## **Пояснительная записка к комплексному курсовому проекту**

**«»**

#### Исполнитель

#### Руководитель

###### Минск

###### 2000

ВВЕДЕНИЕ

В газотурбинных установках и компрессионных машинах маслоохладители обеспечивают отвод тепла , полученного маслом в подшипниках , редукторных передачах и других элементах . Охлаждение масла производится водой , охлаждаемой в градирнях . В некоторых случаях охлаждение производится проточной водой . Теплообмен между маслом и водой осуществляется в кожухотрубных многоходовых маслоохладителях с кольцевыми или сегментными перегородками между ходами .

В этих аппаратах осуществляется веерное или зигзагообразное течение масла с поперечным обтеканием труб , близким по характеру к обтеканию труб в шахматном пучке . Веерное течение масла осуществляется в маслоохладителях с кольцевыми перегородками , а зигзагообразное – с сегментными . Требуемое число ходов со стороны масла обеспечивается изменением количества перегородок , установленных на пучке труб между трубными досками . В результате значительно уменьшается число креплений труб в трубных досках и снижается трудоемкость изготовления аппарата по сравнению с одноходовой конструкцией . Одновременно с этим снижается эффективность теплообмена в результате перетекания масла из входа в ход через технологические зазоры между перегородками и корпусом и через зазоры около труб пучка .

Со стороны воды маслоохладители выполняются обычно также многоходовыми за счет изменения числа перегородок в крышках , что позволяет регулировать подогрев воды и ее расход без существенного снижения коэффициентов теплоотдачи со стороны воды .[8]

Для охлаждения масла , используемого в подшипниках , редукторных передачах и других элементах компрессорных машин , заводом « Энергомаш « выпускается серия аппаратов типа МА с поверхностью 2;3;5;6;8;16 и 35 м2 . Все охладители имеют вертикальное исполнение и состоят из следующих основных узлов : верхней съемной крышки 1 , трубной системы 2 и корпуса 3 . Вода движется внутри труб и камер , масло – в межтрубном пространстве . Направление движения масла в этих аппаратах создается системой сегментных перегородок или перегородок типа диск-кольцо .[7,стр.32]

**1. СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ МАСЛА**

**В ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКЕ**

На рис. 1 показана принципиальная схема системы маслоснабжения газоперекачивающего турбокомпрессорного агрегата НЗЛ типа ГТК – 10 , предназначенного для установки на перекачивающих станциях газопроводов . Общая вместимость маслосистемы – 13 м3 . В данном агрегате маслобак совмещен с рамой газотурбокомпрессора . Заливка масла в него осуществляется по специальной линии через фильтр тонкой очистки 1 . Из нижней части ( картера ) бака 2 масло пусковым 4 или главным 6 масляным насосом через систему обратных клапанов 5 подается к охладителю 8 и далее через фильтр 3 по напорным линиям на смазывание и охлаждение подшипников турбины и компрессора . Из подшипников масло вновь сливается в нижнюю часть маслобака 2 .

Охлаждение масла в аппарате 8 осуществляется антифризом , не замерзающим при понижении температуры наружного воздуха до –40 0 С . Охлаждение антифриза производится в параллельно включенных аппаратах 10 , имеющих систему воздушного охлаждения . Воздух через эти охладители продувается вентиляторами 11 , приводимыми от электродвигателей . Циркуляция антифриза в системе осуществляется с помощью главного насоса 13 . Насос 14 является резервным . Бачок 12 служит демпфером . В баках 15 и 17 вместимостью по 10 м3 каждый содержатся соответственно антифриз и дистиллят . Насос 16 является вспомогательным и служит для заполнения системы охлаждения антифризом или дистиллятом . В летнее время рабочим телом в системе охлаждения служит дистиллят . В этом случае для обеспечения работоспособности схемы в зимних условиях в ней предусмотрен дополнительный подогреватель 9 .

Охлаждение масла в данном агрегате осуществляется , таким образом , по двухконтурной схеме : в аппарате 8 теплота от масла передается антифризу ( дистилляту ) , от которого она в свою очередь отводится воздухом в охладителях 10 . Применение этой двухконтурной схемы охлаждения масла в данном случае продиктовано двумя причинами : отсутствием в месте установки газотурбокомпрессоров необходимого количества охлаждающей воды ; необходимостью обеспечения ее надежной работы при температурах наружного воздуха ниже 0 0 С , так как с целью снижения стоимости сооружения газоперекачивающих станций часть их оборудования располагается на открытых площадках .[7,стр.14]

**2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА.**

Принимаем схему вертикального маслоохладителя с прямыми трубками и перегородками типа диск-кольцо. Внутри трубок течет охлаждающая вода (пресная), в межтрубном пространстве – трансформаторное масло, омывая трубки снаружи.

