Министерство образования и науки Украины

Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”

Кафедра “ Двигатели внутреннего сгорания”

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА**

**по курсу “ Топливные системы ДВС ”**

**Тема проекта: “Расчет топливной аппаратуры дизельного двигателя ”**

Выполнил: студент группы xx-xxв

xxxxxx x.x.

Проверил: xxxxx x.x.

Харьков 2005

**ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ**

1 Наименование двигателя 16ЧН25/27

2 Эффективная мощность Ne,кВт 2900

3 Частота вращения коленчатого вала n, мин-1 950

4 Удельный эффективный расход топлива ge , 205

5 Тип топливного насоса высокого давления односекционный

**РЕФЕРАТ**

Курсовой проект содержит листов пояснительной записки с расчетом топливной аппаратуры тепловозного двигателя.

В пояснительной записке приведено рисунков, таблиц,

Ключевые слова: топливная система, топливный насос высокого давления, форсунка, плунжерная пара, плунжер, втулка плунжера, пружина плунжера, кулачковый вал, кулачек, толкатель, пружина форсунки, распылитель, корпус распылителя, игла распылителя, штанга форсунки.

Курсовой проект включает: определение диаметра и хода плунжера, профилирование кулачка, обеспечивающих треугольный характер изменения скорости плунжера, процесс топливоподачи и расчет на прочность.

**СОДЕРЖАНИЕ**

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

РЕФЕРАТ

ВВЕДЕНИЕ

1 ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ

2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА И ХОДА ПЛУНЖЕРА

3 ПРОФИЛИРОВАНИЕ КУЛАЧКА

2.1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОФИЛИРОВАНИЯ

2.2 ПРОФИЛИРОВАНИЕ ПРОФИЛЯ ПРЯМОГО ХОДА

2.3 ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА

4 ПРОЦЕСС ТОПЛИВОПОДАЧИ

3.1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

3.2 РАСЧЕТ НАПОЛНИТЕЛЬНЫХ И ОТСЕЧНЫХ ОТВЕРСТИЙ

* 1. РАСЧЕТ ПЕРВОГО ПЕРИОДА ТОПЛИВОПОДАЧИ
  2. РАСЧЕТ ВТОРОГО ПЕРИОДА ТОПЛИВОПОДАЧИ
  3. РАСЧЕТ ТРЕТЬЕГО ПЕРИОДА ТОПЛИВОПОДАЧИ

РАСЧЕТ ЧЕТВЕРТОГО ПЕРИОДА ТОПЛИВОПОДАЧИ

* 1. РАСЧЕТ ПЯТОГО ПЕРИОДА ТОПЛИВОПОДАЧИ

5 РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ТОПЛИВНОГО НАСОСА

4.1 РАСЧЕТ ПРУЖИНЫ ПЛУНЖЕРА

4.2 РАСЧЕТ КУЛАЧКА ПРИВОДА ПЛУНЖЕРА

4.3 РАСЧЕТ КУЛАЧКОВОГО ВАЛА

4.4 РАСЧЕТ ТОЛКАТЕЛЯ

4.5 РАСЧЕТ ПЛУНЖЕРА

6 РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ФОРСУНКИ

5.1 РАСЧЕТ ПРУЖИНЫ ФОРСУНКИ

5.2 РАСЧЕТ КОРПУСА РАСПЫЛИТЕЛЯ

5.3 РАСЧЕТ ИГЛЫ РАСПЫЛИТЕЛЯ

5.4 РАСЧЕТ СТЕРЖНЯ ШТАНГИ ФОРСУНКИ

ВЫВОДЫ

ЛИТЕРАТУРА

**ВВЕДЕНИЕ**

Топливные системы дизеля обеспечивают очистку топлива от загрязнителей и впрыскивание его в цилиндры двигателя.

Топливоподающая система предназначена для впрыска точно отмерянных порций топлива в камеру сгорания и распыливание этих порций под высоким давлением в определенной последовательности с определенными углами опережения. От совершенства топливной системы в основном зависит качество смесеобразования.

Известны топливные системы дизелей различных типов. В настоящее время наибольшее применение получили топливные системы непосредственного впрыскивания разделенного типа с механическим приводом плунжера и закрытыми клапонно-сопловыми форсунками с гидравлическим приводом иглы распылителя.

Топливная система дизеля включает систему низкого и высокого давления. Система низкого давления предназначена для хранения запаса топлива, его очистки от загрязнителей и нагнетания к топливной системе высокого давления.

Известны системы низкого давления проточные (замкнутые), полузамкнутые и тупиковые. В настоящее время наибольшее распространение получили проточные системы, обеспечивающие прокачку топлива через полости низкого давления топливных насосов высокого давления (ТНВД).Прокачка топлива снижает температуру секции высокого давления (СВД) и выносит из насоса частицы износа деталей плунжерных пар , что повышает надежность и срок службы топливных насосов.

Топливная система высокого давления предназначена для впрыскивания топлива в цилиндры двигателя.

Одни из важнейших составных узлов этой системы является топливный насос высокого давления и форсунка , к ним предъявляются очень жесткие требования.

**1 ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ**

**1.1 Топливный насос высокого давления.**

Этот насос плунжерного типа, служит для подачи топлива в форсунку под высоким давлением строго отмерянными порциями и в определенные моменты в зависимости от угла поворота коленчатого вала дизеля.

Основным узлом насоса является плунжерная пара. Плунжерная пара представляет собой пару, в которой плунжер и гильза взаимно притерты. Замена одной из деталей элемента не допускается. На плунжер надета поворотная гильза, которая находится в зацеплении с регулирующей рейкой. Таким образом, продольное перемещение рейки поворачивает плунжер.

В передней части насоса установлен нагнетательный клапан, состоящий из седла клапана и собственно самого клапана. Нагнетательный клапан служит для разобщения нагнетательного топливного трубопровода от надплунжерной полости.

