

ВВЕДЕНИЕ

Развитие судовых двигателей обусловлено следующими основными тенденциями.

Неуклонное увеличение агрегатной мощности вызвано строительством более крупных и быстроходных судов.

Повышение эксплуатационной надежности двигателей, путём применения новых высокопрочных материалов, автоматизации с целью увеличения времени межремонтных периодах эксплуатации, максимально возможное сокращение и упрощение операций по обслуживанию двигателей и работ по уходу за ними.

Существует несколько типов дизельных энергетических установок распространённых на судах мирового флота. В зависимости от назначения и типа судна тоннажа применяют различные типы установок. Для крупнотоннажных судов таких как балкера, танкера, универсалы выгодно применять МОД с непосредственной передачей на винт. Для судов с горизонтальной, погрузкой и паромов применяют два или более СОД работающих на один гребной винт по средством редукторной передач, что обусловлено ограничением по высоте МО. Для судов на подводных крыльях и малых быстроходных судов применение ВОД с реверс-редуктором. Дизель-электрическая применяется на судах где необходимо высокая маневренность таких как: буксиры, плав-краны, донноуглубительные суда.

Судостроительные верфи будут выпускать суда с главной энергетической установкой ДВС из-за ряда преимуществ перед другими типами энергетических установок. На данный момент существует нехватка бакинцев долей от 40 до 70 тыс тонн и контейнеровозов

будет строиться суда обслуживающие платформы добычи полезных ископаемых, таких как: суда снабженцы, плавкраны, буксиры.

Перспективы развитие дизелестроения будут направлены на применения новых не дорогих композитных материалов. Повышение КПД. Применения супер длинноходовых дизелей с ходом поршня от 190 и более

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ 8 ДКРН 60/195-10

Тип двигателя - двухтактный, простого действия, реверсивный, крейцкопфный с газотурбинным наддувом (с постоянным давлением газов перед турбиной), расположение цилиндров рядное, вертикальное.

Порядок нумерации цилиндров от носа к корме.

Диаметр цилиндра - 600 мм, ход поршня - 1950 мм.

Система продувки прямоточно-клапанная.

Порядок работы цилиндров 1-8-2-6-4-5-3-7

Максимальная длительная мощность (МДМ) 13200 кВт

Перегрузочная мощность (ПМ) 14 510 кВт

Работа на ПМ допускается не более одного часа с интервалом не менее 12 часов.

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЯ 8 ДКРН 60/195-10

Остов двигателя

1 Фундаментная рама

Материал сталь 30.

Способ изготовления сварнолитая.

Классификационная характеристика открытого типа.

Общая характеристика фундаментная рама состоит из двух сварных продольных балок и нескольких поперечных, на которых устанавливаются рамовые подшипники.

Верхняя плоскость разъёма между рамой и картером располагается выше оси коленчатого вала и имеет спец обработку для точности установки

станины.

Боковые и наружные поверхности продольных балок, выполнены большой высоты для обеспечения надлежащей продольной жесткости имеют полку для установки на судовой фундамент.

Рама устанавливается на судовой фундамент на клиньях благодаря которым, достигают правильной центровки рамы по оси валопровода.

Поддон выполнен из листового металла закреплённый снизу. Выполнен с уклоном для стекания масла к всасывающему патрубку насоса.

Внутренняя полость рамы разбита на отсеки (по числу цилиндров) продольными и поперечными балками. Так же в теле поперечных балок выполнены отверстия для анкерных связей и они служат опорами для рамовых подшипников. В этих отсеках вращается кривошип.

Рамовые подшипники.

Рамовые подшипники устанавливаются в гнёздах поперечных балок. Состоит из двух частей верхней и нижней, и двух вкладышей, выполнены цилиндрической формы залитые баббитом. На рабочей поверхности находятся отверстия для подвода смазочного масла. Для лучшего распределения смазки по рабочей поверхности и улавливания механических частиц стыков вкладышей выполнены неглубокие холодильники, которые, во избежания утечки масла, не доводят до края подшипника. На верхней половинке также изготавливают канавку для лучшего распределения смазки.

Материалом для вкладышей служит сталь 30 залитая на рабочей поверхности баббитом марки Б - 83 закрепление заливки осуществляется непосредственно так как баббит хорошо соединяется с основным металлом.

