Содержание:

Задание 2

Введение. 3

1. Расчет горения топлива. 6

2. Материальный баланс цементной вращающейся печи. 7

3. Тепловой баланс холодильника 9

4. Тепловой баланс вращающейся печи. 11

5. Сводные данные. 14

Таблица 6. Материальный баланс печи 14

6. Аэродинамический расчет 15

Заключение. 18

Литература 19

#

# Задание

 Теплотехническая эффективность замены барабанного холодильника на колосниковый на Паранайском цементном заводе.

Исходные данные для расчета.

Сырьё – извесняк

Производительность печи =10 т/ч

Размеры печи 2,90х2,44х56

Топливо – уголь

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Wг | Aг | Sсб, % | Сг | Нг | Nг | Oг | Sг | Vг | α |
| 2,7 | 30 | 0,5 | 84,0 | 5,2 | 1,4 | 8,7 | 0,7 | 35 | 1,15 |

Qтп=21000

Химико-минералогический состав.

С3S=50%

C2S=23%

C3A=10%

C4AF=12%

%Al2O3 = 3,73

ПППс = 34,4

# Введение.

 Наиболее распространёнными холодильниками клинкера являются рекуператорные (планетарные), колосниковые и барабанные (трубные). Известны и другие виды холодильников, но масштабы их применения в промышленности менее значительны.

 В этой работе предлагается замена барабанного холодильника на колсниковый на Паранайском цементном заводе.

 Барабанный (трубный) холодильник представляет собой метал­лический барабан диаметром 2,5—6,0 м и длиной 20—100 м, вра­щающийся на бандажах и опорных роликах с частотой 3—6 об/мин. Кожух холодильника обычно, имеет такой же диаметр, что и кожух печи. Привод барабана, так же как и привод вращаю­щейся печи, состоит из электродвигателя, редуктора, венцовой и подвенцовой шестерен. Угол наклона барабана к горизонту равен 4— 6°. Горячая часть барабана отфутерована шамотным кирпичом или чугунными плитами. На остальной части корпуса барабана в шах­матном порядке установлены лопасти (швеллеры), которые пересыпают клинкер и способствуют увеличению поверхности теплообме­на. Мелкий клинкер после выхода из печи просыпается через ре­шетку, а крупные его куски направляются в дробилку. Загрузочное устройство холодильника выполнено в виде керамической шахты с наклонным дном. Места соединения шахты с головкой печи и ба­рабаном холодильника уплотняются. В барабанном холодильнике клинкер охлаждается с 1273—1373 до 373—573 К. Охлаждающий воздух, нагреваемый до температуры 773—873 К, используется в качестве вторичного воздуха.

Барабанный холодильник у печи с циклонными теплообменни­ками производительностью 1800 т/сут имеет диаметр 4,6 м и длину 50 м, угол его наклона 4,5°, а частота вращения 2,4 об/мин. Он эф­фективно работает, если футерован огнеупорной массой на 70— 80% своей длины, а на участке между 16 и 28 м в нем устаиовлены литые лопатки и далее до конца холодильника —лопатки из сталь­ного листа. Вместо лопаток можно устанавливать ковши из жа­ростойкого литья. Для понижения температуры клинкера до 423— 473 К необходимо впрыскивание воды внутрь барабана при расходе ее около 3 м3/ч. Барабанный холодильник не оборудуется дро­билкой, так как крупные зерна клинкера разбиваются при пересы­пании. Преимуществами барабанных холодильников являются простота конструкции и надежность в эксплуатации, отсутствие из­быточного воздуха, относительно низкий расход электроэнергии. К. недостаткам холодильника относится недостаточно строго регу­лируемое количество вторичного воздуха, большая его запылен­ность, что ухуджает видимость в печи, необходимость установки вращающихся печей на высоких фундаментах, Недостаточно вы­сокая стойкость пересыпающих лопаток и полок. Возможный пере­грев нефутерованного корпуса холодильника до 523—673 К частич­но устраняется путем орошения его водой. Барабанные холодиль­ники распространены недостаточно широко.