При ходе вверх плунжер перекрывает своей верхней кромкой окно в гильзе, сообщающее полость низкого давления с надплунжерной полостью. Когда давление топлива достигает величины , превышающей силу затяжки пружины нагнетательного клапана , он открывается, топливо поступает по нагнетательному трубопроводу к форсунке. Нагнетание топлива продолжается до момента открытия винтовой кромкой плунжера окна в гильзе. При дальнейшем движении плунжера вверх топливо из надплунжерной полости по вертикальному пазу плунжера и отверстию в гильзе будет перетекать в полость низкого давления. При этом давление над плунжером резко падает, а нагнетательный клапан под действием пружины и разности давлений топлива в трубопроводе и над плунжером опустится на седло.

Начало подачи топлива определяется моментом перекрытия отверстия в гильзе торцевой кромкой плунжера. Количество подаваемого топлива зависит от положения винтовой кромки плунжера относительно окна в гильзе и изменяется поворотом плунжера вокруг оси при помощи поворотной гильзы и регулирующей рейки.

Толкатель прижимается к кулачку и не отрывается от него, поэтому закон движения толкателя, а следовательно и плунжера насоса определяется формой профиля кулачка кулачкового вала. Для двигателя Д 70 выбран профиль кулачка, обеспечивающий треугольный закон изменения скорости.

**1.2 Форсунка**

Спроектированная форсунка закрытого типа (внутренняя полость на время между впрысками топлива разобщается от камеры сгорания иглой).

В топливоподводящий штуцер вставлен щелевой фильтр, назначение которого – задерживать посторонние частицы, случайно попавшие в нагнетательную полость.

Распылитель и игла спариваются взаимной притиркой и подвергаются контрольной опресовке для проверки плотности прилегания конуса иглы к седлу распылителя и проверки пригонки диаметрального зазора между иглой и распылителем. Эти детали образуют прецизионную пару, замена одной из деталей не допускается.

Для уплотнения стыка торец корпуса форсунки и верхний торец распылителя тщательно шлифуют, а затем полируют притирочной пастой.

Давление начала подъема иглы определяется затяжкой пружины регулировочным болтом (начальное давление распыливания топлива ).

При окончании подачи топлива насосом игла садится, при этом пружина обеспечивает быструю посадку иглы на седло, что способствует получению четкой отсечки подачи топлива. Регулировочный болт позволяет регулировать затяжку пружины форсунки.

Между накидной гайкой форсунки и дном стакана головки поршня устанавливается медное кольцо, служащее для уплотнения стыка между форсункой и крышкой цилиндра.

**2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА И ХОДА ПЛУНЖЕРА**

**2.1 Максимальная цикловая подача**

QT max = K1 · QT

где К1 – коэффициент учитывающий перегрузку дизеля и утечку топлива из надплунжерного объема вследствие износа плунжерной пары:

K1 = 1.25…1.35;

Принимаю К1 = 1,3

QT – цикловая подача топлива, мм3 / цикл;

 мм3/цикл;

QT max = 1.25·1507.35 = 1993.94 мм3 / цикл ;

**2.2 Объем описываемый плунжером при его движении от НМТ к ВМТ :**

 , мм3;

где К2 = 4…8 – коэффициент превышения объема , описываемого плунжером , над максимальной цикловой подачей топлива на сумму объемов: сжатия топлива в надплунжерном объеме и в линии высокого давления, деформации топливопровода высокого давления , объемов, описываемых плунжером при перекрытии наполнительных отверстий, при разгоне и гашении скорости плунжера.

Принимаю К2 = 4

VП = 4·1933,94 = 7976 мм3 ;

Выбираю dП и SП с учетом ГОСТ и соотношения :



принимаю SП = 1,474 ·dП;

**2.3Диаметр плунжера:**

мм;

принимаю по ГОСТ dП = 19 мм;

* 1. **Ход плунжера ;**

SП = 1,475· dП = 1,475 · 19 = 28,025 мм ;

принимаю по ГОСТ SП = 28 мм.

**3 ПРОФИЛИРОВАНИЕ КУЛАЧКА**

**3.1 Исходные данные для профилирования**

Кулачки, обеспечивающие треугольный характер изменения скорости плунжера имеют профили, заданные координатами его движения.

Профили состоят из двух участков. Участок 1 может быть вогнутым, выпуклым или вначале вогнутым, а затем выпуклым. Ускорение плунжера W1 положительное и постоянное. В конце участка 1 достигается максимальная скорость движения плунжера Cmax .

Участок 2 выпуклый, ускорение плунжера W2 отрицательное и постоянное. В конце участка профиль достигает ВМТ.

3.1.1 Частота вращения кулачкового вала ТНВД – nk = 475 мин-1 ;

* + 1. Ход Sп = 28 мм и диаметр плунжера dп = 19 мм – из заданной цикловой подачи;
    2. Радиус начальной окружности кулачка R0 = 50 мм , радиус ролика толкателя ρ = 30 мм его несущая ширина b = 30 мм ;
    3. Радиус кривизны в начальной точке профиля Rн = -400 мм;

Применение отрицательного значения Rн т.е. вогнутость начального участка профиля, обеспечивает большие скорости движения плунжера, уменьшает угол выступа кулачка βв , но усложняет технологичность его изготовления.

3.1.5 Масса деталей привода плунжера, совершающие возвратно поступательное движение m = 1.5 кг;

3.1.6 Предельно допустимое значение коэффициента превышения силой пружины плунжера силы инерции – Кд ;

3.1.7 Жесткость пружины плунжера – Кж по прототипу принимаю

Кж = 51300 Н/м;

* + 1. Предварительная затяжка пружины плунжера f0 = 6 мм;
    2. Давление топлива в надплунжерном объеме при положении плунжера в ВМТ - Рло = 0,2 МПа;
    3. Допустимые контактные напряжения на поверхности кулачка и ролика σд = 2000 МПа ;
    4. Модуль упругости материалов кулачка и ролика толкателя Е = 2,2·105 МПа;
    5. Максимально допустимый угол давления δд – угол между осью толкателя и нормалью к профилю кулачка в точке его касания с роликом , не должен превышать 35…450 , и зависит главным образом от конструкции толкателя. Принимаю δд = 450 ;
    6. Допустимое давление топлива в надплунжерном объеме в начале второго участка профиля Ртп > 100 МПа ;
  1. **ПРОФИЛИРОВАНИЕ ПРОФИЛЯ ПРЯМОГО ХОДА**

Профилирование профиля прямого хода выполняется в два этапа:

1-й этап – определяю максимально возможную скорость плунжера на прямом ходе Сmax , значение которой определяет скорость плунжера во время впрыскивания, а значит интенсивность впрыскивания;

2-й этап – определяю текущее значение хода S, скорости С, ускорения

W плунжера и радиусов кривизны профиля R.