Положение вкладышей подшипника сохраняется благодаря щайбам,

Регулировка масляного зазора производится заменой прокладки с более большей толщиной на меньшую согласно инструкции завода строителя.

Крышки рамового подшипника изготавливают из стали 30. Способ изготовления ковка. Поперечное сечение двутавровое. Подвод смазки осуществляется через сверление в теле верхней крышки.

Станина

Материалом для изготовления служит сталь 30. Способ изготовления сварная. Выполнена в виде А-образных стоек. Поперечное сечение двутавровое. На верхнюю плоскость устанавливают блок цилиндров. Боковые поверхности с помощью петель навешиваются стальные двери для доступа к крейцкопфам, рамовым и мотылёвым подшипникам. Нижняя опорная плоскость тщательно обрабатывается, а стойки станины соединяются с фундаментной рамой шпильками в теле стоек выполнены отверстия для анкерных связей. На стойках устанавливают шлицевые трубы для каждого цилиндра и направляющие крейцкопфа. На боковых поверхностях станины устанавливают предохранительные клапана, а также сигнализация за контролем масляного тумана в картере.

Рубашка цилиндра (верхняя часть блок картера)

Материалом для изготовления служит серый чугун марки СЧ 28-48, а способом изготовления литьё. Выполняют в виде отдельной отливки на каждый цилиндр, которые затем сблачивают в единый блок цилиндров. Боковые поверхности выполнено ребрение для жесткости и сверления для подвода охлаждающей жидкости и окна для осмотра полостей охлаждения. В нижней части блока расположена полость для подвода продувочного воздуха. Полость отделена от картера диафрагмой для не подпадания цилиндрической

устанавливают шпильки для крепления крышки цилиндра и рубашка кожух установленная между верхней доской блока и крышкой цилиндра. Охлаждающая вода товодится в рубашку кожух через сверления и переливные трубки в верхней доске блока цилиндров.

Цилиндровая втулка

Материал - высококачественный легированный чугун. Способ изготовления - ковка. выполняется цилиндрической формы, с технологическими поясами на наружной поверхности. Верхний торец втулки опирается на рубашку кожух крепится крышкой и центрируется в нижнем сверлении внутри блока, поэтому она может свободно расширяться вниз при нагреве во время работы двигателя. На свободной части цилиндровой втулки между полостями охлаждающей воды и продувочного воздуха расположено несколько отверстий с невозвратными клапанами для подачи смазочного масла в цилиндр. На рабочей поверхности цилиндра сверления соединяются с зигзагообразными смазочными канавками для обеспечения равномерного распределения масла.

Цилиндровая крышка

Крышка цилиндра изготавливается из легированной стали марки 37ХНЗА. Способ изготовления литьё ковка. Внешняя форма -цилиндрическая. Выполняется виде двух донышек соединенных вертикальной стенкой по периметру. По оси выполнено сверление для установки корпуса клапана. На периферии выполнены сверления для установки двух форсунок, а также пускового, предохранительного, индикаторного клапанов. К нижней стороне крышки цилиндра приваривается кольцо, образуя охлаждающую полость.

Другая охлаждающая полость образуется вокруг седла выпускного клапана

посредством многочисленных косых (радиальных) сверлений.

Анкерные связи

Материалом для изготовления служит легированная сталь марки 18ХНМА.

Способ изготовления ковка. Выполняются в виде шпилек с рейзбой на концах.

Анкерные связи изготавливают из двух частей, соединяются муфтой между собой.

Кривошипно-шатунный механизм

1) Поршень

Поршень состоит из двух основных частей: головки и юбки.

Материалом для головки поршня жаропрочная, легированная сталь ЗОМ для юбки серый чугун марки СЧ 32-52

Способом изготовления головки и юбки - литьё, ковка.

Общая характеристика: выполнен в виде цилиндрической формы с доньшком в верхней части.

Головка поршня: доньшко имеет три выреза для крепления приспособлений для подъёма поршня. Наружная боковая поверхность снабжена хромированными канавками для четырех поршневых колец. Внутренняя поверхность используется для охлаждения маслом головки поршня.

Направляющая поверхность (юбка) на внутренней поверхности имеет сверления для подвода охлаждающей жидкости к головке. Крепление осуществляется болтами через вертикальные сверления в теле юбки, к головке.

Детали для подвода и отвода охлаждающего масла являются уплотнительные прокладки и красномедные кольца.