Колосниковые холодильники различных конструкций работают по одному и тому же принципу — охлаждение клинкера осущест­вляется присасыванием воздуха сквозь его слой. Колосниковые хо­лодильники имеют колосниковую решетку, состоящую из отдельных колосников — палет, на которой слоем толщиной 150—300 мм рас­пределяется горячий клинкер. Холодный воздух подается под ре­шетку и проходит слой клинкера, охлаждая последний до 333— 353 К.

В промышленности применяют колосниковые холодильники не­которых марок, отличающиеся один от другого некоторыми кон­структивными особенностями.

В холодильниках «Волга» и «Фуллер» горизонтальные колос­никовые решетки изготовлены из одинакового количества чередую­щихся подвижных и неподвижных колосников Решетка заключена в металлический кожух*,* верхняя часть которого отфутерована шамотным огнеупором. Неподвижные колосники ре­шетки прочно закреплены в кожухе, а подвижные смонтированы на общей раме и совершают возвратно-поступательное движение с помощью кривошипно-шатунного механизма, благодаря чему осу­ществляется продвижение клинкера, лежащего на решетке слое толщиной 150—300 мм. Рамы совершают 8-16 движений в мину­ту при величине хода до 100 мм. Зазор между плитами достигает 5—8 мм, а живое сечение всей решетки—10%. Подрешеточное пространство разделено на две, три зоны и более в зависимости от габаритов холодильника. В секции камеры подается холодный воздух, наиболее горячая часть которого (из 1-й секции) используется в качестве вторичного воз­духа, а остальная часть (из двух секций отводится наружу. Для резкого охлаждения клинкера и равномерного распределения его на решетке применяют острое дутье воздуха высокого давле­ния или ступенчатую наклонную решетку. В разгрузочном конце холодильника установлены решетка или грохот, отсеивающие нор малыше зерна клинкера и направляющие крупные зерна в дро­билку*.* Под колосниковой решеткой установлен скребковый , транспортер для удаления мелких фракций клинкера, просыпавшихся через зазоры между колосниками.

Одной из наиболее изученных в настоящее время схем является совмещение колосникового холодильника с шахтно-секционным хо­лодильником . Клинкер охлаждается от 1623 до —673 К в колосниковом холодильнике, при этом весь охлаж­дающий воздух поступает в печь. Затем клинкер проходит дробилку предварительного дробления и подается во второй холодильник, представляющий собой систему шахтных секций, в которые горя­чий клинкер загружается сверху с помощью элеватора, скребко­вого конвейера и поворотных заслонок. Клинкер движется по шах­там вниз со скоростью 2,5—3 см/мин и проходит их за 2—3 ч. Выгрузка клинкера с температурой 343—353 К синхронизирована с нагрузкой. Холодный воздух низкого давления., по специальным трубопроводам, проходящим в шахтах-секциях, подается сверху вниз и нагревается до 333—373 К, после чего направляется в ко­лосниковый холодильник. Так как воздух не контактирует с клин­кером, то он не содержит пыли и понуждается в очистке.

Экономичен также двойной просос охлаж­дающего воздуха через слой клинкера в разных камерах. В этом случае температура подогрева вторичного воздуха может дости­гать 1073—1173 К.

К недостаткам колосниковых холодильников относят то что они имеют сложную конструк­цию и много движущихся частей, часто выходящих из строя. При охлаждении мелкого клинкера значительная часть его просеивается через отверстия между колосниками и перегружает скребковый транспортер, что вызывает остановку агрегата. Однако они харак­теризуются высокой удельной производительностью [800— 900 кг/(м2.ч)] и глубоким (до 323—353 К) охлаждением клинкера. В связи с тем что найдены способы уменьшения, степени влияний отмеченных недостатков, в последнее время стали проектироваться колосниковые холодильники как средней, так и большой (3000 -10000 т/сут) производительности.

# 1. Расчет горения топлива.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| W­P | Ap | Сp | Нp | Np | Op | Sp |
| 2,03 | 22,6 | 63,3 | 3,92 | 1,06 | 6,56 | 0,53 |

1.1 Теоретический объемный и массовый расход воздуха.

Lв0 = 0,0889 ∙ Сp +0,265 ∙ Нp + 0,333(Op - Sp) = 0,088∙63,3 + 0,265 ∙ 3,92 + 0,0333(6,56 – 0,53)=6,465 [нм3/кг. т.]

mв0 = 1,293 ∙ L в0 = 1,293 ∙ 6,465 = 8,359 [кг/кг т.]