Этап 1 – определение Сmax

 м/с;

где nк – частота вращения кулачка, мин -1 ;

Sаг – активный геометрический ход плунжера, м;

 мм;

QT – цикловая подача топлива, мм3;

η = 0.6 – коэффициент подачи топлива;

 мм2;



где βаг – продолжительность активного геометрического хода плунжера, 0 ПКВ.

Βвп - продолжительность впрыскивания топлива, 0 ПКВ.



Cmax = 1.3·Cm = 1.3·2.099 = 2.7283 м/с;

Определяю ускорение плунжера на первом участке профиля, м/с2:

 м/с2 ;

где Хн – кинематический коэффициент в начальной точке профиля, м ;

Хн = R0 + ρ = 50 + 30 = 80 мм;

R0 – радиус начальной окружности, мм;

ωк - угловая скорость кулачка , с-1 ;

 c-1;

ρ – радиус ролика толкателя, м;

Rн – радиус кривизны в начальной точке профиля, м ;

Вычисляю ход плунжера на первом участке профиля, м;

 м;

Вычисляю ход плунжера на втором участке профиля, м ;

S2 = Sп – S1 = 0.028-1.53293·10-2 = 0.0126707 м ;

Вычисляю ускорение плунжера на втором участке профиля, м/с2 и присваиваю знак минус :

 c-1;

Максимальное значение угла давления :



где Хс – кинематический коэффициент в конце первого участка профиля, м:

Xc = R0 + ρ + S1 = 0.05 + 0.03 + 1.53293·10-2 = 0.096 м;

Вычисляю коэффициент превышения силой пружины плунжера силы инерции возвратно-поступательно движущихся деталей привода плунжера :

;

где f0 – предварительная затяжка пружины плунжера , м ;

Kж – ее жесткость, Н/м;

Вычисляю радиус кривизны в конечной точке профиля, м :

 м ;

где Хк – кинематический коэффициент в конечной точке профиля, м;

XK = R0 + ρ + S п = 0,05 + 0,03 + 0,028 = 0,109 м ;

Определяю по формуле Герца предельно допустимый радиус кривизны в конечной точке профиля, м;

 м ;

где b = 0.03, ρ = 0,03, несущая ширина и радиус ролика толкателя, м;

E ,σд - модуль упругости материала кулачка, допустимые контактные напряжения на поверхностях ролика и толкателя, МПа ;

N – cила, передаваемая роликом на кулачек , МН ;

N = PT + PП = 5,668 ·10-5 + 1,744·10-3 = 1,801·10-3 ;

где PТ - сила от давления топлива при положении плунжера в ВМТ , МН;

PТ = РЛО · FП = 0,2 · 2,834·10-4 = 5,668·10-5 МН;

PП - сила пружины при положении плунжера в ВМТ , МН;

PП =  МН ;

Вычисляю предельно допустимое давление топлива в надплунжерном объеме в начале второго участка, при этом силой пружины и силой инерции, направленных навстречу и близких по величине, пренебрегаю:

 МПа;



 мм

Угол выступа кулачка , град;



Угол профиля прямого хода, град;

 ;

где β1 ,β2 – углы первого и второго участка профиля прямого хода, град;

 ;

 ;

Этап 2 – определение текущих значений S, C, R, δ, PT

Профилирование первого участка профиля прямого хода:

Текущее значение хода плунжера, мм:

S = K3 · β2 ;

где  ;

S = 1.5 · 10-2 · β2 ;

Текущее значение скорости плунжера м/с :

C = K4 · β ;

где  ;

Подставляя в формулы текущее значение β, вычисляю значения S и С. Результаты записываю в таблицу.

Текущее значение радиуса кривизны в любой точке профиля, м:

;

X – кинематический коэффициент, м :

X = R0 + ρ + S = 0.05 + 0.03 + S = 0.08 + S ·10-3 ;

C = 0.085 · β ;

Текущее значения R, δ и Рт определяю по соответствующим формулам.

Текущее значения S,C,W,R, Рт и δ приведены в таблице 3.2 , графики приведены на рис.3.2

**3.3 ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА**

Профиль прямого хода кулачка при известных R0, ρ и S = f(β) строю следующим образом:

* + 1. Вычерчиваю начальную окружность радиусом R0 ;
    2. Из центра начальной окружности вычерчиваю окружность радиусом

RП1 = R0 + ρ = 50 +30 = 80 мм;

* + 1. Угол профиля прямого хода разбиваю на 50;
    2. Из центра начальной окружности вычерчиваю окружность радиусом

RП2 = RП1 + SП = 80 + 28 = 108 мм;

* + 1. Начиная с вершины кулачка, от окружности радиуса RП2 откладывается по радиусам величину ∆S = SП – S , где S – соответствующий ход плунжера;
    2. Соединяю полученные точки и таким образом получаю траекторию движения центра ролика толкателя. Из этих точек провожу окружности радиусом ρ;
    3. Огибающая, проведенная касательно к окружности радиусом ρ , образует профиль кулачка;
    4. Профиль обратного хода;

**4 ПОЦЕСС ТОПЛИВОПОДАЧИ**

**4.1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ**

4.1.1 Цикловая подача топлива : QT = 1534 мм3 / цикл;

4.1.2 Частота вращения кулачкового вала топливного насоса nk = 475 мин-1 ;

4.1.3 Давление рабочих газов в цилиндре двигателя во время впрыскивания топлива, МПа

 МПа;

Рсж = 7 МПа – давление рабочих газов в конце сжатия;

Рz = 12 МПа - максимальное давление цикла;

4.1.4 Плотность топлива ρт = 850 кг/м3 ;

