

Бондарь В.П., Жуков В.О., Жукова С.В.

Институт газа НАН Украины, Киев

ул. Дегтяревская, 39, 03113 Киев, Украина, e-mail: ig-secr@i.com.ua

Минимум потерь эксергии в неравновесных процессах теплообмена рабочих сред

При расчетах теплообменного оборудования термодинамическими методами определяют основные параметры, при которых процесс теплообмена между теплоносителями протекает с возможно меньшими потерями работоспособной части тепла. По сравнению с разработанными методами расчета равновесных процессов теплообмена рабочих сред неравновесные находятся в стадии совершенствования. Проведено исследование, позволяющее определить минимум прироста энтропии и, следовательно, минимум потерь эксергии в неравновесных процессах теплообмена рабочих сред. Результаты исследований действительны и для неравновесных процессов, и для политропных. Определена зависимость прироста энтропии термодинамической системы от соотношения верхних и нижних граничных температур независимо от процесса протекания рабочей среды в теплообменных аппаратах. Показано, что при определенной степени необратимости, численное значение которой определяют технологически и конструктивно, существуют соотношения термодинамических параметров, при которых достигается минимального численного значения прирост энтропии теплообмена рабочих сред. В качестве подтверждения результатов анализа приведен пример, в котором показано прохождение прироста энтропии термодинамической системы через минимум, что согласуется с проведенными исследованиями. Результаты анализа могут найти применение в инженерных расчетах и в аналитических исследованиях. *Библ. 8, рис. 1, табл. 1.*

Ключевые слова: теплообмен, энтропия, эксергия, политропа, теплоноситель, энтальпия.

При исследовании теплообмена между теплоносителями определяют значение эксергии и эксергетических потерь в неравновесных процессах, термодинамический коэффициент полезного действия, что указывает на степень совершенства изучаемых процессов [1]. Но при каких условиях, при заданной степени необратимости (средней разности температур), процесс теплообмена протекает максимально, совершенно однозначно не определено.

В работе [2] такой анализ проведен для частного случая теплообмена — при течении рабочих сред по изобаре. В действительности течение рабочих сред изобарными практически не бывают и из-за внутренней необратимости, и поскольку сами процессы могут быть самыми разнообразными.

В настоящей статье поставлена задача определить соотношение термодинамических параметров, при которых степень совершенства необратимых процессов теплообмена достигает максимального значения.

В соответствующей литературе большое внимание уделено определению эксергии, эксергетических потерь. Но без определения условий, при которых неравновесные процессы протекают с

минимальными потерями работоспособной части тепла, оптимизация процессов теплообмена и течение рабочих сред не всегда приводит к однозначным результатам. В работах [1, 3] проведено аналитическое исследование по определению максимально возможной степени совершенства реальных процессов теплообмена рабочих сред. В обоих случаях предложенные методы анализа представляются достаточно громоздкими и малоэффективными в инженерных расчетах, на что указывают сами авторы.

В настоящей работе исследован неравновесный процесс теплообмена рабочих сред и определены соотношения термодинамических параметров, при которых прирост энтропии и, следовательно, потери эксергии принимают минимальное значение.

Как известно, с понижением температуры необратимые потери эксергии возрастают особенно сильно. Положим, в результате всех видов необратимых потерь эксергии в глубоком холоде на уровне $T_x = 4,2$ К в гелиевом теплообменнике, или холодильном обратном цикле, образовались внутренние теплопритоки в количестве $q_x = 1$ кДж, которые необходимо вывести в окружающую среду до $T_0 = 290$ К.

Прирост энтропии $\Delta S_x = q_x/T_0 = 1/4,2 = 0,2381$ кДж/К. Затраты работы на вывод q_x : $L_x = (T_0 - T_x) \times \Delta S_x = 0,2381 \times 285,8 = 68$ кДж.

В действующих теплообменных аппаратах и циклах глубокого холода L_x во много раз больше. Для сравнения, в теплоэнергетике при равноценных исходных условиях: $q_T = 1$ кДж; $(T_T - T_0) = 285,8$ К; $T_T = 290 + 285,8 = 575,8$ К (T_T – верхняя температура в теплообменнике или в прямом цикле).