1.2 Действительный расход воздуха

Lвд = α∙Lв0 = 1.15 ∙ 6,465 = 7,435 [нм3/кг. т.]

mв0 = α ∙ mв0 = 1.15 ∙ 8,359 = 9,613 [кг/кг т.]

1.3 выход продуктов горения

LCO2 = 0,0186 ∙ Cp = 0,0186 ∙ 63,3 = 1,117 [нм3/кг. т.]

L Н2О = 0,112 ∙ Нp + 0,0124 ∙ W­P = 0,112 ∙ 3,92 + 0,0124∙ 2,03 = 0,464 [нм3/кг. т.]

L N2 = 0,79 ∙ Lвд + 0,018 ∙ Np =0,79 ∙ 7,435 + 0,08 ∙ 1,06= 5,958 [нм3/кг. т.]

L SO2 = 0,007 ∙ Sp = 0,0075 ∙ 0,53 = 0,0037 [нм3/кг. т.]

L O2 = 0,21 ∙ (α – 1) ∙ Lв0 = 0,21 ∙ (1,15 – 1) ∙ 6,465 = 0,204 [нм3/кг. т.]

Lп.г.= 1,117 + 0,464 + 5,958 + 0,0037 + 0,204 = 7,807 [нм3/кг. т.]

m CO2 = 1,977 ∙ LCO2 = 1,977 ∙ 1,177 = 2,327 [кг/кг. т.]

m Н2О = 0,805 ∙ LН2О = 0,805 ∙ 0,464 = 0,374 [кг/кг. т.]

m N2 = 1,251 ∙ L N2 = 1,251 ∙ 5,958 = 7,453 [кг/кг. т.]

m SO2 = 2,928 ∙ L SO2 = 2,928 ∙ 0,0037 = 0,011 [кг/кг. т.]

m O2 = 1,429 ∙ L O2 = 1,429 ∙ 0,204 = 0,292 [кг/кг. т.]

m п.г.= 2,327 + 0,374 + 7,453 + 0,011 + 0,292 =10,457 [кг/кг. т.]

**Таблица 1. Материальный баланс горения топлива.**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Приход материалов | Количество | Выход материалов | Количество |
| кг | кг |
| Топливо:Воздухдействительный | 19,613 | 1. Углекис-лый газ2. Водяные пары3. Азот4. Сернистый газ5. Кислород6. Ар | 2,3270,3747,4530,0110,2920,226 |
| Итого: | 10,613 | Итого: | 10,683 |

 Невязка:

 100% ∙ (Gпр – Gрас) / Gmax = 100% ∙ (10,613– 10,683) / 10,683= 0,65%

# 2. Материальный баланс цементной вращающейся печи.

1. **Расходные статьи материального баланса.**
	1. Топливо.

хт [кг/кгкл]

1.2 Воздух.

 Gв = ∙хт =

Gв == 13,522xт [кг/кгкл]

 1.3 Теоретический расход сухой сырьевой смеси.

 ;

=1,524 [кг/кгкл]

Расход сырьевой смеси

 [кг/кгкл]

 1.4 Воздух для горения топлива

 Vвг = Lвд ∙ хт = 7,435 ∙ хт  [нм3/кг. кл.]

Gвг = mвд ∙ хт =9,613 ∙ хт [кг/кг т.]

 1.5 Пылевозврат

Действительный расход сухого сырья, где апу принимаем равным 1%:

 = 1,524 =0,152 [кг/кг.кл]

2. **Приходные статьи материального баланса.**

2.1 Общий пылеунос

= 10 ∙ 1,539/100 = 0,154 [кг/кг.кл]

* 1. Выход отходящих газов

Gог=mпг\*хт+GН2Ог+w +GCO2c [кг/кг.кл]

GСО2с = Gсд ((ПППс – 0,35Al2O3)/100) = 1,539((34,4 – 0,35∙3,73)/100) = 0,509 [кг/кг.кл]

GH2Oг = Goc - GСО2с – Gкл = 1,539/(100 – 1) = 0,015 [кг/кг.кл]