* + 1. Коэффициент сжимаемости топлива : αсж = 800·10-6 МПа-1;
    2. Параметры плунжерной пары топливного насоса :
* dП = 19 мм – диаметр плунжера;
* SП = 28 мм – полный ход плунжера;
* ΨОТС = 300 – угол наклона отсечной кромки;
* ΨВП = 0 - угол наклона наполнительной кромки плунжера;
* dН = 5 мм – диаметр наполнительных отверстий плунжерной пары;
* iН = 2 – количество наполнительных отверстий плунжерной пары;
* dОТС = 5 мм – диаметр отсечных отверстий плунжерной пары;
* iОТС = 1 – количество отсечных отверстий плунжерной пары;
* FП = 2,834 · 10 -4 м2 - площадь поперечного сечения плунжера
  + 1. Давление необходимое для поднятия нагнетательного клапана от запирающего конуса: PK = 0.3 МПа;
    2. Объем надплунжерной полости топливного насоса при его нахождении в НМТ :

VН = VНП + VВП = 8,218·10-6 + 1·10-6 = 9.218·10-6 м3 ;

VНП = FП ·(SП +∆) = 2,834 ·10-4 ·(28+1) = 8,218·10-6 м3 – объем полости над плунжером при его нижнем положении,

где ∆ = 1 мм – зазор между торцами плунжера и корпуса нагнетательного клапана;

VВП = 1 ·10-6 м3 – объем каналов и вырезов в золотниковой части плунжера;

* + 1. Параметры форсунки:
* dИ = 8 мм – диаметр иглы распылителя;
* dK = 4,8 мм – диаметр основания запирающего конуса иглы распылителя;
* δ = 0,64 – относительная величина дифференциальной площадки иглы распылителя;
* δИ = 60град – угол запирающего конуса иглы распылителя;
* dКО = 3 мм – диаметр колодца распылителя;
* dР = 0,45 мм – диаметр распыливавающих отверстий;
* iР = 8 – количество распыливающих отверстий;
* hИ = 0,45 мм – подъем иглы распылителя;
* f P = 1.11 мм2 – суммарное проходное сечение распыливающих отверстий;

4.1.10 Давление начала впрыскивания

РИВ = 28 МПа ;

4.1.11 Остаточное давление в линии высокого давления

РЛО = 3 МПа;

4.1.12 Давление топлива в полости низкого давления топливного насоса:

P0 = 0.2 МПа;

4.1.13 Коэффициент расхода наполнительных отверстий плунжерной пары:

μН = 0,8;

* + 1. Коэффициент расхода отсечных отверстий плунжерной пары:

μОТС = 0,8;

4.1.15 Коэффициент расхода минимального проходного сечения в запирающем конусе распылителя:

μЗК = 0,75;

4.1.16 Коэффициент расхода распыливающих отверстий распылителя;

μP = 0,65;

**4.2 РАСЧЕТ НАПОЛНИТЕЛЬНЫХ И ОТСЕЧНЫХ ОТВЕРСТИЙ**

4.2.1 Проходное сечение наполнительных отверстий круглой формы fн в м2 на интервале от начала движения плунжера S = 0 и до касания его наполнительной кромкой нижнего края наполнительных отверстий плунжерной пары S = Sн , имеет постоянную величину и определяется по формуле :



После касания наполнительной кромкой нижнего края наполнительных отверстий плунжерной пары fн имеет форму кругового сегмента с центральным углом 2θн и определяется в м2 по формуле :



Угол θн находится из условия :



где iН = 2 – количество наполнительных отверстий ;

dн = 5 – диаметр наполнительных отверстий ;

S – текущее значение пути плунжера , мм ;

Sн – путь плунжера от начала его движения до касания наполнительной кромкой плунжера нижнего края наполнительных отверстий плунжерной пары , мм ;

 град;

ψвп = 0 град – угол наклона наполнительной кромки плунжера

Угол θн в формуле в радианах

При Sн = 0 , ψвп = 0 , γн = 90 град.



Значение fн вычисляю через 1 градус угла поворота коленчатого вала. Значения fн приведены в таблице 4.2.1.1 а построение графика fн = f(β) на рисунке 4.2.1.1

* + 1. Проходное сечение отсечных отверстий круглой формы fотс имеет форму кругового сегмента с центральным углом 2·θо и определяется в м2 по формуле :



Угол θ0 находится из условия :



где iотс = 1 – количество отсечных отверстий ;

dотс = 5 мм – диаметр отсечного отверстия ;

Sно – путь плунжера от начала его движения до начала отсечки, мм ;

γ0 = 90 – ψотс = 90-45 = 45 град ;

ψотс = 45 град. – угол наклона отсечной кромки плунжера.

Значения fотс приведены в таблице 4.2.2.1 а построение графика изменения

fотс = f(S-Sно) на рисунке 4.2.2.1

* 1. **РАСЧЕТ ПЕРВОГО ПЕРИОДА ТОПЛИВОПОДАЧИ**

Первый период длится от момента начала движения плунжера, когда РН = Р0 = 0,2 МПа, до момента подъема нагнетательного клапана, когда РН = РЛО + РК = 3+0,3 = 3,3 МПа. В начале первого периода (примерно до РН = 1 МПа) давление топлива нарастает медленно. Поэтому ∆Р/∆β можно приравнять нулю, в РН определять по формуле:



где 



Дальше РН определяю по формуле:



Cчет следует вести через 0,5…1 град.

Результаты расчетов текущих значений давления оформляю в виде таблиц: 4.3.1.1 и 4.3.1.2

* 1. **РАСЧЕТ ВТОРОГО ПЕРИОДА ТОПЛИВОПОДАЧИ**

Второй период топливоподачи длится от момента подъема нагнетательного клапана до момента подъема иглы распылителя форсунки. В течение этого периода давление топлива в надплунжерной полости изменяется от РН = РЛО + РК до давления, при котором поднимается игла распылителя:

 МПа;

Поперечное сечение основания запирающего конуса иглы распылителя:

 мм2;

Площадь дифференциальной площадки иглы распылителя:

 мм2;

До закрытия наполнительных отверстий давление определяется по формуле:

;

;



После закрытия наполнительных отверстий ∆Р определяется по формуле :



Давление в линии высокого давления определяется по формуле:

РЛ = РН – РК;

Результаты текущих значений давления оформляю в виде таблиц 4.4.1.1 и 4.4.1.2

* 1. **РАСЧЕТ ТРЕТЬЕГО ПЕРИОДА ТОПЛИВОПОДАЧИ**

Третий период длится от момента подъема иглы распылителя форсунки, когда начинается впрыскивание топлива в цилиндр двигателя через распыливающие отверстия распылителя, до начала отсечки, т.е до момента начала перетекания топлива из надплунжерной полости в отсечные отверстия плунжерной пары. Отсечку в первом приближении назначаю после впрыскивания 70 % цикловой подачи топлива.