Работоспособная часть тепла или эксергия: $\Delta S_T = q_T/T_T = 1/575,8 = 0,0017$ кДж/К; $L_T = \Delta S_T (T_T - T_0) = 0,0017 \times 285,8 = 0,4963$ кДж. Остальная часть тепла уходит в потери: $\Pi = q_T - L_T = 0,5037$ кДж. В нашем примере L_x/L_T в 137 раз более затратно вывести 1 кДж тепла из глубины 4,2 К, чем получить работу в 1 кДж в прямом цикле или эксергию тепла в процессе теплообмена.

Приведенный пример показывает влияние понижения температуры на эксергетические потери. Однако, общее количество работающего под нагрузкой теплообменного оборудования в теплоэнергетике многократно превышает холодильное. Поэтому совершенствование процессов теплообмена должно в равной степени относиться к обоим направлениям.

Условия минимума прироста энтропии и потерь эксергии

На диаграмме T-S изображен процесс теплообмена между прямым 1, 2 и обратным 3, 4 потоками рабочих сред. Примем поток 1, 2 известным с удельным расходом 1 кг. Обратный поток 3, 4 протекает по некоторому произвольно выбранному внешне неравновесному процессу.

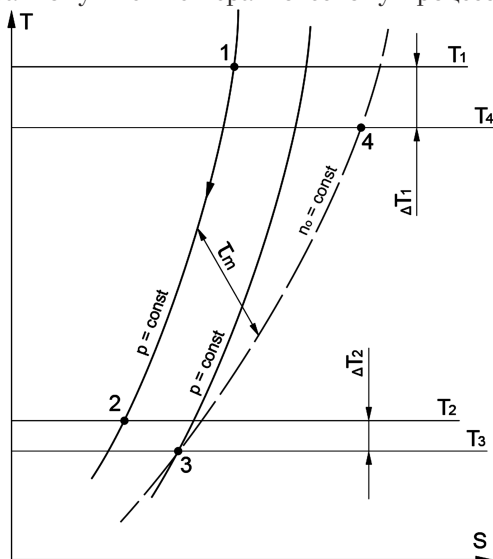


Диаграмма T-S противоточного теплообмена гелий – гелий.

Из работы [4]:

$$c (T_1 - T_2) = C_o (T_4 - T_3), \quad (1)$$

где c – удельная теплоемкость прямого потока 1, 2, кДж/(кг·К); T_1, T_2 – граничные температуры потока 1, 2, К; T_3, T_4 – температуры потока 3, 4 на границах теплообмена, К; C_o – полная теплоемкость потока 3, 4, кДж/К.

Из (1) полная теплоемкость обратного потока 3, 4:

$$C_o = G_o c_o = c (T_1 - T_2)/(T_4 - T_3). \quad (2)$$

где G_o – расход потока 3, 4, кг; c_o – удельная теплоемкость обратного потока 3, 4, кДж/(кг·К), $C_o = G_o c_o$.

Из [2] следует:

$$\Sigma \Delta S_c = c \left(\frac{\theta}{\theta - \tau_m \ln x} \ln \frac{T_1 - \tau_m \frac{x}{x-1} \ln x}{T_2 - \tau_m \frac{x}{x-1} \ln x} - \ln B \right), \quad (3)$$

где $\theta = T_1 - T_2$; $B = T_1/T_2$; $x = \Delta T_1/\Delta T_2$; $\Delta T_1, \Delta T_2$ – недорекуперация на границах теплообмена рабочих сред; τ_m – среднелогарифмическая разность температур, $\tau_m = \Delta T_2 (x - 1)/\ln x$.

Уравнение (3) отличается от (2) только удельной теплоемкостью c прямого потока 1, 2, которая у нас принята известной. Поэтому все результаты анализа уравнения (2) действительны и для уравнения (3). В том числе и условия минимального прироста энтропии: $x = \Delta T_1/\Delta T_2 = T_1/T_2 = T_4/T_3 = B$ [2].