 Gог = 0,509 + 0,015 + 10,683 ∙ xт = 10,683 ∙ xт + 0,539

Таблица 2. **Предварительный материальный баланс печи**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Приход | Количество, кг/кг.кл | Расход | Количество, кг/кг.кл |
| 1.Выход клинкера2.Выход отходя-щих газов3.Oбщий пылевы-нос | 110,683 ∙ xг + 0,5390,154 | 1.Расход топлива2.Сырьевая смесь3.Воздуха на горение4. Пылевынос  | хт1,5549,613 ∙ хт 0,154 |
| Сумма  | 10,683 ∙ xт + 1,693 | Сумма  | 10,683 ∙ xт + 1,706 |

# 3. Тепловой баланс холодильника

Приход:

1. Теплота с клинкером, входящим в холодильник:

Qклвх=mкл ∙ Скл ∙ tкл, [кДж/кг.кл],

где tклвх=13500С,

 Скл=1,076 [кДж/м3 ∙ К],

 Qклвх=1∙1350 ∙ 1,076=1452,6 [кДж/кг.кл.]

1. Теплота с воздухом на охлаждение:

а) Барабанный холодильник

Vвохл = Vввт =0,8 ∙ Lвд ∙хт = 0,8∙7,435 ∙хт = 5,948∙хт [кДж/кг.кл];

tc = 10 0C; Cв = 1,297 [кДж/кг.кл];

Qвохл = 5,948∙хт ∙10 ∙ 1,297 =77,145∙хт

б) Колосниковый холодильник

Qвохл = 3 ∙ 1,297 ∙ 10 = 38,91 [кДж/кг.кл];

где Vвохл =3 [м3/кг. кл].

Расход:

1. Теплота с клинкером выходящим из холодильник:

а) Qклвых=mкл∙Скл∙tклвых;

где Скл=0,829 кДж/кг∙Кл, tклвых=2000С,

Qклвых=1∙0,829∙200=165,8 [кДж/кг∙Кл].

б) Скл=0,785 [кДж/кг ∙Кл], tклвых=1000С,

Qклвых=1∙0,785∙100=78 [кДж/кг∙К].

1. Теплота с избыточным воздухом:

б) Qвизб = (Vвохл - Vввт)∙ Cв = (3 – 5,948 ∙ хт) ∙ 150 ∙ 1,305 =587,25 – 1164,32 ∙ хт

1. Теплота через корпус:

Qч.к.х = S · α ·(tк – toc)/Bкл

где tк=500С,

 tос=100С,

α = (3,5+0,062 · tк) · 4,19 = (3,5 + 0,062 · 50) · 4,19 = 27,67

а) S=π · D · L =3,14 · 3 · 50 = 471 [м3]

Qч.к.х = 471,0 · 27,67 · (50 – 10)/10000 = 52,13 [кДж/кг. Кл.]

б) S = 2 ·l ·h+2 · b · h+l · b

S = 20 · 6 · 2 + 6 · 5 · 2 + 20 · 5 =400 [м2]

Qч.к.х = 400 · 27,67 · (50 – 10)/10000 = 44,27 [кДж/кг. Кл.]

1. Теплота со вторичным воздухом:

Qв`` = ΣQпр – (Qвизб – Qклвых – Qч.к.х)

а) Qв`` = 1452,6 + 77,145 · хт – 165,8 – 52,13 = 1234,67 + 77,145 · хт [кДж/кг ∙ Кл.]

б) Qв`` = 1452,6 + 38,91 – 78 – 587,25 + 1164 · хт – 44,27 = 781,99 + 1164,32 · хт [кДж/кг ∙ Кл.]

Таблица 3. **Предварительный тепловой баланс холодильника**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Приход  | Количество, кДж/кг.кл | Расход | Количество, кДж/кг.кл |
| 1.С клинкером входящим2. Воздух на охлаждение | 1452,6 77,145∙хт  | 1452,6 38,91  | 1. С клинкером выходящим

2. Теплота через корпус3.Воздух:- избыточный- вторичный | 165,852,13-1234,67 + 77,145 · хт | 7844,27587,25 – 1164,3∙хт781,99 + 1164,3·хт |
| сумма | 1452,6 +77,145∙хт  | 1491,51 | сумма | 1452,6+77,145 · хт | 1491,51 |

# 4. Тепловой баланс вращающейся печи.

Приход

1. Тепло от горения топлива

Qнр = 389 ∙ Ср + 1030 ∙ Hp + 108.9 (Op + Sp) – 25 Wp = =389 ∙ 63,3+ 1030 ∙ 3,9 + 108,9 (6,56 + 0,53) – 25 ∙ 2,03 = 29267,217 [кДж/кг ]

Qт = Qнр ∙ xг = 29267,817∙хт [кДж/кг Кл.]