Давление в линии высокого давления определяется по формуле:

РЛ1+1= РЛ1 + ∆Р;













 м2;

Количество топлива, впрыскиваемое в цилиндр к данному моменту времени, определяем по формуле:

 см3;





На первом расчетном интервале вследствии увеличения объема системы на объем, описываемый иглой , ∆Р снижается на:

 МПа

Давление топлива перед распыливающими отверстиями определяется по формуле:



Результаты текущих значений РН, РЛ, РС, ∆Q, Q вношу в таблицу 4.5.1

* 1. **РАСЧЕТ ЧЕТВЕРТОГО ПЕРИОДА ТОПЛИВОПОДАЧИ**

Четвертый период топливоподачи длится от момента отсечки разгрузочного хода нагнетательного клапана, который наступает, когда прекращается подача топлива из надплунжерной полости в полость корпуса нагнетательного клапана вследствии уравнивания объемной скорости плунжера с объемной скоростью истечения топлива через отсечные отверстия и скоростью расширения топлива в надплунжерной полости из-за падения давления.

Давление РЛ определяется по формуле:

РЛ1+1 = РЛ1 + ∆Р ,МПа ;

,МПа;

где 

Для удобства объединяем:





;

Тогда:

, МПа;

Количество топлива впрыскиваемого в цилиндр к определенному моменту времени определяется по той же формуле, что и для третьего периода топливоподачи.

Момент начала разгрузочного хода нагнетательного клапана определяется по формуле:



где 





Определение момента начала разгрузочного хода нагнетательного клапана оформляю в виде таблицы 4.6.1

Таблица 4.6.1 –Начало разгрузочного хода нагнетательного клапан

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| β | Δβ | Сп | A | Δp | К6·[Δp] | pн | fотс | B | К6·[Δp]+B | Разность |
| град | град | м/с | м³ | МПа | м³ | МПа | м² | м³ | м³ | м³ |
| 29,65 | 0,35 | 2,52 | 8,7327 | 5,8218 | 4,29321 | 164,486 | 0 | 4,8E-06 | 4,29321 | 4,439452 |
| 30 | 1 | 2,55 | 25,245 | 11,948 | 8,81123 | 170,308 | 0,4142 | 5,40478 | 14,216 | -1,3 |

Расчёт четвёртого периода приведён в таблице 4.7.1

* 1. **РАСЧЕТ ПЯТОГО ПЕРИОДА ТОПЛИВОПОДАЧИ**

Пятый период топливоподачи длится от момента начала разгрузочного хода нагнетательного клапана до посадки иглы распылителя на запирающий конус корпуса распылителя форсунки, что происходит, когда давление топлива в линии высокого давления РЛ станет равным:

РКВ = РНВ · δ = 28·0,64 = 18 МПа;

Расчет пятого периода производится по тем же формулам, что и расчет четвертого периода топливоподачи.

Для удобства,расчет четвертого и пятого периодов топливоподачи приводится в виде одной таблицы 4.7.1

Результаты основных расчетных параметров топливоподачи привожу в виде графиков зависимостей основных параметров от угла поворота кулачкового вала ТНВД, рисунок 4.7.1

**5 Расчет деталей топливного насоса высокого давления.**

**5.1 Расчет пружины плунжера.**

Выбор основных размеров пружины осуществляется таким образом , чтобы коэффициент превышения силой пружины силы инерции возвратно-поступательно движущихся деталей привода плунжера К в момент , когда ускорение плунжера становится отрицательным , а напряжение в ней от изгиба и кручения не превышало допустимое.

Исходные данные для проведения расчета:

5.1.1Частота вращения кулачкового вала nк=475 мин-1;

5.1.2Масса деталей совершающих возвратно-поступательное движение m = 1,5 кг;

5.1.3 Ход плунжера в момент , когда его ускорение становится отрицательным Sw = 15,3293 мм ;

5.1.4 Отрицательное ускорение плунжера W= -293.737 м/с;

5.1.5 Диаметр проволоки , из которой изготовлена пружина плунжера и ее диаметр dпр = 7.5 мм, D0 = 43 мм;

5.1.6 Предварительная затяжка пружины плунжера f0 =6 мм;

5.1.7 Материал, из которого изготовлена проволока: 50ХФА ;

5.1.8 Зазор между витками пружины в сжатом состоянии ∆n = 1 мм ;

5.1.9 Допустимое напряжение от кручения τ0 = 450 МПа ;

5.1.10 К=1,2;

5.1.11 Модуль упругости сдвига G = 82500 МПа ;

Порядок расчета.

