**Содержание**

1 Введение

2 Задание кафедры

3. Выбор материалов

3.1 Расчет элементов корпуса аппарата

3.2 Подбор и расчет привода

3.3 Расчет уплотнения

3.4 Расчет элементов механического перемешивающего устройства

3.5 Подбор подшипников качения

3.6 Подбор муфты

3.7 Расчет мешалки

3.7.1 Расчет шпонки на смятие

3.8 Расчет опор-лап аппарата

3.9 Подбор штуцеров и люка

4. Заключение

5. Список использованных источников

**1. Введение**

Аппараты с перемешивающими устройствами широко используются при проведении основных технологических процессов в химической и биохимической промышленности. На практике наибольшее распространение получил механический метод перемешивания жидких сред в аппарате, состоящем из корпуса и перемешивающего устройства. Отраслевыми стандартами Минхимнефтемаша установлены конструкции и параметры специальных составных частей аппаратов мешалки, что позволяет осуществить компоновку аппарата из типовых элементов (корпуса, мешалки, уплотнения вала, привода перемешивающего устройства по ОСТ 26-01-1205-95 в соответствии с частотой вращения мешалки, номинальным давлением в корпусе аппарата. Одновременно устанавливается тип уплотнения для вала мешалки: сальниковое или торцевое. Необходимо учитывать, что приводы типа 1 и 3 с концевой опорой в аппарате для вала мешалки не надежны в эксплуатации при воздействии абразивной или коррозионной активной среды на вал и вкладыши подшипника. Типоразмер мотор-редуктора выбирается в соответствии с заданной частотой вращения вала мешалки и потребляемой мощности электродвигателя. В аппаратах всех типов могут применяться внутренние теплообменные устройства – змеевик, либо непосредственный обогрев рабочей среды подачей горячего пара.

**2. Задание кафедры: произвести расчет и конструирование химического реакционного аппарата**

Номер варианта 2

Номинальный объем *V*, *м3* 1

Внутренний диаметр *D*, *мм* 1000

Исполнение корпуса 01

Параметры мешалки

Шифр 23

Диаметр *dм*, *мм* 200

Частота вращения *n*, *мин-1* 630

Потребляемая мощность *N*, *кВт* 2,4

Давление в корпусе

Избыточное *Ри*, *МПа* 0,85

Остаточное *Ро*, *МПа* 0,02

Давление в рубашке, избыточное *Рруб*, *МПа* 0,35

Уровень жидкости в корпусе  1,0

Параметры среды

Наименование KOH

Температура *t*, *оС* 100

Плотность 1280

**2.1 Выбор материала**

Материалы, выбранные для деталей и сборочных единиц, должны обеспечить надежность аппарата и мешалки в работе и экономичность в изготовлении.

При выборе материала необходимо учитывать рабочую температуры в аппарате, давление и коррозионную активность рабочей среды. Учитывая эти условия, выбираем материал:

* Для корпуса – Сталь X18H10T

**3. Расчетная часть**

Расчетная часть курсового проекта включает в себя проверочные расчеты составных частей аппарата с мешалкой по главным критериям работоспособности (прочность, устойчивость, термостойкость, коррозионная стойкость и т.д.).

**3.1 Расчет геометрических частей аппарата**

Расчет обечаек, днищ, крышек корпуса аппарата на прочность и устойчивость под действием внутреннего и наружного давления с учетом термостойкости и коррозионной стойкости материалов выполняется в соответствии с ГОСТ 14249-80.

Определение расчетного давления в аппарате.

Расчетное давление – давление, при котором производится расчет на прочность и устойчивость элементов корпуса аппарата. По стандарту за рабочее давление принимается внутреннее давление среды в аппарате. Расчетное давление – это рабочее давление в аппарате без учета кратковременного повышения давления при срабатывании предохранительных устройств.



,

где *Ризб* – избыточное давление среды. Задается условиями технологического процесса.

 - гидростатическое давление;

*ρ* – плотность жидкой среды, .

.

*g*=9,8  - ускорение свободного падения.

*Нж* – высота столба жидкости.



*Ргидр* учитывается, если оно превышает 5% от давления .