Средняя температура масла в маслоохладителе[9, стр.54]:

tм.ср.=0,5\*(tм1+tм2), оС (2.1)

где tм1-температура масла на входе в маслоохладитель, оС;

tм2-температура масла на выходе из маслоохладителя оС;

tм.ср =0,5\*(60+48)=54оС.

Физические свойства при tм.ср.= 54оС: [9, приложение 3]

Срmм=1,876 кДж/(кг оС)



ρм=859,3кг/м3

νм=6,68\*10-6 м2 /с

Prм=101

Количество тепла, которое необходимо отвести охлаждающей водой от масла[9, стр.54]:

Qм=(Gм\*ρм\* Срmм\*(tм1-tм2))/3600, кВт/с (2.2)

где Gм - номинальный расход масла через аппарат, м3/ч;

ρм – плотность масла при tм.ср.= 54оС, кг/м3 ;

Срmм –удельная теплоемкость масла при tм.ср.= 54оС, кг/м3 ;

Qм =(8,4\*859,3\*1,876\*(60-48))/3600=44,3 кВт/с

Физические свойства воды при tв=18 оС: [9, приложение2]

Срmв=4,185 кДж/кг\*оС

ρв=998,5кг/м3

Температура охлаждающей воды при выходе из маслоохладителя:

Qм= Qв

Gм\*ρм\* Срmм\*(tм1-tм2)= Gв\*ρв\* Срmв\*(tв2-tв1) [9, стр.54] (2.3)

tв2=tв1+(Qв\*3600/ (Срmв\* Gв\*ρв)), оС

где tв1-температура воды на входе в маслоохладитель, оС;

Qв – тепловой поток, воспринимаемый охлаждающей водой, кВт/с;

Gв -номинальный расход воды через аппарат, м3/ч;

tв2=18+(44,3\*3600/(4,185\*22\*998,5))=20 оС

Средняя температура воды[9, стр.54]:

tв.ср.=0,5\*( tв1+tв2), оС (2.4)

tв.ср.=0,5\*(18+20)=19оС

Физические параметры воды при tв.ср.= 19 оС: [9, приложение 2]

νв=0,9394\*10-6 м2 /с

Prв=6,5996

λв=0,604 Вт/(м\*К)

ρв=997,45 кг/м3

Среднелогарифмический температурный напор (для противоточной схемы) [7, стр. 104]:

Δtср=((tм1-tв2)-(tм2-tв1))/(ln((tм1-tв2)/(tм2-tв1)))\*εΔt, оС (2.5)

εΔt –поправочный коэффициент, учитывающий особенности принятой схемы движения теплоносителей. Для противоточной схемы εΔt=1; [7, стр. 104]

Δtср =((60-20)-(48-18))/(ln((60-20)/(48-18)))=34 оС

*Определение коэффициента теплопередачи:*

Среднее значение коэффициента теплопередачи **К** (Вт/(м2.К) определяется по уравнению (4.29) [7,стр. 108] :

К=1/((1/αмпр)+(δϕdн/dвнλлат)+(ϕdн/dвнαв)), Вт/(м2\*К) (2.6)

где αм пр-приведенный коэффициент теплоотдачи масла, Вт/(м2\*К);

αв- коэффициент теплоотдачи воды, Вт/(м2\*К);

dн –наружный диаметр трубки,м;

dвн-внутренний диаметр трубки,м;

δ -толщина стенки трубки, м;

λлат.- коэффициент теплопроводности латуни, Вт/(м\*К);

ϕ- коэффициент оребрения (ϕ=2,26)

Задаемся температурами стенок со стороны воды и со стороны масла:

tст.в.=25 оС

tст.м.=40 оС

Задаемся скоростями воды и масла:

wв=1 м/с

wм=0,5 м/с

Значение приведенного коэффициента теплоотдачи αм пр [Вт/(м2\*К)] от масла в пучке трубок с поперечным или близким к нему характером омывания определяется соотношением [7,стр.109]:

αм пр=αмηо, (2.7)

где αм-среднее значение коэффициента теплоотдачи, Вт/(м2\*К);

ηо-поправочный коэффициент (ηо=0,95-0,98)