1.Максимально допустимая нагрузка на пружину:

Рп мах =  =  =1733 Н;

2.Жесткость одного витка пружины:

Кж1=  =  = 410396.5 Н/м;

3.Полная деформация пружины:

fmax = f0 + Sп = 6 + 28 = 34 мм;

4.Число рабочих витков пружины:

iрп = =  =8.035 принимаю iрп=8;

5.Жесткость пружины:

Kж=  =  = 51300 Н/м ;

6.Деформация пружины в момент когда ускорение плунжера становится отрицательным:

fw = f0 + Sw = 0.06 + 0.015385 = 0.021 м ;

7.Сила пружины когда ускорение плунжера становится отрицательным:

Pпw = fw · Kж = 0.021 · 51300 = 1097 Н;

8.Сила инерции деталей привода плунжера , совершающих возвратно- поступательное движение , в момент , когда ускорение становится отрицательным:

Ри = m · / W0 / = 1.5 · /293.733/ = 440.6 Н ;

9. Коэффициент превышения силой пружины , силы инерции деталей , совершающих возвратно-поступательное движение:

K =  =  = 2.49  Кд = 1.2 ;

10. Длина пружины в свободном состоянии:

Lпр = ( dпр + ∆n) · ip + fmax +i · dпр = (7.5 + 1 ) · 8 + 34+1.7 · 7.5 = 114.75 мм;

11. Шаг витков пружины:

t = dпр +  + ∆n = 7.5 +  + 1 =12.75 мм ;

12. Определение запаса прочности пружины:

12.1. Поправочный коэффициент распределения кручения по окружности сечения витка , а также напряжения среза:

Kп =  = + = 1.26 ;

где С’ =  =  = 5.73 - индекс пружины

12.2.Максимальная сила пружины:

Pn max = fmax · Kж = 0.034 ·51300= 1744 Н;

12.3. Максимальное напряжение в пружине от изгиба и кручения:

τmax =  =  = 573.29 МПа ;

12.4.Минимальная сила пружины:

Рпо = f0 · Kж = 0.006 · 51300 = 307,797 Н ;

12.5. Минимальное напряжение в пружине от изгиба и кручения:

τmin =  =  = 101.169 МПа ;

12.6.Среднее напряжение цикла:

τm =  =  = 337,23МПа ;

12.7.Амплитуда напряжения цикла:

τa =  =  = 236,061 МПа;

12.8. Для стали 50 ХФА предел текучести τs = 950 МПа ,предел выносливости τ-1 = 500 МПа , при тщательной обработке поверхности  = 1 ;

12.9. Запас прочности:

n =  =  = 1.209;

Пружина надежна, т.к. запас прочности превышает нижний предел допустимых значений.

13. Проверка пружины на резонанс:

низшая собственная частота колебаний пружины:

nc = 2.17·107 ·  = 2.17· 107 ·  = 11002.56 мин-1 ;

 =  = 23.136 > 10 ;

значит колебания пружины не опасны.

**5.2 Расчет кулачка привода плунжера.**

Определение контактных напряжений на поверхности кулачка привода плунжера ТНВД в момент корда давление топлива в надплунжерном объеме достигает максимального значения Рт мах

**5.2.1 Сила действующая по оси плунжера :**

P = Pт + Рп + Ри = 0.052 +1.7442·10-3 + 3.642·10-4 = 0.054 МН

**5.2.2 Сила от давления топлива в надплунжерном объеме :**

Рт = pнmax · Fп = 182,257 · 2,834·10-4 = 0,052 МН

Fп =  =  = 2,834·10-4 м2 ;

**5.2.3 Сила пружины:**

Рп = (f0 +S) ·Kж ·10-6 = (0,006+0,028)·51300·10-6 = 1,7442·10-3;

**5.2.4 Сила инерции деталей привода плунжера, совершающих возвратно- поступательное движение :**

Ри = m·W·10-6 = 1.5 · 242.791 ·10-6 = 3.642·10-4

**5.2.5 Угол давления δ в момент когда достигается Рт max ;**

δ = arctg = arctg= 29.16 град ;

X = R0 + ρ + S = 0.05+0.03+0.014415= 0.095 м;

 = = 49.717 с-1 ;

**5.2.6 Сила, передаваемая роликом на кулачек:**

N =  =  =0.062 МН ;

**5.2.7 Контактные напряжения:**

 = 0,418 · =

= 1610 МПа < σд = [1200…2000] МПа;

контактные напряжения не превышают допускаемых.

**5.3 Расчет кулачкового вала.**

Кулачковый вал рассчитывается на изгиб и кручение , а также определяется значение его прогиба и угла закрутки.

5.3.1Суммарное приведенное напряжение , возникающее в кулачковом вале от совместного действия изгибающего и скручивающего моментов , определяемое по третей теории прочности:

 =  МПа

где σи =  = МПа - напряжение изгиба

Ми =  =  МН·м - изгибающий момент

a = 0,1667, bв = 0,1667, l = 0,333, L = 3 - геометрические размеры кулачкового вала, м

Wи =  =  м3 - момент сопротивления изгибу

τ =  =  МПа - напряжения кручения

М К max = N max · X· sin δ = максимальный

крутящий момент на кулачке топливного насоса;

Wk = 2·Wи =  момент сопротивления кручению

Значение суммарного приведенного напряжения σп не превышает [σп] = 150 МПа σп = 85,12 МПа

* + 1. **Прогиб пролета кулачкового вала:**

Y = 

 мм

где Nmax – нормальная максимальная сила

а, bв, l –геометрические размеры кулачкового вала

I =  =  момент инерции поперечного сечения кулачкового вала

Прогиб пролета кулачкового вала не превышает 1% от хода плунжера.

* + 1. **Угол закрутки в градусах поворота кулачкового вала:**

φ3 =  =  гр. п. к. в.

где L – длина от шестерни или муфты привода до наиболее от нее кулачка , м ;

G = 8.15·104 МПа – модуль упругости сдвига для стали ;

Iп = 2·I =2·2,435·10-6, м3 - полярный момент инерции поперечного сечения кулачкового вала.

Угол закрутки кулачкового вала не превышает допустимого [φ3 ] = 1, гр.п.к.в.

**5.4 РАСЧЕТ ТОЛКАТЕЛЯ**

Расчет оси ролика, втулки ролика, направляющей поверхности толкателя . Ось толкателя рассчитывается на изгиб, срез и удельное давление на опорах.