1. Тепло вносимое топливом

 Qтф = хт ∙ Ст ∙ tт =0,92 ∙ 70 ∙хт = 64,4 ∙хт [кДж/кг Кл.]

1. Тепло вносимое сырьевой смесью

Qc/cм = ( G c/cмд ∙С c/cм + GН2ОW ∙ CН2О) ∙ tc = (1,539 ∙ 0,832 + 0,015 ∙ 4,19) ∙ 20 = 26,86 [кДж/кг Кл.]

1. Тепло возвратной пыли.

QпВозв = GпВозв ∙Сп ∙ tп = 0,152 ∙ 1,06 ∙ 100 = 16,112 [кДж/кг Кл.]

5) Тепло воздуха вторичного и первичного

Qвпер = Vв ∙ Св ∙ tв = 0,2 Lвд ∙ хт ∙10 ∙ 1,259 =0,2 ∙7,435 ∙хт ∙ 10 ∙ 1,259 = 18,72∙ хт

Теплота вторичного воздуха из теплового баланса холодильника

а) Qв вт =1234,67 + 77,145 · хт [кДж/кг Кл.]

б) Qв вт = 781,99 + 1164,3·хт [кДж/кг Кл.]

Расход

1. Тепловой эффект клинкерообразования:

Qтек = Qдек + Qдег + Qж.ф. - Qэкз

где Qдек=GСаСО3∙1780 – теплота на декарбонизацию,

GСаСО3=GСО2с∙МсаСО3/(44 ∙ МСО2),

GСаСО3=0,59∙100/44=1,157 кг/кг. кл,

Qдек=1,157 ∙ 1780 = 2059,46 [кДж/кг Кл.]

Qдег=GН2Ог∙7880 – теплота на дегидратацию глины.

Qдег= 0,015 ∙ 7880 = 118,2 [кДж/кг Кл.]

Теплота образования жидкой фазы:

Qж.ф.=100 [кДж/кг Кл.].

Теплота образования клинкерных минералов:

Qэкз=0,01∙(528∙C3S+715∙C2S+61∙C3A+84∙C4AF),

Qэкз=0,01∙(528∙50+715∙23+61∙10+84∙12) = 444,63 [кДж/кг Кл.]

Qтек = 2056,46 + 118,2 + 100 – 444,63 = 1833,03 [кДж/кг Кл.]

1. С клинкером, выходящим из печи:

Qклп=Qклвх=1452,6 [кДж/кг Кл.]

1. Тепло с пылью:

Qп= Gпобщ ∙ Сп ∙ tо.г., [кДж/кг Кл.],

Qп=1,06 ∙ 300 ∙ 0,154 = 48,97 [кДж/кг Кл.]

1. Тепло на испарение влаги из сырья

Qм = 2500 ∙ GН2Ог =2500 ∙ 0,015 =37,5 [кДж/кг Кл.]

1. Потери тепла корпусом в окружающую среду:

Qч/к.=ΣF∙α(tc-tв)/В, [кДж/кг Кл.],

1. участок декарбонизации 50%, 150 - 250

2. участок: обжиг и охлаждение 50%, 200-3000С.

F1 =3,14 ∙2,9 ∙ 0,2 ∙ 0,56 + 0,3 ∙ 0,56 ∙ 3,14 ∙ 2,44 = 230,7 м2

F2 = 3,14 ∙ 2,44 ∙ 56 ∙ 0,5 = 214,5 м2

α1 = (3,5 + 0,062 ∙ tн) ∙ 4,19 = (3,5 + 0,062 ∙150 ) ∙4,19 = 53,63

α2 = (3,5 + 0,062 ∙ tк) ∙ 4,19 = (3,5 + 0,062 ∙200 ) ∙4,19 = 66,62

Qч/кп.= (230,7 ∙ 53,63∙ (150-10) + 214,5 ∙ 66,62 ∙ (200 – 10))/10200 = 436.0

 [кДж/кг Кл.]