Для вычисления αм воспользуемся формулой (4.31) [7,стр. 109]:

αм=0,354(λм /δ)\*Re0,6\*Prм0,33\*(Prм/Prw)0,18, Вт/( м2\*К)(2.8)

где λм - коэффициент теплопроводности масла при tм.ср.= 54 оС, Вт/(м\*К);

Prf –число Прандтля для масла при tм.ср.= 54 оС;

Prw - число Прандтля для масла при tст.м.=40 оС;

δ-расстояние между внешними образующими трубок,м;

Reм- критерий Рейнольдса для масла. Он определяется следующим образом:

Reм=(wм\*δ/νм) (2.9)

где wм –скорость масла, м/с;

νм –вязкость масла tм.ср.= 54оС, м2/с;

Reм=(0,5\*0,003/6,68\*10-6)=224

αм=0,354(0,107/0,003)\*2240,5\*101,720,33\*(101,72/143,56)0,18=673,2 Вт/( м2\*К)

αм пр=673,2\*0,95=639,5 Вт/( м2\*К)

Определяем режим движения воды в трубках. Критерий Рейнольдса для охлаждающей воды [9,стр.55]:

Reв=(wв\*dвн/νв) (2.10)

где wв –скорость воды,м/с;

dвн –внутренний диаметр трубки,м;

νв –коэффициент кинематической вязкости, м2 /с;

Reв=(1\*0,011/(1,006\*10-6))=11000

У нас турбулентный режим течения жидкости, т.к. Reв= 11000>5\*103. При таком режиме среднее значение αв определяется по формуле[7,стр 114]:

αв=0,021\*(λв/ dвн)\* Reв0,8\* Prf0,43\*( Prf/ Prw)0,25, Вт/( м2\*К) (2.11)

λв –коэффициент теплопроводности воды при tв.ср.= 19оС;

Prf –число Прандтля для воды при tв.ср.= 19 оС;

Prw - число Прандтля для воды при tст.в.=25 оС;

αв=0,021\*(0,58/0,011)\* 110000,8\* 7,020,43\*( 7,02/ 6,32)0,25=4460 Вт/( м2\*К)

Плотность теплового потока внутри трубок qв[9,стр. 56]:

qв=αв\*( tст.в.- tв.ср), Вт/м2 (2.12)

qв=4460 \*( 25- 19)=13380 Вт/м2

к=1/((1/639,5)+(0,0015\*2,26\*0,014/104,5\*0,011)+(2,26\*0,014/4460\*0,011))==420 Вт/( м2\*К)

Поверхность охлаждения маслоохладителя расчитывается [9,стр. 56]:

F′=Q/(k\*ΔTср), м2 (2.13)

Q - количество охлаждаемого водой тепла, Вт;

ΔTср - среднелогарифмический температурный напор, оС;

k – коэффициент теплопередачи, Вт/( м2\*К);

F′=44300/(420\*34)=3,1 м2

Удельная плотность теплового потока[7,стр. 108]:

q=Q/F′, Вт/( м2\*К) (2.14)

q=44300/3,1=14290 Вт/( м2\*К);

С другой стороны это можно выразить следующим образом [9,стр.55]:

q=αм\*Δtм=461\*Δtм (2.15)

Следовательно: Δtм=q/αм=14290/640=21,3 оС

Из рис.2.1 видно что tст.м.=tм.ср.- Δtм=54-21,3=32,7 оС

Т.к. q=q1=q1=…=qn, то

q=αв\*Δtв=4460\*Δtв

Δtв=q/αв=14290/4460=3,2 оС

tст.в.=tв.ср.+Δtв=19+3,2=22,2 оС

По результатам расчета принимаем температуру стенки со стороны воды tст.в.= 22,2 оС и температуру стенки со стороны масла tст.м.=32,7 оС.

Рис.2.1 График изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при противотоке.