Рисунок 5.4.1 Расчетная схема толкателя

**5.4.1 Напряжениея изгиба оси толкателя :**

 МПа

где lп = 0,068, lв = 0,034, b = 0,03 - геометрические размеры элементов толкателя, м

**5.4.2 Касательные напряжения среза в сечениях оси толкателя:**

 МПа

касательные напряжения среза в сечениях оси толкателя не превышают допускаемых

[τk] = 65 МПа

**5.4.3 Удельная нагрузка в опорах:**

К0 =  МПа

удельная нагрузка в опорах не превышает допускаемое значение

[K0] = 60 МПа

**5.4.4 Удельная нагрузка на внутренней поверхности втулки:**

Kвв =  МПа

удельная нагрузка на внутренней поверхности втулки не превышает допускаемое значение [Kвв] = 70 Мпа

**5.4.5 Удельная нагрузка на наружной поверхности плунжера :**

Kвн =  МПа

удельная нагрузка на наружной поверхности втулки не превышает допускаемое значение [Kвн] = 50 МПа

* + 1. **Максимальная нагрузка у нижнего края направляющей поверхности корпуса толкателя :**

Kт =  МПа

Максимальная нагрузка у нижнего края направляющей поверхности корпуса толкателя не превышает допускаемое значение [Kт] = 18.5МПа

**5.5 РАСЧЕТ ПЛУНЖЕРА**

Расчет плунжера на сжатие в минимальном сечении и удельную нагрузку опорного торца.

* + 1. **Напряжение сжатия в минимальном сечении плунжера:**

 МПа

где Fп min =  м2 – площадь минимального поперечного сечения плунжера ;

напряжение сжатия в минимальном поперечном сечении плунжера не превышают допустимых [σcж] = 300 МПа

* + 1. **Удельная нагрузка при плоских торцах плунжера и толкателя :**

Kт =  МПа

где Fпоп =  м2 – площадь опорного торца плунжера

dпоп = 6 мм – диаметр опорного торца плунжера ;

удельная нагрузка при плоских торцах плунжера и толкателя не превышает допускаемой [Kт] = 2000 МПа

1. **РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ФОРСУНКИ**
   1. **РАСЧУТ ПРУЖИНЫ ФОРСУНКИ**
      1. **Средний диаметр пружины форсунки :**

Доф = 15 мм

* + 1. **Индекс пружины:**

Cпр = 

* + 1. **Число рабочих витков :**

Ip = 

принимаю ip = и вычисляю новое значение Kж :

Kж =  КН/м

* + 1. **Полное число витков:**

Iп = ip + iоп = 12 + 2,5 = 14,5

* + 1. **Сила предварительной затяжки пружины:**

P1 = pнв · Fд = 28 ·106 ·3,22·10-5 = 901,6 Н

оцениваем возможность прорыва рабочих газов через запирающий конус распылителя



Рто + Рг = 0,785·[0.5·(Pz + Pcж )]

 Н

* + 1. **Сила сжимающая пружину при подъеме иглы до упора:**

Pуп = Р1 + Кж · hи = 901,6 + 137000 ·0,001 = 1038 Н

* + 1. **Сила действующая на пружину в момент отрыва от запирающего конуса распылителя**

Р2 =  Н

где М = mи+mш +  =



, м/с

, с

так как Руп > Р2 , то для дальнейших расчетов принимаю Рп = Руп

* + 1. **Максимальная сила, сжимающая пружину до соприкосновения витков :**

 Н

где δ3 = 0,25 – относительный инерционный зазор.

* + 1. **Напряжения кручения материала пружины:**

 МПа

При предварительной затяжке пружины

τ1 = R· P1 = 483500 · 901,6· = 435,906 МПа

при действии рабочей силы:

τ2 = R·Pp = 483500 ·901,737· = 501,797 МПа < 675 МПа

при сжатии пружины до соприкосновения витков

τ3 = R· P3 = 483500 ·1110,8· = 669,063 МПа < 940 МПа

напряжения кручения не превышают допускаемых.

* + 1. **Относительный фактор запаса прочности :**



значит, пружина обладает хорошими усталостными характеристиками.

Допускаемый размер колебаний:

αд = 240·106 – 0,51·10-9 ·(τ2 - 98·106)2

αд = 240·106 – 0,51·10-9 ·(501,979·106 -98·106)2 = 1568 ·106 Па

действительный размах колебаний :

ατ = τ1 – τ2 = 290,603 – 268,524 = 65,89 МПа

* + 1. **Проверка отсутствия соударения витков пружины:**

 значит соударение витков отсутствует:

где  м/с

* + 1. **Деформация пружины :**

предварительная :, м

рабочая : , м максимальная до соприкосновения витков:

 , м

**6.1.13Максимальная деформация одного витка :**

, м

**6.1.14Проверка пружины на резонанс:**

 значит резонанса нет;

Низшая собственная частота колебаний пружины:

, мин-1

**6.1.15 Высота пружины , сжатой до соприкосновения витков :**

, мм

высота пружины в свободном состоянии:

H0 = H3 + F3 = 70 + 10 = 80 мм

Проверка пружины на устойчивость:

 пружина устойчива

высота пружины при предварительной деформации:

H1 = H0 – F1 = 80 – 6,615 = 73,385 мм

высота пружины при рабочей деформации:

H2 = H0 - Fp = 80 – 7,615 =72,385 мм

**6.1.16 Шаг пружины;**

t = f3 + dпф =0,8462 + 5 =5,8462 мм

6.1.17 Длина развернутой пружины :

L = 3.2·Доф ·iп = 3,2 ·15 ·14,5 =761,25 мм

* 1. **РАСЧЕТ КОРПУСА РАСПЫЛИТЕЛЯ**

Корпус распылителя проверяют на деформацию от усилия затяжки гайки форсунки и напряжения разрыва в сечении по распыливающим отверстиям.

Рисунок 6.2.1 Основные размеры корпуса распылителя.

* + 1. **Деформация корпуса распылителя от усилия затяжки гайки форсунки:**

 мкм

где l3 = 0.03 м – длина зажимаемой части корпуса распылителя;

F3 = 5.1·10-4 м2 – площадь поперечного сечения зажимаемой части корпуса распылителя;

P3 = q · Fγ = 233 · 5,1·10-4 = 0,119 МН - осевое усилие затяжки накидной гайкой форсунки;

q = 50…200 МПа – удельное давление на торце распылителя, обеспечивающее уплотнение его канала высокого давления;

q =233 по двигателю прототипу.

Fγ = 5.1·10-4 м2 – площадь уплотняющего торца распылителя.