Численное ее значение как функции от степени необратимости τ_m :

$$\Sigma \Delta S_{c \min} = c \ln^2 B \tau_m / (\theta - \tau_m \ln B). \quad (4)$$

В том числе минимальные потери эксергии:

$$\Pi_{\min} = T_o c \ln^2 B \tau_m / (\theta - \tau_m \ln B). \quad (5)$$

Уравнения (4) и (5) отличаются от приведенных в работе [2] уравнений (9) и (10) только удельной теплоемкостью c прямого потока 1, 2, но уравнения (4) и (5) применимы для всех неравновесных процессов в отличие от (9) и (10), которые могут быть использованы только при изобарном течении одного из потоков рабочей среды (если рассматривать рабочие среды как идеальные газы).

Определение параметров в неравновесных процессах с минимумом прироста энтропии.

Из уравнения (2) теплоемкость обратного потока находится так:

$$c_o = (1/G_o) [c \theta / (\theta - \tau_m \ln B)]. \quad (6)$$

Политропная теплоемкость идеального газа, согласно [4]:

$$c_o = c_{vo} (n - k) / (n - 1) = (c_{po} / k) (n - k) / (n - 1), \quad (7)$$

где c_{vo} — удельная теплоемкость изохорного процесса; c_{po} — удельная теплоемкость изобарного процесса; n — показатель степени политропы; k — показатель адиабаты.

При сравнении уравнений (6) и (7) показатель политропы n сохраняет свое значение при $\tau_m \rightarrow 0$. В остальных случаях при $\tau_m > 0$ действительным становится показатель степени неравновесных процессов. Для отличия обозначим его символом n_o .

Из (6) и (7) показатель степени n_o для идеального газа:

$$n_o = [c \theta - G_o c_{po} (\theta - \tau_m \ln B)] / [(c \theta - G_o c_{vo} (\theta - \tau_m \ln B))], \quad (8)$$

где n_o — показатель степени;

При изобарном течении прямого потока 1, 2:

$$n_o = [c_{pn} \theta - G_o c_{po} (\theta - \tau_m \ln B)] / [(c_{pn} \theta - G_o c_{vo} (\theta - \tau_m \ln B))], \quad (9)$$

где c_{pn} — удельная изобарная теплоемкость потока 1, 2.

При равных расходах рабочей среды:

$$n_o = [c \theta - c_{po} (\theta - \tau_m \ln B)] / [(c \theta - c_{vo} (\theta - \tau_m \ln B))]. \quad (10)$$

В случае изобарного течения по 1, 2 и равных расходах

$$n_o = [c_{pn} \theta - c_{po} (\theta - \tau_m \ln B)] / [(c_{pn} \theta - c_{vo} (\theta - \tau_m \ln B))]. \quad (11)$$

Если расходы и удельные теплоемкости теплоносителей равны между собой, уравнение (11) можно представить в таком виде:

$$n_o = \tau_m k \ln B / [\theta (k - 1) + \tau_m \ln B]. \quad (12)$$

При расчетах реального газа по уравнениям идеального, если при этом погрешность окажется допустимой, уравнение (9) можно представить в таком виде:

$$n_o = [(i_1 - i_2) - G_o (i_4 - i_3)] / [(i_1 - i_2) - (G_o / k) (i_4 - i_3)]. \quad (13)$$

Тогда уравнение (11) будет выглядеть так:

$$n_o = [(i_1 - i_2) - (i_4 - i_3)] / [(i_1 - i_2) - (1/k) (i_4 - i_3)], \quad (14)$$

где i_1, i_2, i_3, i_4 — энтальпия в соответствующих позициях.

Установим связь между первым законом термодинамики для потока и полученными выше соотношениями параметров.

Из первого закона термодинамики для потока 3, 4 [4]:

$$q_{3,4} = (i_4 - i_3) + (\omega_4^2 - \omega_3^2) / 2, \quad (15)$$

где $q_{3,4}$ — удельное тепло потока 3, 4; ω_3, ω_4 — скорость в соответствующих позициях.

Удельная теплоемкость потока 3, 4:

$$c_o = c_{po} + [(\omega_4^2 - \omega_3^2) / 2 (T_4 - T_3)] = c_{po} + [(\omega_4^2 - \omega_3^2) / 2 (\theta - \tau_m \ln B)]. \quad (16)$$

Сравнив (7) и (16), получим:

$$W_o = c_{po} n (k - 1) / k (1 - n) (\theta - \tau_m \ln B) \quad (17)$$

или с учетом $(k - 1) / k c_p = R$ [4]:

$$W_o = R_o n (\theta - \tau_m \ln B) / (1 - n), \quad (18)$$

где W_o — энергетический параметр из первого закона термодинамики, $W_o = (\omega_4^2 - \omega_3^2) / 2$.