) Поршневые кольца

Поршневые кольца изготавливают из высококачественного

легированного чугуна. Поперечное сечение прямоугольное симметричное. Форма замка кривой разрез. 1-3 имеют правый разрез, 2-4 имеют левый разрез. Установка производится замка кольца относительно друг друга на 45° .

) Поршневой шток

Материалом служит легированная сталь 40ХН. Способ изготовления ковка. Выполняется в виде длинного цилиндрического тела. Верхняя часть штока выполнена в виде фланца для соединения с поршнем. Тело штока выполнено с внутренним сверлением для подвода и отвода масла к полостям охлаждения поршня. Нижняя часть выполнена в виде фланца с обрезанными параллельно с двух сторон краями, в теле выполнены сверления для болтового соединения с поперечиной.

) Крейцкопф

Крейцкопф двустороннего типа с двумя опорными башмаками. Крейцкопф состоит из поперечины, шеек на которые устанавливаются плавающие направляющие башмаки. Поперечина состоит из центральной части, которая также является шейкой головного подшипника. К торцам которых устанавливают шейки направляющих башмаков. Поперечина имеет в своем теле сверления для распределения масла, поступающего по телескопической трубе, частично на охлаждение поршня, частично на смазку головного и направляющих башмаков крейцкопфа. Стопорение башмаков от осевого перемещения служит стопорный болт. Башмаки крейцкопфа центрируются направляющими установленными в картере и направляющими планками, закреплённые к башмакам.

Шатун.

Стержень шатуна имеет круглого сечения, за исключением переходов к

изготовления ковка. Материал сталь 45. Головной подшипник состоит из двух частей. Нижняя половина выполнена за одно с телом шатуна. Верхняя половина крепится к нижней призонными шпильками. Вкладышами выполнены из стали, а рабочие поверхности залитые баббитом марки Б-83. на нижнем вкладыше есть сверления для подвода смазки к подшипнику. Верхняя крышка выполнена с выфрезерованным отверстием через которое проходит поршневой шток. Мотылевый подшипник состоит из двух вкладышей и корпуса. Вкладыши выполнены из стали залитые на рабочей поверхности баббитом марки Б-83. Для лучшего распределения смазки по рабочей поверхности и улавливания механических частиц стыков вкладышей выполнены неглубокие холодильники, которые, во избежания утечки масла, не доводят до края подшипника. Положение вкладышей подшипника сохраняется благодаря щайбам, которые устанавливаются в соответствующих отверстиях на корпусах подшипников. Крепление крышки подшипника осуществляется призонными шпильками, гайками и контрогайками, затяжка которых производится при помощи гидравлического домкрата.

) Коленчатый вал.

Материал качественная углеродистая сталь 50. Вал выполнен полусоставным шатунные шейки отковывают заодно со щеками, рамовые шейки запрессовывают в щеки. Коленчатый вал состоит из шатунных шеек, рамовых шеек, щёк. Рамовые шейки, щёки, шатунная шейка образуют колено. В носовой оконечности вала установлен аксиальный демпфер для противодействия тяжелым осевым действиям. На кормовом торце коленчатого вала устанавливается гребень упорного подшипника и маховик. К гребню упорного подшипника крепят звездочку для привода

Механизм распределения

. Передача от коленчатого вала к распределительному валу.

Место расположения со стороны фланца отбора мощности. Привод осуществляется при помощи цепной передачи. Цепной привод состоит из двух одинаковых роликовых цепей и звездочек, установленных на коленчатом и распределительном валах. Натяжение цепей производится натяжным устройством, расположенным между коленвалом и промежуточной звездочкой. От малой звездочки на распределительном валу осуществляется привод лубрикаторов, регулятора. Длинные свободные ветви цепей центруются резиновыми направляющими. Смазка осуществляется через трубки установленные на направляющих и звездочках.

. Распределительный вал

Распределительный вал расположен в районе блока цилиндров. Состоит из нескольких секций. Секции соединяются с помощью фланцевых соединений, а они, в свою очередь соединяются призонными болтами и гайками. На секции распределительного вала установлены шайбы топливного насоса, выхлопного клапана, индикаторного привода. Вал отковывают из стали 35 распределительный вал поддерживается на подвесных подшипниках, которые монтируются между кулачными шайбами. Шейки подшипников подвергают цементации. На кормовой оконечности вала устанавливают звездочку привода. Кулачные шайбы для привода выпускных клапанов изготавливают с позитивным профилем для ТНВД -негативным материалом служит сталь 45 подвергнутой улучшению и поверхностной закалке. Способ изготовления ковка. Подшайбы топливные и выпускные шайбы нагреваются

опережения шайбу соответственно проворачивают с помощью подачи масла под давлением в пространство между валом и шайбой.