* + 1. **Напряжение разрыва в сечении по распыливающим отверстиям** :



 МПа

где РС max = 85,32 МПа - максимальное давление топлива перед распыливающими отверстиями;

dko = 3 мм; dнп = 6 мм ; dp = 0,45 – диаметры колодца распылителя, наружной части носика распылителя, распыливающего отверстия;

ip = 8 - число распыливающих отверстий ;

lp = 0,0017 м - длина распыливающего отверстия;

напряжение разрыва в сечении по распыливающим отверстиям не превышает допустимого значения [σp] = 80 МПа .

* 1. **РАСЧЕТ ИГЛЫ РАСПЫЛИТЕЛЯ**

Иглу распылителя проверяют по удельной нагрузке между запирающим конусом иглы и корпуса распылителя , по удельной нагрузке на опорной торцевой поверхности иглы при ее полном ходе и по напряжению смятия в торцевом сопряжении иглы со штангой.

Рис. 6.3.1 Основные размеры иглы распылителя.

* + 1. **Удельная нагрузка между запирающими конусами иглы и корпуса распылителя, МПа:**

 МПа

где Рив = 28 МПа – давление начала впрыскивания ;

dи, dк, dу – диаметр иглы , основания запирающего конуса и вершины запирающего конуса иглы.

Рассчитанное значение не превышает допускаемого [Kи] = 350 МПа.

* + 1. **Удельная нагрузка на опорной торцевой поверхности иглы при ее полном ходе**

 МПа

где Рл max = 181,96 МПа – максимальное давление топлива в линии высокого давления;

dи, dоп - диаметр иглы и опорной поверхности иглы , мм

Руп – сила, сжимающая пружину при подъеме иглы до упора, НМ;

Pуп = Р1 + Кж· hи = 9,016·10-4 +0,137 ·1 =1,038·10-3 МН

Кж – жесткость пружины , МН/м

hи = 1·10-3 м – подъем иглы;

P1 = pив · Fд = 28 ·3,22·10-5 = 9,016·10-4 МН

Р1 – сила предварительной затяжки пружины

Fд – площадь дифференциальной площадки, м2

Рассчитанное значение превышает допускаемое [KИО] = 150 МПа, необходимо менять материал иглы распылителя.

* + 1. **Расчет напряжения смятия в сопряжении сферы штанги с торцевой плоскостью хвостовика иглы:**

 МПа

где dсш = 0,04 м – диаметр сферы штанги

Рассчитанное напряжение смятия не превышает допускаемого значения [σсм] = 2000 МПа.

* 1. **РАСЧЕТ СТЕРЖНЯ ШТАНГИ ФОРСУНКИ**

Штангу форсунки проверяют на напряжения сжатия в минимальном сечении и на запас устойчивости от продольного изгиба.

Напряжения сжатия в минимальном сечении штанги:

 МПа

где dшт = 0,007 м – наименьший диаметр стержня штанги .

Напряжения сжатия в минимальном сечении стержня штанги не превышает допускаемого [σcж] = 300 МПа.

Запас устойчивости штанги от продольного изгиба:



где lшт = 0,13 м – длина штанги;

Iшт =  м4 - момент инерции минимального поперечного сечения штанги.

Рассчитанный запас устойчивости от изгиба больше допустимого [nУ] = 2.5

**ВЫВОДЫ**

1. В результате проектирования топливного насоса високого давления: определил приближенные значения и принял ход плунжера SП = 28 мм и диаметр плунжера dП = 19 мм;
2. При профилировании кулачка определил:

- профилирование профиля прямого хода осуществляется в два этапа, при этом определяются следующие основные параметры:

1 максимальная скорость движения плунжера СMAX = 2,7283 м/с;

2 ход плунжера на первом участке S1 = 15,3293 мм

на втором участке S2 = 12,6707 мм

3 ускорение плунжера на первом участке W1 = 242,791 м/с2

на втором участке W2 = -293,733 м/с2

4 максимальное значение угла давления δMAX = 29,777 град.

5 радиус кривизны в конечной точке профиля RK = 0,052 м

6 радиус кривизны профиля в начале второго участка RКД = 5,833·10-4

7 углы первого участка профиля прямого хода β1 = 32,026 град

второго участка профиля прямого хода β2 = 26,472 град

8 текущие значения S,СП,W,R,δ; 3 При расчете процесса топливоподачи, который разбивается на 5 периодов определяют:

-максимальные значения давлений;

в надплунжерной полости РН = 182,257 МПа;

в линии высокого давления РЛ = 181,96 МПа ;

перед распыливающими отверстиями РС = 149,185 МПа;

4 При расчете деталей топливного насоса высокого давления:

- при определении запаса прочности пружины плунжера и проверки ее на резонанс, значения вошли в допускаемые пределы;

- при расчете кулачка привода плунжера на контактные напряжения, возникающие на поверхности кулачка, контактирующей с роликом толкателя не превышает допустимых значений;

- при расчете кулачкового вала на изгиб и кручение, а также его прогиба и угла закрутки, все значения входят в пределы допускаемых значений;

- ось толкателя рассчитывают на изгиб, срез и удельное давление в опорах, полученные значения вошли в рамки допустимых;

- расчет плунжера производится на сжатие в минимальном сечении и удельную нагрузку опорного торца, все значения в пределах допускаемых значений;

5 При расчете деталей форсунки

- пружины форсунки, которая проверяется на резонанс, напряжения кручения при предварительной затяжке, при действии рабочей силы и при сжатии пружины до соприкосновения витков;

- корпуса распылителя, проверяют на деформацию от усилия затяжки гайки и напряжения разрыва в сечении распыливающих отверстий;

- игла распылителя проверяется на удельные нагрузки и на напряжения смятия в торцевом сопряжении иглы с тарелкой пружины. Все значения входят в пределы допускаемых значений.

**СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Р.В Казачков. Проектирование топливных систем высокого давления дизелей. Харьков 1994 г
2. Р.В Казачков Методические указания к курсовому и дипломному проектированию по курсу «Конструкции ДВС», «Расчет процесса топливоподачи дизельной аппаратуры » - Харьков ХПИ, 1984 г
3. Р.В Казачков Методические указания к проектированию ТНВД - Харьков ХПИ 1982 г.