Подтверждение результатов анализа на примере

На рисунке изображена T-S диаграмма противоточного теплообменного аппарата с теплоносителями гелий — гелий.

Примем прямой поток 1, 2 рабочей среды известным с граничными температурами T_1 и T_2 . Совершенно очевидно, что для анализа не имеет значения, какой из потоков принять известным. Процесс теплообмена от прямого 1, 2 потока к обратному 3, 4 осуществляется при фиксированной среднелогарифмической разности температур τ_m . Примем течение прямого потока изобарным (течение потока 1, 2 можно принять по любому известному процессу, поскольку известны его параметры).

Исходные данные для гелия [5]:

T_0 — температура окружающей среды,

$T_0 = 300$ К;

$T_1 = 120$ К; $T_2 = 40$ К; $P_3 = 6$ бар;

$P_1 = 10$ бар; $P_2 = 10$ бар; $\tau_m = 20$ К;

$i_1 = 635,4$ кДж/кг; $i_2 = 216,6$ кДж/кг;

Расчетные значения параметров

Параметры	Расчетные формулы	Численное значение		
		x ₁ = 1	x ₂ = 3	x ₃ = 6
ΔT ₂ , К	ΔT ₂ = τ _m ln x / (x - 1)	20	11	7,2
ΔT ₁ , К	ΔT ₁ = x ΔT ₂	20	33	43
T ₃ , К	T ₃ = T ₂ - ΔT ₂	20	29	33
T ₄ , К	T ₄ = T ₁ - ΔT ₁	100	87	77
P ₃ , бар		6	6	6
i ₃ , кДж/кг		110,8	158,6	179,8
s ₃ , кДж/кгК		12,24	14,2	14,876
1) n ₀	n ₀ = [(i ₁ - i ₂) - (i ₄ - i ₃)] / [(i ₁ - i ₂) - (i ₄ - i ₃)] / k	0	0,4867	0,6691
2) n ₀	n ₀ = [c _{pn} θ - c _{po} (θ - τ _m ln B)] / [(c _{pn} θ - c _{po} (θ - τ _m ln B)) / k	0	0,4867	0,6691
P ₄ , бар	P ₄ = P ₃ (T ₄ /T ₃) ^{n₀/(n₀-1)}	6	2	1
i ₄ , кДж/кг		530,4	462	410,2
s ₄ , кДж/(кгК)		20,70	22,26	23,084
ΣΔS _c , кДж/(кгК)	ΣΔS _c = (s ₄ - s ₃) - (s ₁ - s ₂)	2,7	2,3	2,45
Π, кДж/кг	Π = T ₀ ΣΔS _c	810	690	734
ΣΔS _{cmin} , кДж/(кг·К)	ΣΔS _{cmin} = c ln ² (B) τ _m / (θ - τ _m ln B ²)	-	2,18	-
Π _{min} , кДж/кг	Π _{min} = T ₀ ΣΔS _{cmin}	-	654	-
Δs _{3,4} , кДж/(кгК)	Δs _{3,4} = s ₄ - s ₃	8,46	8,06	8,21
T _x , К	T _x = q _{3,4} / Δs _{3,4} = (i ₄ - i ₃) / Δs _{3,4}	49,5	37,64	28,08
E, кДж/кг	E = (i ₄ - i ₃) (T ₀ - T _x) / T _x	2119	2114,6	2232
η _c	η _c = (E - Π) / E	0,618	0,674	0,671

$$\omega_3 = 5 \text{ м/с};$$

$$s_1 = 20,59 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$s_2 = 14,83 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$G_0 = 1 \text{ кг}; G_{\text{п}} = 1 \text{ кг}.$$

Принято три варианта отношения недорекуперации на границах теплообмена $x = \Delta T_1 / \Delta T_2$: $x_1 = 1$; $x_2 = 3$; $x_3 = 6$.

Расчетные формулы и численные значения параметров сведены в таблицу.

С целью сравнения в примере численное значение прироста энтропии и потери эксергии определяли и последовательным вычислением отдельных параметров, и непосредственно применением уравнений (4) и (5).