тогда потери через корпус печи, при условии что через корпус теряется около 80% тепла.

Qч/к = 436 + 436 ∙ 0,2 = 523,2 [кДж/кг Кл.]

1. Потери тепла с отходящими газами

Qог = [(LCO2∙ C CO2 + LH2O∙ C H2O + LN2∙ C N2 + LSO3∙ C SO3 + LO2∙ C O2) ∙ xт +

+(GH2OW + GH2Oг)/ρH2O∙CH2O + GCO2/ρ CO2 ∙ CCO2] ∙ tог = [(1,177∙ 1,863 + 0,464∙ 1,542 + 5,958∙ 1,307 + 0,0037∙ 1,955 + 0,204∙ 1,356) ∙ xт + (0,015 + 0,015)/1,542+ 0,509/1,977∙ 1,863] ∙ 300 = 3293,76 ∙хт + 161,15

Находим удельный расход топлива

а) 29267,817 · хт + 64,4 · хт  + 26,4 + 16,112 + 1234,67 + 77,145· хт + 18,72 · хт = 1833,03 + 1452,6 + 48,97 + 37,5 +583,2 + 3293,76 · хт + 161,15

26134,322 · хт = 2839,268

хт = 0,108 [кДж/кг ∙ Кл.]

[x] = 29267.817 · 0108/10200 = 0,309 =309 [кг. Усл. т/т. Кл.]

б) 29267,817 · хт + 64,4 +26,4 + 16,112 + 781,99 + 1164,32 · хт + 18,72 · хт = 1833,03 + 1452,6 + 48,97 + 37,5 + 523,5 + 3293,76 · хт + 161,15

27221,497 · хт = 3232,248

хт = 0,118 [кг/кг ∙ Кл.]

[хт] = 29267,817 · 0,118/10200 = 0,338 =338 [кг. Усл. т/т. Кл.]

# 5. Сводные данные.

# Таблица 6. Материальный баланс печи

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Приход Материала | Количество,Кг/кгкл | Расход материала | Количество,кг/кгкл |
| а | б | а | б |
| 1. Клинкер | 1 | 1 | 1. Топливо | 0,108 | 0,118 |
| 2. Отходящие газы | 1,692 | 1,799 | 2. Воздух на горение топлива | 1,038 | 1,134 |
| 3. Общий пылеунос | 0,154 | 0,154 | 3. Сырьевая смесь | 1,554 | 1,554 |
| 4. Пылевозврат | 0,152 | 0,152 |
| Сумма: | 2,846 | 2,953 | Сумма: | 2,859 | 2,966 |

Невязка:

 а) 100 ∙ (2,859– 2,846) / 2,846=0,35%

 б) 100 ∙ (2,966– 2,953) / 2,953=0,33%

**Таблица 6. Тепловой баланс холодильника**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Приход  | Количество, кДж/кг.кл | Расход | Количество, кДж/кг.кл |
| а | б | а | б |
| 1.С клинкером входящим2. Воздух на охлаждение | 1452,6 8,33 | 1452,6 38,91 | 1.С клинкером выходящим2.Через корпус3.Воздух - избыточный- вторичный | 165,852,13-1243,0 | 7844,27449,86919,38 |
| сумма | 1460,93  | 1491,51 | сумма | 1463,01 | 1491,51 |

Таблица 7. **Тепловой баланс печи**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Приход  | Количество, кДж/кг.кл | Расход | Количество, кДж/кг.кл |
| а | б | а | б |
| 1. Сгорание топлива(химическая теплота)2.Физическая теплота1. 3.Сырьевая смесь
2. 4.Возвратная пыль
3. 5. Воздух
4. - первичный
5. - вторичный
 | 31606,95526,8616,1122,0211243 | 3453,537,59926,8616,1122,208919,38 | 1. ТЭК2. С клинкером3. С пылью4. Испарение влаги5.Через корпус печи6. Отходящие газы | 1833,031452,648,9737,5523,2516,87 | 1833,031452,648,9737,5523,2549,81 |
| cсумма | 4455,868 | 4425,689 | сумма | 4412,17 | 4445,11 |