.Передача от распределительного вала к клапанам.

Передача к выхлопному клапану осуществляется через гидропривод. Толкатель находящийся в корпусе над распределительным валом, передает движение поршню гидроцилиндра, который посредством трубки высокого давления соединён с гидроприводом выпускного клапана.

.Клапан

Корпус клапана изготавливают путём литья изготавливается из легированной стали марки 37ХНЗА и имеет съёмное седло со стеллитовой износостойчивой наплавкой на конической поверхности . Корпус и седло охлаждаются водой из системы охлаждения. Крепление корпуса клапана осуществляется посредством 4 шпилек и гаек затяжка производится гидродомкратами. Направляющая втулка - изготовлена из бронзы. Выпускной клапан закрывается под действием пневмопоршня. Открытие происходит посредством поршня гидроцилиндра нажимающего на хвостовик клапана. Открывающий гидроцилиндр установлен в верхней части выпускного клапана. Гидравлический цилиндр открытия клапана, устанавливается на пневмоцилиндр и крепится с помощью 4 шпилек и гаек. В верхней части гидроцилиндра установлен деаэрационный клапан. Выхлопной клапан изготавливают из жаростойких хромоникелевой стали марки ЭЯ2. На конической поверхности тарелки клапана наплавляется слой стеллита. На штоке, с газовой стороны, установлен кожух с лопатками, которые проворачивают клапан и производят само-притирку. На хвостовой части штока крепится с помощью двухсоставного конического сухаря, поршень

положению коленчатого вала в момент закрытия выпускного клапана. В конце хода сжатия, когда мотыль коленчатого вала займет положение соответствующее точке 2 начинается подача топлива в цилиндр. Подача и горение топлива заканчивается в момент, соответствующей точке 3.

Расширение продуктов сгорания (рабочий ход) продолжается до момента открытия выпускного клапана, что на диаграмме будет соответствовать точке 4. Открытие продувочных окон обозначено точкой 5, а момент их закрытия - точкой 1. Выпускной клапан закрывается несколько раньше (точка 6).

Система подачи воздуха в цилиндры

Принцип работы системы воздух засасывается из машинного отделения турбокомпрессором, через всасывающий фильтр. Из компрессора воздух нагнетается через трубопровод в холодильник воздуха, где он охлаждается. Корпус холодильника воздуха снабжен сепаратором, препятствует попаданию конденсированной воды вместе с потоком воздуха в ресивер надувочного воздуха. В ресивер надувочного воздуха воздух нагнетается через клапанный короб, расположенный в его нижней части. Клапанный короб снабжен клапанами (хлопушками), которые открываются давлением воздуха от ТК

Газотурбокомпрессор (гтк)

Всасывающий фильтр изготавливают из листовой стали с крепления к корпусу турбины. На боковых сторонах установлены сектора с фильтрующими элементами. Сектора выполняют съемными для замены фильтров. Во внутренней полости фильтра установлены глушитель. Изготовленный путем отливки из легких сплавов металлов. Для обеспечения

безударного поступления воздуха на рабочее колесо снабжается входным направляющим аппаратом выполненным отдельно от колеса. Направляющий аппарат представляет собой решетку неподвижных лопаток направляющий воздух в сторону вращения колеса. Рабочее колесо выполнено из алюминиевых сплавов АЛ9 полузакрытого типа. Диффузор используют для преобразования кинетической энергии воздуха за рабочим колесом в работу сжатия. Ротор выполняется сварным. С одной стороны на его установлено рабочее колесо компрессора с другой стороны рабочее колесо турбины. подшипники ротора шариковые. Со стороны нагнетателя устанавливает опорно-упорный. Со стороны турбины только опорный который допускает осевое смещения вала от температурного расширения. Лабиринтовые уплотнения служат для разделения газовой стороны от воздушной и от упорного подшипника. Лабиринты образованы образованы завальцованными в выточки ротора тонкими латунными гребешками. В камеру укупорки между гребешками подводится сжатый воздух от компрессора , давление которого больше давления газа. Маслоуплотнительное устройство служит для предотвращения попадания масла в газовую и воздушную полости ГТК; его выполняют в виде маслосгонной рейзбы, направленной в сторону противоположной вращению ротора.

