *табл. 4* или рассчитать.

4.5.1. Одноступенчатая работа горелки с постоянной температурой котла 75 °C

$\eta_K = 0{,}91$; $q_B = 0{,}0023$.

Среднегодовой коэффициент использования

$$\eta_{aK} = \frac{0{,}91}{\left(\frac{8\,760}{1\,900} - 1\right) \cdot 0{,}0023 + 1} = 0{,}9025.$$

4.5.2. Двухступенчатая работа горелки с постоянной температурой котла 75 °C

$\eta_K = 0.91$; η_{Kr} 0,9319; $q_{Br} = 0{,}0039$.
В соответствии с *табл. 2:* $f_n = 0{,}11$; $f_r = 0{,}89$.
(Здесь, разумеется, неправильно рассчитанная ступенчатая схема слежения может привести к совершенно иным результатам).
Среднегодовой коэффициент использования (ур. 44):

$$\eta_{aK} = \frac{1}{\frac{0{,}11}{0{,}91} + \frac{0{,}89}{0{,}9319} \cdot \left[\left(\frac{8\,760 - 1\,900 \cdot 0{,}11}{1\,900 \cdot 0{,}89 \cdot \frac{1}{0{,}6}} - 1\right) \cdot 0{,}0039 + 1\right]}$$

$$= 0{,}92294.$$

Однако ни в коем случае нельзя было бы механически переносить этот радующий результат на малые котлы с двухступенчатыми горелками.

4.5.3. Низкотемпературный котел средней мощности с двухслойной структурой теплообменных поверхностей и двухступенчатой работой горелки

Если минимально допустимая температура котла ($\vartheta_{K\,min}$) установлена, например, на 40 °C, то в соответствии с *табл. 1* среднегодовая температура подачи котла $\vartheta'_{K\eta} = 49$ °C, а $\vartheta'_{Kq} = 43$ °C, если снова берется установка с температурой 75/60 °C. В таком случае соответственно *рис. 6* (1-ая часть статьи) или расчету эти величины имеют значение около 46 °C и, соответственно, 40 °C. Если теперь выключить 1-ую ступень, например для получения минимальной температуры котла, при $\vartheta_{KV} = 40$ °C и при 52 °C, то и ϑ'_{Kq} следует отнести к средней температуре котла около 46 °C.

При $a_W = 0{,}7$ и $a = 0{,}7$, $\vartheta_{A(-)} = 15$ K и при параметрах соответственно *табл. 4* получается:

$$\varphi = \left(\frac{46{,}0 - 20{,}0}{67{,}5 - 20{,}0}\right)^{1{,}3} = 0{,}4568$$

$$\vartheta'_A = 220 - (67{,}5 - 46) \cdot 0{,}7 - (1 - 0{,}4568) \cdot 15 - 20 = 176{,}8\,°C$$

$$q'_A = 0{,}59 \cdot \frac{167{,}8}{13{,}8} = 7{,}559\%$$

$$q'_S = \left[\left(\frac{46{,}0 - 20{,}0}{67{,}5 - 20{,}0}\right)^{1{,}3} \cdot 0{,}7 + (1 - 0{,}7)\right] \cdot 0{,}45 = 0{,}279\%$$

$$\eta'_{K46} = 1 - \frac{7{,}559 + 0{,}279}{100} = 0{,}9216$$

$$\vartheta'_{Ar} = 155 - (67{,}5 - 46) \cdot 0{,}7 - \left(1 - 0{,}4568 \cdot \frac{1}{0{,}6}\right) \cdot 15 = 116{,}37\,°C.$$

Здесь фактическое использование при 1-ой ступени горелки больше в соотношении $P_K : P_{Kr}$, то есть 1 : 0,6, что должно учитываться в результате $\vartheta_{A(-)}$.

$q'_{Ar} = 0{,}59 \cdot (116{,}37/13{,}2) = 5{,}201$ %.

$$q'_{Sr} = \left[\left(\frac{46{,}0 - 20{,}0}{67{,}5 - 20{,}0}\right)^{1{,}3} \cdot 0{,}7 + (1 - 0{,}7)\right] \cdot 0{,}78 = 0{,}4834$$

$$\eta'_{Kr} = 1 - \frac{5{,}201 + 0{,}483}{100} = 0{,}9432$$

или

$$\eta'_{Kr} = \frac{642 \cdot \left(1 - \frac{5{,}201}{100}\right)}{642 + \frac{1\,070}{0{,}91} \cdot \frac{0{,}279}{100}} = 0{,}9432$$

$$q'_{Br} = 0{,}39 \cdot \left(\frac{46{,}0 - 20{,}0}{67{,}5 - 20{,}0}\right)^{1{,}3} = 0{,}178\%.$$

Среднегодовой коэффициент использования:

$$\eta_{aK} = \frac{1}{\frac{0{,}11}{0{,}9216} + \frac{0{,}89}{0{,}9432} \cdot \left[\left(\frac{8\,760 - 1\,900 \cdot 0{,}11}{1\,900 \cdot 0{,}89 \cdot \frac{1}{0{,}6}} - 1\right) \cdot 0{,}00178 + 1\right]} = 0{,}9378.$$

Данные для других величин мощности низкотемпературного котла приведены *на рис. 12.*

4.5.4. Установка с двумя котлами соответственно разделу 4.5.3.