Из таблицы видно, что при определенной средней разности температур прирост энтропии системы и, следовательно, потери эксергии проходят через минимум, что согласуется с изложенным выше анализом.

Выводы

В приведенных примерах расчет противоточного процесса теплообмена выполнен для гелия как реального газа с последовательным вычислением отдельных параметров в трех вариантах, а также в приближении к идеальному газу.

Из таблицы видно, что прирост энтропии термодинамической системы для реального и идеального газов проходит через минимум, что согласуется с изложенным в настоящей статье.

В статье рассмотрена простейшая принципиальная схема теплообмена рабочих сред. Но в большой энергетике одновременно взаимосвязана в одну большую схему целая сеть параллельно, последовательно и разветвленно работающих теплообменных аппаратов различных конструкций и разного назначения. Как видно из примера, определение максимально возможной степени совершенства процесса теплообмена предложенным методом разрешимо значительно проще, чем общепринятыми приемами. То же относится к сложным схемам. Для изложенного выше единственным условием является распределение текущей разности температур вдоль поверхности теплообмена рабочих сред по экспоненциальному закону [7].

Предложенный метод анализа может служить инструментом в количественных расчетах и в качественном определении максимально достижимой степени совершенства необратимых процессов теплообмена рабочих сред. Предложенный способ расчета не относится к таким переходным областям, как кипение, конденсация и другим.

Условные обозначения

p_0	показатель степени необратимых процессов
P_1-P_4	давление рабочей среды в соответствующих позициях, бар
q_3, q_4	удельная теплота обратного потока 3, 4, кДж/кг
R_0	газовая постоянная обратного потока 3, 4, кДж/(кг·К)
R	газовая постоянная, кДж/(кг·К)
s_1-s_4	удельная энтропия в соответствующих позициях, кДж/кг·К
$\Sigma \Delta S_c$	прирост энтропии системы, кДж/К
$\Delta S_{c \min}$	минимальный прирост энтропии, кДж/К
T_x	среднепланиметрическая температура, К
T_{x1}	температура низкотемпературного процесса, К
θ	разность граничных температур T_1-T_2 , К
L_x	затраты работы в низкотемпературном процессе, кДж
L_τ	полученная эксергия в высокотемпературном процессе, кДж
ΔS_x	прирост энтропии низкотемпературного процесса теплообмена, кДж/К
ΔS_τ	прирост энтропии высокотемпературного процесса теплообмена, кДж/К
Π	потери эксергии, кДж
Π_{\min}	минимальные потери эксергии, кДж
η_c	термодинамический КПД системы

Индексы

1-4 – значения параметров в соответствующих позициях

Список литературы

1. Гохштейн Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок. — М.: Энергия, 1969. — 367 с.
2. Бондарь В.П., Пятничко А.И. Минимизация эксергетических потерь в технологических теплообменниках // Хим. технология. — 1985. — № 2. — С. 35–37.
3. Мартыновский В.С. Анализ действительных термодинамических циклов. — М.: Энергия, 1972. — 215 с.
4. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. — М.: Энергия, 1974. — 447 с.
5. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. — М.: Наука, 1972. — 720 с.
6. Справочник по физико-техническим основам глубокого охлаждения / Под ред. М.П.Малкова, И.Б.Данилова, А.Е.Зельдовича и др. — М.; Л.: Госэнергоиздат, 1963. — 416 с.
7. Михеев М.А. Основы теплопередачи. — М.; Л.: Госэнергоиздат, 1949. — 317 с.
8. Бродянский В.М. Термодинамический анализ низкотемпературных процессов. — М.: Изд-во Моск. эннегет. ин-та, 1966. — 445 с.

Поступила в редакцию 23.02.17

Бондар В.П., Жуков В.О., Жукова С.В.