Теперь пересчитываем площадь поверхности охлаждения относительно найденных температур стенок:

Prв(при tст.в.= 22,2 оС)=6,32

αв=0,021\*(0,58/0,011)\* 110000,8\* 7,020,43\*( 7,02/6,78)0,25=4263,5 Вт/( м2\*К)

qв=4263,5 \*( 22,2- 19)=13643 Вт/м2

Prм(при tст.м.= 32,7оС)=132,8

αм=0,354(0,107/0,003)\*2240,5\*101,720,33\*(101,72/132,8)0,18=695,3 Вт/( м2\*К)

αм пр=695,3\*0,95=660,5 Вт/( м2\*К)

q=660,5\*(54-32,7)=14069,4 Вт/м2

к=1/((1/660,5)+(0,0015\*2,26\*0,014/104,5\*0,011)+(2,26\*0,014/4263,5\*0,011))=

=412 Вт/( м2\*К)

F′=44300/412\*34=3,16 м2

Поверхность охлаждения с учетом загрязнения[9,стр.56]:

F=1,1\*F′, м2 (2.16)

F=1,1\*3,16=3,47 м2

Далее проводим аналогичный расчет для разных скоростей воды и масла, для того, чтобы выбрать оптимальную площадь поверхности охлаждения и оптимальные скорости воды и масла. Варианты расчетных скоростей и результаты вычислений приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Зависимость поверхности охлаждения маслоохлодителя от скоростей воды и масла .

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| wв, м/с | 0,7 | 1 | 1,3 | 1,5 |
| wм, м/с | 0,3 | 0,5 | 0,7 | 0,9 |
| Reв | 29806 | 14903 | 19374 | 22354 |
| αв, Вт/( м2\*К) | 7833 | 4493,3 | 5549,7 | 6222,7 |
| qв, Вт/ м2 | 18799,5 | 10784 | 13319,2 | 14934,4 |
| Reм | 11,8 | 19,7 | 27,6 | 35,5 |
| αм, Вт/( м2\*К) | 321,5 | 412 | 492 | 557,8 |
| qм, Вт/ м2 | 7779,4 | 9969,8 | 11904 | 13498 |
| к, Вт/( м2\*К) | 308,6 | 384,6 | 456,6 | 507,6 |
| F′, м2 | 9,24 | 7,4 | 6,3 | 5,6 |
| F, м2 | 8,4 | 6,7 | 5,7 | 5,1 |

Выбираем вариант с площадью поверхности охлаждения F=3,47м2 и скоростями воды и масла wв=1 м/с и wм=0,5м/с.

**3. КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ.**

***3.1 Определение количества трубок и способа их размещения.***

Конструктивный расчет кожухотрубных теплообменников состоит в определении количества трубок и способа их размещения, нахождении внутреннего диаметра корпуса и числа ходов в трубном и межтрубном пространстве.

В основу расчета положены исходные и результаты теплового расчета, приведенные выше.

Общая длина трубы в расчете на одноходовой пучок, м[6,стр.26]:

L=900\*F′\*dвн\*wв\*ρв/Gв (3.1.1)

F′- поверхность теплообмена, м2;

dвн – внутренний диаметр трубы,м;

wв – скорость теплоносителя (в нашем случае это скорость воды, т.к. она течет внутри трубок), м/с;

ρв – плотность воды, кг/ м3;

Gв – часовой расход воды, кг/ч;

L=900\*3,16\*0,014\*1\*997,45/10008=9,3м

Рабочая длина трубы в одном ходу,м:

L’=L/Zв, м

L – общая длина трубы,м;

Zв – число ходов по воде; (3.1.2) [6,стр26]

Определяем число ходов по воде. Для этого рассчитаем несколько вариантов и выберем оптимальный.

Zв=2 L’=9,3/2=4,65 м

Zв=4 L’=9,3/4=2,325 м

Zв=6 L’=9,3/6=1,55 м

Выбираем Zв=4 и L’=2,325 м.

Число трубок одного хода в трубном пространстве, шт.:

No=(4\*Gв)/(3600\*π\*dвн2\*ρв\*wв ) (3.1.3) [6,стр27]

Gв – массовый расход воды в трубном пространстве, кг/ч;

dвн – внутренний диаметр трубок, м;

ρв – плотность воды, кг/м3;

wв – скорость воды,м/с;

No=(4\*10008)/(3600\*3,14\* (0,014)2\*997,45\*1)=18 шт

Общее количество трубок, шт;

N=No\*Zв,шт (3.1.4) [6,стр27]

No - число труб одного хода в трубном пространстве, шт;

Zв – число ходов воды в трубном пространстве;

N=18\*4=72

Шаг труб в пучке t (расстояние между центрами трубок) принимают из условий прочности:

t=(1,3…1,.5)\*dн, м (3.1.5) [6,стр27]

dн – наружный диаметр трубок,м;

t=1,3\*0,016=0,02м

Выбираем концентрическое размещение труб из условий максимальной компактности, удобства разметки трубных досок и монтажа пучка труб. [6,стр27]

3.2 Внутренний диаметр корпуса теплообменника.