 - не учитывается.

Расчетное внутреннее давление

.

Расчет наружного давления, для проверки стенок корпуса на устойчивость.

Для элементов находящихся под рубашкой:

,

где *Ра* – атмосферное давление, *Ра*=0,1*МПа*.

*Ро* – остаточное давление. *Ро*=0,02*МПа*.

*Рруб* – избыточное давление в рубашке. *Рруб*=0,35*МПа*.



Определяем допускаемое напряжение для выбранного материала

,

где  - допускаемое напряжение

 - поправочный коэффициент, учитывающий взрывоопасность среды ;

 - нормативное допускаемое напряжение .



Поправка на коррозию

,

где *П* – скорость коррозии в рабочей среде. *П*=0,1 ;

 - срок службы аппарата.  

Расчет оболочек, нагруженных внутренним давлением

Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки

,

где *D* – внутренний диаметр корпуса;

 - расчетное давление;

 - допускаемое напряжение;

 - коэффициент прочности продольного сварного шва обечайки, для стыковых и тавровых швов с двусторонним проваром и выполненных автоматической сваркой: 

C – поправка на коррозию;

*С*0 – прибавка для округления до стандартного значения.



Расчет эллиптической крышки и элиптического днища.





Расчет оболочек, нагруженных наружным давлением.

Определяем предварительно толщину стенки цилиндрической обечайки.







*nу* = 2.4 – коэффициент запаса устойчивости в рабочем состоянии;

*Е* = 1.91∙105 *МПа* – модуль продольной расчетной упругости для материала обечайки при расчетной температуре;

*L* – длина гладкой обечайки;

*D* – внутренний диаметр аппарата;

*L* = *H*2 – *H*6 = 775 –325 = 450 *мм*





*K*2 определяем по номограмме в учебнике Лощинского .

*K*2 = 0.6



Проверяем допускаемое наружное давление.



Допускаемое давление из условия прочности:



Вспомогательный коэффициент:



Допускаемое давление из условия устойчивости:



Определяем допускаемое наружное давление:



Условие выполняется если 

0.43*МПа* < 0,551 *МПа* – условие выполняется.

**3.2 Подбор и расчет привода**

Определение мощности потребляемой приводом

,

где *Nэл.дв*. – мощность, потребляемая приводом, *кВт*;

Nвых. – мощность, потребляемая на перемешивании, кВт;

 - К.П.Д. подшипников, в которых крепится вал мешалки, 

 - К.П.Д., учитывающий потери в компенсирующих муфтах, 

 - К.П.Д. механической части привода, 

 - К.П.Д., учитывающий потери мощности в уплотнении, 



Выбираем стандартный по мощности двигатель. Для двигателя полученной мощности по таблице рекомендован привод типа4, Исполнение привода – 1 Номинальное давление в аппарате – 1,6 *МПа*.

Определение расчетного крутящего момента на валу:

,

где *kд* – коэффициент динамической нагрузки для турбинных мешалок *kд*=1,2



Определение диаметра вала.

Размер привода выбирается по диаметру вала

,

где [*τкр*] – допускаемое напряжение при кручении, *МПа*.

[*τкр*]=20 *МПа*.



*dстанд.* = 50 *мм* по ОСТ 26-01-1225-75.

Стандартный привод по условиям работы подшипников и наиболее слабых элементов конструкции рассчитан на определенное допустимое осевое усилие [*F*], которое для привода типа 4, исполнения 1, габарита 1 равно вверх 2500, вниз 2500. Действующее осевое усилие на вал привода аппарата определяется по формуле:



где *d* – диаметр вала в зоне уплотнения;

*Аупл* – дополнительная площадь уплотнения, *м*;

*G* – масса части привода;

*Fм* – осевая составляющая сила взаимодействия мешалки с рабочей средой.

*G*=(*mв* + *mмеш* + *mмуф*)∙*g*



где *mв* – масса вала;

*mмеш* – масса мешалки, *mмеш* = 1.5*кг*.

*mмуф* – масса муфты, *mмуф* = 15,8 *кг*.

*Lв* – длина вала;

*ρ* – плотность стали, .