Параметры отдельных котлов можно рассчитывать описанными способами или получать *на рис. 12.*
При $\eta'_{K46} = 0{,}921$, $\eta'_{Kr46} = 0{,}9415$, $q'_{Br46} = 0{,}0022$, $b_1 = 8\,760$ часов/год, $b_2 = 1\,500$ часов/год, $\sum fn = 0{,}348$, и $\sum f_r = 0{,}652$ получается:
$\sum_b = 8\,760 + 1\,500 = 10\,260{,}0$ часов/год.

$$\eta_{aK} = \frac{1}{\frac{0{,}348}{0{,}921} + \frac{0{,}652}{0{,}9415} \cdot \left[\left(\frac{10\,260 - 1\,900 \cdot 0{,}348 \cdot 2}{1\,900 \cdot 0{,}652 \cdot 2 \cdot \frac{1}{0{,}6}} - 1\right) \cdot 0{,}0022 + 1\right]} = 0{,}9327.$$

Этот результат может удивить. Распределение общей мощности между двумя и более котлами, следовательно, не приводи обязательно к улучшению среднегодового коэффициента использования.
Правда, есть исключение. При какой-либо потребности в мощности, которая в настоящее время обеспечивается только котлами с повышенной температурой, применяют два или три низкотемпературных котла.
Здесь условием было следящее включение ступеней горелки и котлов при обычном оснащении, а именно: котел 1, ступень 1 → котел 1, ступень 2 → котел 2, ступень 1 → котел 2, ступень 2.
Если последовательность изменяется, то есть: котел 1 → ступень 1, котел 2, ступень 1 → котел 1 → ступень 2 → котел 2, ступень 2, то этот результат может улучшаться. Правда, в первую очередь следует считаться с тем, что время работы второго котла *(b_2)* почти удваивается, зато годовая работа по производству тепла, как и в установке только с одним котлом, рассматривается преимущественно со ступенью 1.
Получается: $\Sigma b = 8\,760 + 3\,000 = 11\,460$ часов/год.

$$\eta_{aK} = \frac{1}{\frac{0{,}11}{0{,}921} + \frac{0{,}89}{0{,}9415} \cdot \left[\left(\frac{11\,760 - 1\,900 \cdot 0{,}11 \cdot 2}{1\,900 \cdot 0{,}89 \cdot 2 \cdot \frac{1}{0{,}6}} - 1\right) \cdot 0{,}0022 + 1\right]} = 0{,}9373.$$

Такой результат для установки с только одним котлом, разумеется только с теоретическими 0,05 %, все-таки не достигается, и действительно не имеет большого значения, а благодаря высокой эксплуатационной надежности могла бы, безусловно, предлагаться установка с двумя котлами. Теперь можно легко ответить на вопрос о распределении мощности в установках с двумя и тремя котлами. Здесь благодаря наглядному рассмотрению проблемы можно определить предпочтение и выбрать совершенно равное распределение мощности. Кроме того, например, в установке с двумя котлами и распределением мощности по 50 % на каждый, при выходе одной горелки из строя еще возможен приемлемый аварийный режим. И наоборот, при распределении 1/3 и 2/3 и выходе из строя большего котла могут возникать серьезные трудности.

4.6. Среднегодовой коэффициент использования
На рис. 13 представлены результаты расчетов для диапазона мощностей от 14 кВт до 5 МВт в зависимости от типа котла и принципа его работы.

4. Обсуждение результатов и заключение
Достигнутый уже в предыдущие годы прогресс в области котловых технологий очень хорошо демонстрируется расстоянием кривой 1 относительно других кривых. В результате подчеркивается, какое количество энергии можно экономить и как сильно можно уменьшить нагрузку на окружающую среду, если изменить устаревшие установки в соответствии с современным уровнем техники.
Если только сравнить современные котлы, базируясь на равных основных параметрах при номинальной мощности и температуре 75 °C, то при малых мощностях низкотемпературных котлов получаются лучшие результаты. В области средних и больших котлов низкотемпературные котлы с двухступенчатой работой горелки достигают в настоящее время наивысшего коэффициента среднегодового использования. Для работающих с постоянно повышенной температурой котлов с теплообменниками отходящих газов эти значения достигаются не полностью. Вопреки очень высоким расходам на оборудование и инвестициям. При соответствующем расчете должно, разумеется учитываться, что из-за большой, в целом, суммарной поверхности котла и теплообменника должны получаться большие значения $q_{S\,и}\,q_B$.
Во всем остальном современные сверхнизкотемпературные и низкотемпературные котлы в определяющей области частичной нагрузки, и всегда котлы с низкой температурой отходящих газов, а также при нетто около 110 – 120 °C, достигают при сжигании котельного топлива нижнюю граничную величину. При сжигании газа с конденсацией содержащегося в отходящих газах водяного пара возможны и другие улучшения. Это, однако, другая тема, которая более не может обсуждаться в данной статье. Но здесь следует снова предупредить о необоснованности излишних ожиданий.
В статье был представлен математически простой метод расчета, который позволяет ввести в процессы вычислений специфические параметры котла. Демонстрируется, что разработанное доктором *Дитрихом* основное уравнение (ур. 29) сохраняет свою применимость, и что это уравнение может применяться также в простых приложениях для установок со скользящим режимом работы, с двухступенчатыми горелками, а также для установок с двумя и более котлами. Также очевидно, что должны быть приняты расширенные в DIN 4702 способы испытаний (конец).

[H 821]

Список литературы

H. Rietschels Lehrbuch der Heiz- und Lüftungstechnik (S. 365, 8.4.2), 14. Auflage, 1963 Springer-Verlag.
Dissertation *A. Dittrich*, TH Aachen 1981, Fortschrittsbericht VDI-Z, Reihe 6 Nr. 87.
Dittrich, A.: Energieverbrauch von Niedertemperatur-Kesselanlagen. HLH *34* (1983) Nr. 11, 8. 455/60.

Право любого последующего размножения этого специального издания, а также его распространение за плату сохраняется за издательством VDI GmbH.

© Издательство VDI GmbH, Дюссельдорф