Для многоходовых теплообменников внутренний диаметр корпуса определяется:

D=1,1\*t\*(N/η)0,5,м (3.2.1) [6,стр28]

t – щаг труб в пучке,м;

N – общее количество труб,шт;

η - коэффициент заполнения трубной решетки (принимается 0,6-0,8);

D=1,1\*0,02\*(72/0,7)0,5=0,223м

3.3 Конструкция и размеры межтрубного пространства.

Для повышения скорости теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубных теплообменников используются поперечные перегородки. В нашем случае это перегородки типа диск-кольцо. [6,стр28]

Площадь межтрубного пространства,:

Sмтр=S1=S2=S3=Gм/(3600\*ρм\*wм), м2 (3.3.1) [6,стр29]

S1 – площадь кольцевого зазора между корпусом и диском, м2;

S2 – площадь в вертикальном сечении между кольцевыми и дисковыми перегородками, м2;

S3 – проходное сечение для теплоносителя в кольце, м2;

Gм – массовый расход теплоносителя (в данном случае это масло, т.к. оно течет в межтрубном пространстве) ,кг/ч;

ρм – плотность масла, кг/м3;

wм – скорость масла в межтрубном пространстве, м/с;

Sмтр=10008/(3600\*859,3\*0,5)=0,0065 м2

Площадь кольцевого зазора между корпусом и диском:

S1=(π/4)\*[( D2- D22)-N\*dн2], м2 (3.3.2) [6,стр28]

D – внутренний диаметр корпуса, м;

D2 – диаметр дисковой перегородки, м;

N – число труб, шт;

dн –наружный диаметр трубки, м;

D2=[(π\*( D2- N\*dн2)-4\*S1)/ π]0,5,м

D2=[(3,14\*( 0,2232- 72\*(0,016)2)-4\*0,0065)/3,14]0,5=0,152м

Проходное сечение для теплоносителя в кольце:

S3=(π\* D12/4)\*[1-0,91\*η\*(dн/t)2], м2 (3.3.3) [6,стр29]

D1 – диаметр кольцевой перегородки, м;

η - коэффициент заполнения трубной решетки (принимается 0,6-0,8);

dн –наружный диаметр трубки, м;

t – щаг труб в пучке,м;

D1=[4\*S3/((1-0,91\*η\*(dн/t)2)\* π)] 0,5,м

D1=[4\*0,0065/((1-0,91\*0,7\*(0,016/0,02)2)\*3,14)] 0,5=0,014м

Площадь в вертикальном сечении между кольцевыми и дисковыми перегородками:

S2=π\*Do\*h\*(1-(dн/t)),м2 (3.3.4) [6,стр28]

Do – средний диаметр, м;

Do=0,5\*(D1+D2)=0,083м

h – расстояние между перегородками, м;

dн –наружный диаметр трубки, м;

t – щаг труб в пучке,м;

h=S2/[π\*Do\*(1-(dн/t))], м

h=0,0065/[3,14\*0,083\*(1-(0,016/0,02))]=0,1244 м

Число ходов масла в межтрубном пространстве:

Zм=L’/h

L’ – рабочая длина трубы в одном ходу, м:

h – расстояние между перегородками, м;

Zм=2,325/0,1244=18

Число перегородок в межтрубном пространстве равно Zм-1=18-1=17

3.4 Определение диаметра патрубков.

Диаметр патрубков dn зависит от расхода и скорости теплоносителя и определяется из соотношения:

(π/dn2)=(G/(3600\*ρ\*wn)) (3.4.1) [6,стр31]

G – расход теплоносителя, кг/ч;

ρ - плотность теплоносителя, кг/м3;

wn – скорость теплоносителя, м/с.

dn=[(4\*G)/( π\*3600\*ρ\*wn)]0,5,м

Скорости в патрубках обычно принимаются несколько большими, чем в аппарате. Мы принимаем:

wв=2,5м/с

wм=1м/с

Т.о. диаметр патрубков для воды:

dnв=[(4\*10008)/( 3,14\*3600\*997,45\*2,5)]0,5=0,0014м,

для масла:

dnм=[(4\*3,6)/( 3,14\*859,3\*1)]0,5=0,0053м,

4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.