*Lв* = 1100+620+350+30–200=1900 *мм*.



*G* = (29.27+ 1.5 +15,8)∙9,81 = 456.858 *H*.

Осевая составляющая сила взаимодействия мешалки с рабочей средой находится по следующей формуле:







Сравниваем полученные значения сил *Fвверх* и *Fвниз* с допустимой нагрузкой [*F*]:

2258,488 *H* < 2500 *H*

-244.167*H* < 2500 *H*.

Эскиз привод представлен на рисунке 2.

Торцевое уплотнение

Основные размеры:

d=50 мм H=260 мм

D=270 H1=220 мм

D1=240мм h=60 мм

D2=155 мм d1=12 мм

D3=235 мм m=50 кг

**3.4 Расчет элементов механического перемешивающего устройства**

Расчет вала перемешивающего устройства на виброустойчивость

Должно выполняться условие: ,

где *ω*1 – первая критическая угловая скорость вала, 

*ω* – угловая скорость вала, 





 - расчетная длина вала, м;

Относительная масса вала:



*Е* = 1,91∙105 – модуль упругости для материала вала;

*I* – момент инерции поперечного сечения вала, *м*4; 

*α* – корень частного уравнения, определяется по графикам.







.

Следовательно 





0.7∙82.667= 57.867

57.867 < 65.94 – условие выполняется.

Расчет вала на прочность

Проведем расчет вала на кручение и изгиб.

Напряжение от крутящего и изгибающего моментов определяются соответственно по формулам:

;

.

Расчетный изгибающий момент *М* от действия приведенной центробежной силы *F*ц определяется в зависимости от расчетной схемы вала



*m*пр – приведенная сосредоточенная масса вала, кг;

*r* – радиус вращения центра тяжести приведённой массы вала.



*q* – коэффициент приведения массы к сосредоточенной массе.





,

где  - эксцентриситет массы перемешивающего устройства с учетом биения вала, *м*;

 - эксцентриситет центра массы перемешивающего устройства, *м*;

*σ* – допускаемое биение вала; .







Найдем реакции в опорах:

:





:





*R*A

*R*B

*F*ц

0,350

1,550

*Т’*

*M*B = 279,241 *H∙м*

*T* = 51.539*H∙м*

*M*, *H∙м*

*Т*, *H∙м*

Рисунок 4. Эпюры крутящего и изгибающего моментов на валу

Проверка:

-*R*A + *R*B – *F*ц = 0

-650.861+ 797,83– 146,969= 0

*M*A = 0

*M*B = *l*2∙*R*B = 0.35∙797,83 = 279,241 *H∙м*

;

.





22,7 *МПа* <125,1 *МПа* – условие выполняется.

Расчет вала на жесткость

Расчет вала на жесткость заключается в определении допускаемой величины прогиба. Производится из следующего условия:

*Jmax*. ≤ [*J*] ,

где [*J*] – допускаемый прогиб вала, в том месте, где вал входит в аппарат (в уплотнение), мм; [*J*] = 0,1 *мм*;

,

где *I* – осевой момент инерции сечения вала, *м 4*;





*l*2 = 350 *мм*

*l*1 = 1550*мм*



 - условие выполняется.

Определим угол поворота в сферическом подшипнике:

,

При этом необходимо, чтобы выполнялось условие *θВ* ≤ [*θ*], где наибольший допускаемый угол поворота для радиальных сферических шарикоподшипников [*θ*] = 0,05 *рад*.



 - условие выполняется.

**3.5 Расчет подшипников качения**

A

B





*Fц*

*Fa*

Рисунок 6. Расположение подшипников на валу

Опора А: Выбираем шарикоподшипники радиально-упорные лекгой серии тип 209.

Диаметр 45 *мм*;

;







Следовательно: *x* = 1, *y* = 0.92

*kT* = 1.0 (до 125*оС*),

*kσ* = 1.3 – коэффициент безопасности.

= ,





; ;

*r* = 3 (для шариковых подшипников)



 - условие выполняется.

Опора В. Выбираем подшипник шариковый радиальный сферический двухрядный (ГОСТ 28428-90) лекгой серии, типа 1210.