Невязка:

 а) 100 ∙ (4455,868– 4412,17) / 4412,17=0,99%

 б) 100 ∙ (4463,163– 4461,582) /4463,163 =0,03%

# 6. Аэродинамический расчет

1. Объем газообразных продуктов на выходе из печи

Vпг=Vог ∙ 1000 ∙ Вкл

а) Vо.г.=Lп.г.∙хт+GН2Оw+г+GСО2с = 7,807 ∙ 0,135 + 0,015 + 0,015 + 0,509 = 1,59, м3/кг.кл,

б) Vо.г.=Lп.г.∙хт+GН2Оw+г+GСО2с = 7,807 ∙ 0,123 + 0,015 + 0,015 + 0,509 = 1,59, м3/кг.кл,

а) Vпг=Vог ∙ 1000 ∙ Вкл  = 1,59 ∙ 1000 ∙ 10,2= 34039,97 м3/ч =

= 9,45 м3/с

б) Vпг=Vог ∙ 1000 ∙ Вкл  = 1,49 ∙ 1000 ∙ 10,2= 31899,09 м3/ч =

= 8,86 м3/с

Объем газообразных продуктов перед дымососом увеличивается из-за подсосов воздуха и составит:

Vп.г.` =1,15∙Vп.г., м3/с,

а) Vп.г.`= 1,15∙9,45 =10,86 м 3/с,

б) Vп.г.`= 1.15∙ 8,86 =10.18 м3/с.

Аэродинамические сопротивления печной установки:

Δр=Δрц + Δрвхгаз +Δрвыхгаз+ Δрп+Δрэл.ф.,

где Δрп – сопротивление вращающейся части печи вместе с переходной камерой можно принять равным 100 Па

Δрэл.ф. – гидравлическое сопротивление электрофильтра,

 Δрэл.ф.=200-250Па,

Δргаз –сопротивление газоходов, Δргаз=70-100Па,

Δрц – сопротивление циклона = 200 – 300 Па

∆рвыхгаз, Δрвхгаз – сопротивление входящих и выходящих газоходов

Δрвыхгаз = 50 – 150 Па; Δрвхгаз = 50 – 100 Па

Δробщ = 1,2 ∙ Δр = 1,2 ∙720 = 852 Па

Мощность, потребляемая дымососом:

Nд=х ∙ Vп.г.`∙ Δробщ/ηобщ­ , кВт,

а) Nд=1,2 ∙ 10,86 ∙ 852/1000=11,1 кВт,

б) Nд=1,2 ∙ 10,18 ∙ 852/1000=10,4 кВт.

Основные теплотехнические показатели печной установки:

1. Тепловой КПД печи:

ηтепл=[(Qтэк+Qисп)/Qг]∙100%,

а) ηтепл=[(1833 + 37,5)/4488,089] ∙ 100=41,67 %,

б) ηтепл=[(1833,03 + 37,5)/4463,163] ∙ 100=41,91%.

1. Технологическое КПД печи:

ηтех=(Qтех/Qг)∙100%,

а) ηтех=(1833,03/3160,92)∙100=57,99%,

б) ηтех=(1833,03/3453,53)∙100=53,077%.

#

# Заключение.

 В данном курсовом проекте требовалось рассчитать теплотехническую эффективность замены барабанного холодильника на колосниковый. По результатам расчета удельный расход топлива на обжиг 1 кг клинкера до замены составлял 0,108 кг/кгкл, после замены после замены увеличился до 0,118 кг/кгкл. Увеличились потери с избыточным воздухом на 449,86 кДж/кг). Но уменьшились потери с выходящим из холодильника на 87,7. После замены удельный расход условного топлива увеличился на 29 кг.Усл.т/т.Кл.. Уменьшился теплотехнический КПД печи на 4 %.

# Литература

1. Ю.М. Бутт, М. М. Сычёв, В. В. Тимашев «Химическая технология вяжущих материалов» М. Высшая школа 1980
2. Левченко П. В. «Расчет печей и сушил силикатной промышленности» М. Высшая шкала 1968 г.
3. Теплотехнические расчёты тепловых агрегатов в производстве вяжущих материалов Б. 1986