Задачей гидравлического расчета является определение величины потери давления теплоносителей при их движении через теплообменные аппараты. Падение давления ΔРто в теплообменниках при прохождении теплоносителя по трубам и в межтрубном пространстве складывается из потерь на сопротивление трению и на местные сопротивления, Па:

ΔРто=ΔРтр+ΔРмс=[(λ\*L’\* w2)/(dэ\*2)]\*ρ+∑ζ\*( (w2\*ρ)/2), Па

(4.1.1) [6,стр32]

λ - коэффициент гидравлического трения ( для латунных труб λ=0,02);

L’ – рабочая длина трубы в одном ходу, м;

w – средняя скорость движения теплоносителя на данном участке, м/с;

dэ – эквивалентный диаметр сечения канала, равный 4\*f/Sсм;

f – площадь сечения прохода теплоносителя, м2;

f=Sмтр=0,0065 м2 ;

Sсм – смоченный периметр прохода теплоносителя, м;

Sсм=π\*D;

D – внутренний диаметр корпуса теплообменника, м;

Sсм=3,14\*0,223=0,7м;

dэ=4\*0,0065/0,7=0,037м

ρ - плотность теплоносителя, кг/м3;

∑ζ - сумма коэффициентов местных сопротивлений. Ихзначения мы берем из таблицы (табл.1,[9]);

Для воды мы учитываем коэффициенты, приведенные в таблице 4.1.

Таблица 4.1.

Значения коэффициентов местных сопротивлений.

|  |  |
| --- | --- |
| Местное сопротивление | Коэффициент |
| Входная или выходная камера(удар и поворот) | 1,5 |
| Поворот на 1800 внутри камеры при переходе из одного пучка трубок в другой | 2,5 |
| Вход в трубное пространство и выход из него | 1 |

Таким образом, сумма коэффициентов местных сопротивлений для воды:

∑ζв=1,5\*2+2,5\*3+1\*2=12,5

ΔРтов=ΔРтр+ΔРмс=[(0,02\*2,325\*12)/(0,037\*2)]\*997,45+[12,5\*((12\*997,45)/2)]=

=6861 Па

Располагаемый перепад давлений, создаваемый насосом:

ΔРр=ΔРто+ΔРтр,Па

ΔРтр=[(λ\*L’\* w2)/(dэ\*2)]\*ρ=[(0,02\*2,235\*12)/(0,037\*2)]\*997,45=626,8 Па

ΔРрв=6861+626,8=7478,7 Па

Соответствующее значение температурного напора:

Нр=ΔРр/(ρ\*g), м (4.1.2) [6,стр34]

ΔРр - располагаемый перепад давлений, создаваемый насосом, Па;

ρ - плотность теплоносителя, кг/м3;

g – ускорение свободного падения, м2/с;

Нрв=7487,7/(997,45\*9,8)=0,77 м

Мощность N, кВт на валу насоса:

N=(G\*ΔРр)/(1000\*ρ\*ηн), кВт (4.1.3) [6,стр34]

G – расход рабочей среды, кг/с;

ΔРр - располагаемый перепад давлений, создаваемый насосом, Па;

ρ - плотность теплоносителя, кг/м3;

ηн – КПД насоса;

Nв=(2,78\*7487,7)/(1000\*997,45\*0,7)=0,03 кВт

Далее делаем аналогичный расчет для масла.

λ=0,02+(1,7/Re 0,5)

λ=0,02+(1,7/19,70,5)=0,4

Для масла учитываем коэффициенты, приведенные в таблице 4.2.

Таблица 4.2.

Значения коэффициентов местных сопротивлений.

|  |  |
| --- | --- |
| Местное сопротивление | Коэффициент |
| Входная или выходная камера(удар и поворот) | 1,5 |
| Поворот на 1800 через перегородку в межтрубном пространстве | 1,5 |
| Вход в межтрубное пространство | 1,5 |
| Задвижка нормальная | 0,5-1,0 |

Таким образом, сумма коэффициентов местных сопротивлений для масла:

∑ζм=1,5\*2+1,5\*17+1,2\*2+0,7\*2=32,9

ΔРтом=ΔРтр+ΔРмс=[(0,4\*0,325\*0,52)/(0,037\*2)]\*859,3+[32,9\*((0,52\*859,3)/2)]=

=6233,7 Па

Располагаемый перепад давлений, создаваемый насосом:

ΔРтрм= (0,4\*0,325\*0,52)/(0,037\*2)]\*859,3=2699,8Па

ΔРрм=6233,7+2699,8=8933,5 Па

Соответствующее значение температурного напора:

Нрм=8933,5/(859,3\*9,8)=1,06 м

Мощность N, кВт на валу насоса:

Nм=(3,6\*8933,5)/(1000\*859,3\*0,7)=0,053 кВт