*Cr* = 22,8 *кН*.







 - условие выполняется.

Эскиз расположения подшипников на валу представлен на рисунке 7

**3.6 Подбор муфты**

Муфта – устройство, служащее для соединения валов между собой или с деталями, свободно насаженными на валы, с целью передачи вращающего момента.

Фланцевая муфта.

*d* = 50 *мм*; n=6

D=190 *мм*; L=110*мм*

D1=150 *мм*; l=22*мм*

*d*0 = 90 *мм*; *l1*=26 *мм*;

*d*1 = 110 *мм*;

*d*2 = 90 *мм*; *b* =5 *мм*;

*d*3 = 80 *мм*; *l2*= 22*мм*;

*d*б = М12; *m* = 15,8 *кг*.

Эскиз муфты представлен на рисунке 8.

**3.7 Расчет мешалки**

Определение расстояния от оси до точки приложения равнодействующей сил, действующих на лопасти:

,

где *R* – радиус лопасти; 

*r* – радиус ступицы; *r* = 22,5 *мм*.

;

Определяем значение равнодействующей силы

,

где *T’* – крутящий момент на валу;

*z* = 6 – количество лопастей турбинной мешалки;



Изгибающий момент у основания лопасти:

.

Из условия прочности необходимый момент сопротивления лопасти

,



Фактический момент сопротивления поперечного сечения лопасти в месте присоединения её к ступице:



;

 - условие выполняется.

Расчетная толщина лопасти:



Эскиз мешалки представлен на рисунке 9.

*3.7.1 Расчет шпонки на смятие*

Выбираем шпонку по ГОСТ 23360-78







Проверим на смятие

*d*вала = 50*мм* – диаметр под ступицу.





Условие прочности:





**3.8 Расчет опор-лап аппарата**

Размер опоры-лап выбирается в зависимости от внутреннего диаметра корпуса аппарата в соответствии с ГОСТ 26-665-72.

Выбираем типоразмер опоры и определяем допускаемую нагрузку на опору:

Тип 1 Исполнение 2.

*a* = 210 *мм*; *h* = 345*мм*; *d*0 = 35 *мм*;

*a*1 = 250 *мм*; *h*1 = 24 *мм*; *d*1 = M30*мм*;

*a*2 = 150 *мм*; *l* = 120 *мм*; *f* = 60 *мм*;

*b* = 230 *мм*; *S*1 = 12 *мм*; *m* = 14 кг;

*b*1 = 170 *мм*; *k* = 35 *мм*; прокладной лист:

*b*2 = 160 *мм*; *k*1 = 60 *мм*;

*c* = 40 *мм*; *R* = 1100 *мм*; 

*c*1 = 120 *мм*; *r* = 30 *мм*;

Выбираем типоразмер опоры-стойки и определяем допускаемую нагрузку на опору-стойку:

Тип 3.Исполнение2.

*a=*280 *c=*40 *K1=*150

*a1=*230 *c1=*120 *r=*20

*a2=*150 *h=*490 *d0=*35

*b=*200 *h1=*24 *d1=*M30

*b1=*170 *l=*120 *m=*27,6кг

*b2=*160 *S1=*14 *[G]=*63000 Н

*b3=*280 *K=*15

Основная величина для расчета нагрузки на одну опору:



где *G*мах – максимальный вес аппарата, включающий вес аппарата, футеровки, термоизоляции, различных конструкций, опирающихся на корпус аппарата, максимальный вес продуктов, заполняющих аппарат или массу воды при испытании.

,

где ;

















 



Расчет опоры-лапы

*n* = 4 – количество опор-лап.

 - условие выполняется.

2. Определяем фактическую площадь подошвы прокладочного листа опор;

,

где *a*2, *b*2 – размеры подкладного листа;

3. Определяем требуемую площадь подошвы подкладного листа из условия прочности бетона фундамента:



где  - допускаемое удельное давление для бетона марки 200.

 - условие выполняется.

4. Проверим вертикальные ребра опор на сжатие и устойчивость.

Напряжение сжатия в ребре продольном изгибе:

,

где 2.24 – поправка на действие неучтенных факторов.