Институт газу НАН України, Київ

вул Дегтярівська, 39, 03113 Київ, Україна, e-mail: ig-secr@i.com.ua

Мінімум втрат ексергії у нерівноважних процесах теплообміну робочих середовищ

При розрахунках теплообмінного обладнання термодинамічними методами визначають основні параметри, при яких процес теплообміну між теплоносіями відбувається з можливо меншими втратами працездатної частини тепла. У порівнянні з розробленими методами розрахунку рівноважних процесів теплообміну робочих середовищ нерівноважні знаходяться у стадії вдосконалення. Проведено дослідження, яке дозволяє визначити мінімум приросту ентропії та, відповідно, мінімум втрат ексергії у нерівноважних процесах теплообміну робочих середовищ. Результати досліджень дійсні і для нерівноважних процесів, і для політропних. Визначено залежність приросту ентропії термодинамічної системи від співвідношення верхніх та нижніх граничних температур незалежно від процесу протікання робочого середовища в теплообмінних апаратах. Показано, що при певній мірі незворотності, чисельне значення якої визначають технологічно та конструктивно, існують співвідношення термодинамічних параметрів, при яких досягає мінімального чисельного значення приріст ентропії теплообміну робочих середовищ. Як підтвердження результатів аналізу наведено приклад, у якому показано проходження приросту ентропії термодинамічної системи через мінімум, що узгоджується з проведеними дослідженнями. Результати аналізу можуть знайти застосування в інженерних розрахунках та в аналітичних дослідженнях. *Бібл. 8, рис. 1, табл. 1.*

Ключові слова: теплообмін, ентропія, ексергія, політропа, теплоносії, ентальпія.

Bondar V.P., Zhukov V.O., Zhukova S.V.

*The Gas Institute of National Academy of Sciences of Ukraine, Kiev
39, Degtyarevskaya Str., 03113 Kiev, Ukraine, e-mail: ig-secr@i.com.ua*

Minimum of Exergy Losses in Non-Equilibrium Processes of Actuating Mediums Heat Exchange

In course of calculation of heat-exchange equipment, major parameters at which heat-exchanging process between heat-carriers runs with possible lesser losses of operational part of heat are defined by methods of thermo-dynamic. In comparison to developed methods of equilibrium processes of actuating mediums heat-exchange calculation, non-equilibrium is at stage of improvement. The research, allowing the defining minimum of entropy production and, accordingly, minimum of exergy losses in non-equilibrium processes of actuating media heat-exchange, is performed. Results of researches are valid both to externally non-equilibrium processes and polytropic. There is defined a dependency of the thermodynamic system entropy growth from the relation of the upper and lower boundary temperatures, independently from the operating media flow process in the heat-exchangers. There is shown that in certain degree of irreversibility the numerical value of which is determined technologically and structurally, there are the relations of thermodynamic parameters for which the operation media heat exchange entropy growth reaches of the minimum numerical value. As confirmation of analysis results example is presented, in which, on several variants, is shown course of entropy production of thermo-dynamic system through minimum that corresponds to the performed research. The carried analysis can find its application both in engineering works and analytical investigations. *Bibl. 8, Fig. 1, Tab. 1.*

Key words: heat-exchange, entropy, exergy, polytrope, heat-carrier, enthalpy.

References

1. Gohstein D.P. [Modern methods of thermodynamic analysis of power units], Moscow : Jenergija, 1969, 367 p. (Rus.)
2. Bondar V.P., Pyatnichko A.I. [Minimization of exergy losses in technology heat-exchangers], *Himicheskaja tehnologija*, 1985, (2), pp. 35–37. (Rus.)
3. Martynovskiy V.S. [Analysis of actual thermo-dynamic cycles], Moscow : Jenergija, 1972, 215 p. (Rus.)
4. Kirillin V.A., Sychev V.V., Sheydlin A.E. [Technical thermodynamics], Moscow : Jenergija, 1974, 447 p. (Rus.)
5. Vargaftic N.B. [Reference book on thermo-physical properties of gases and liquids], Moscow : Nauka, 1972, 720 p. (Rus.)
6. [Reference book on physical-technical basics of deep freezing], Eds. M.P.Malkov, I.B.Danilov, A.E.Zeldovich, Moscow; Leningrad : Gosjenergoizdat, 1963, 416 p. (Rus.)
7. Miheev M.A. [Basics of heat transfer], Moscow; Leningrad : Gosjenergoizdat, 1949, 317 p. (Rus.)
8. Brodjanskij V.M. [Thermodynamic analysis of low-temperature processes], Moscow : Izdatel'stvo Moskovskogo jenergeticheskogo institute, 1966, 445 p. (Rus.)

Received February 23, 2017