*k*1 – коэффициент, определяемый по графику в зависимости от гибкости ребра *λ*

,

где  - гипотенуза ребра для опоры-лапы.



. Следовательно *k*1 = 0.6

*z*p = 2 – число ребер в опоре;

*S*1 = 12 *мм* – толщина ребра;

*b* = 230*мм* – вылет ребра;

 - допускаемое напряжение для ребер опоры

*k*2 – коэффициент уменьшения допускаемых напряжений при продольном изгибе *k*2=0.6;



 - условие выполняется.

5. Проверим на срез прочности угловых швов, соединяющих ребра с корпусом аппарата:





 - общая длина шва при сварке;



 - условие выполняется.

Эскиз опор-лап представлен на рисунке 10

Расчет фланцевого соединения

1) Расчетная температура

C

C

2) Допускаемое напряжение

материал для шпилек Ст 20. 

3) толщина втулки фланца 

4) высота втулки фланца



5) диаметр шпилечной окружности для плоско приварных



6) наружный диаметр фланцев



а=40,конструктивная добавка для размещения гаек по диаметру фланцев

7) наружный диаметр прокладки



е- нормативный параметр, зависящий от типа прокладки

8) средний диаметр прокладки



в- ширина прокладки

9) количество шпилек необходимых для обеспечения герметичности соединения





**3.9 Подбор штуцеров и люка**

Подбор штуцеров и люков осуществляется в соответствии с внутренним диаметром корпуса аппарата *D*вн = 1000*мм*.

Основные условные диаметры штуцеров для корпусов с эллиптической крышкой по ОСТ 26-01-1246-75 представлены на эскизе штуцеров (рисунок 11).

В соответствии с внутренним диаметром аппарата выбираем люк с эллиптической крышкой и откидными болтами.

Основные размеры представлены на эскизе люка (рисунок 12).

**Заключение**

Основной целью проекта являлась разработка документации, чертежей для сооружения аппарата. При этом необходимым условием было учесть экономическую сторону проектирования, то есть экономию конструкционного материала: уменьшение массы элементов аппарата без ущерба их надежности и безопасности при эксплуатации.

После выбора конструктивного материала составляется расчетная схема аппарата с мешалкой, определили его габаритные размеры и произвели расчет по основным критериям работоспособности. Расчет производится на самые необходимые условия, возможные при эксплуатации.

Общий вид аппарата представлен на чертеже. Чертеж основных узлов выполняется на форматах меньшего размера. Спецификация составляется для чертежа общего вида и чертежа сборочных единиц.

В записке приведены основные размеры элементов химического аппарата. Конструирование химического оборудования необходимо производить с меньшим использованием стандартных узлов и деталей, простых в изготовлении и хорошо зарекомендовавших себя в процессе эксплуатации.

**Список использованных источников**

1. Дунаев П.Ф., Лёликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М: Высшая школа, 1985.

2. Генкин А.Э. Оборудование химических заводов. – М: Высшая школа, 1986.

3. Лащинский А.А., Толчинский А.Р. Основы коструирования и расчёта химической аппаратуры. Справочник - : Машиностроение, 1970.

4. Расчёт и конструирование аппаратов с перемешивающими устройствами: Методические указания к курсовому проекту по прикладной механике /Сост. В.Л. Хлёсткина - Уфа, 1988.

5. Материалы, типы приводов, муфты, люки: Справочные таблицы / сост. В.Л Хлёсткина – Уфа, 1991.

6. Уплотнения валов и мешалки химических аппаратов: Справочные таблицы / сост. В.Л Хлёсткина – Уфа, 1885.

7. Фланцевые соединения: Методические указания / сост. В.Л Хлёсткина – Уфа, 1991.

8. Расчёт опор мешалки и корпуса химических аппаратов: Методические указания и справочные таблицы / сост. В.Л Хлёсткина – Уфа, 1999.

9. ОСТ 26-665-75 Опоры (лапы, стойки) вертикальных аппаратов. Типы, конструкции и размеры. СССР, 1973.

10. Расчёт и конструирование машин и аппаратов химических производств: Примеры и задачи / Под ред. М.Ф Михалёва, 1984.