Воздухоохладитель

Воздухоохладитель блочного типа монтируется в корпусе, который сварен из стальных листов и имеет промывочные люки. Охладитель выполнен с воздушно реверсивной камерой , которая имеет влагоотделитель. Влагоотделитель состоит из ряда пластин , которые отделяют конденсированную воду от продувочного воздуха во время его прохода через

Ресивер продувочного воздуха

Выполняют из листовой стали. крепится болтами к картеру двигателя. В полости ресивера на нижней части установлен клапанный короб. Этот короб снабжен рядом невозвратных клапанов. На ресивере расположены две вспомогательные воздуходувки. Всасывающая полость воздуходувок трубами соединяется с клапанным коробом. Нагнетательные воздуходувок снабжены шиберными заслонками. Ресивер наддувочного воздуха снабжен смотровыми люками, а также предохранительными клапанами.

Контрольно-измерительные приборы .

На систему подачи воздуха устанавливают ряд термометров, манометров.

термометр для определения воздуха после компрессора и перед холодильником. 2 термометр для определения температуры в ресивере. 3 дифференциальный манометр до фильтра компрессора и после него. Для определения степени загрязнения фильтрующего элемента. 4 дифференциальный манометр до после охладителя воздуха . для определения степени загрязнения воздушного хлодильника.

Система выпуска отработавших газов

Коллектор выпускных газов состоит из двух блоков соединённых между собой компенсатором. Блоки имеют возможность перемещаться, т.к. присоединены к основанию с помощью гибких опор. Между коллектором и выпускными клапанами, а также между коллектором и ТК утановлены компенсаторы.

Отработавшие газы от выпускных клапанов поступают в коллектор

оттуда газы уже при постоянном давлении поступают в ТК.

Коллектор изготавливается в виде трубы большого диаметра с приваренными к ней патрубки с фланцами для каждого цилиндра и для ТК.

Компенсаторы установлены между фланцами коллектора и патрубками выхлопных клапанов.

К контрольно измерительным приборам системы относят термометры и термопары, которые установлены на выходе из каждого цилиндра , перед турбиной и после неё.

Топливная система

К основным элементам системы относят: ТНВД, форсунки, система соединительных трубопроводов, фильтра грубой и тонкой очистки.

Топливо поступает в систему двигателя от насосов топливоподготавливающей установки через фильтра грубой и тонкой очистки. Затем к топливным насосам с избытком. Излишки топлива отводятся систему слива. Откуда топливо возвращается в установку топливоподготовки. Отсечка топлива также возвращается в систему слива.

Система предусматривает работу двигателя на тяжёлом топливе даже на время манёвров и стоянки. Система выполнена с циркуляционным контуром которая захватывает также и форсунки, что дает возможность циркуляции топлива и постоянно поддержания температурного режима во всех точках системы. При необходимости в парапорадах спутниках на участке

Масляная система
ТНВД- форсунка.

Состав системы: система состоит из двух основных. Смазки цилиндров и смазки кривошипно-шатунного механизма и др.

Смазка цилиндров осуществляется принудительно то масляных лубрикаторов. Масло используемое для смазки применяют зависимости от используемого топлива согласно рекомендациям завода строителя или судовладельца.

Циркуляционная система смазывает трущиеся детали коленвала, шатуна, крейцкопфа, распределительного вала, толкатели ТНВД, звёздочки приводных цепей распределительного вала и цепи, привода регулятора. Так как для открытия выпускных клапанов используют гидропривод - масляная система подпитывает его.

Система состоит из автономного масло-насоса, холодильника масла, фильтров, трубопроводов и арматуры.

Масло засасывается насосом из картера т.к. двигатель мокрым картером. После насоса масло поступает на масляный холодильник где охлаждается. После холодильника масло проходит фильтра, откуда распределяется ко всем точкам смазки. Откуда снова возвращается в картер.

Система охлаждения

Система охлаждения двух контурная. Первый высокотемпературный контур охлаждает блок цилиндров, крышки цилиндров, корпуса выпускных клапанов, турбину. Второй низкотемпературный контур охлаждает масляный холодильник и надувочный воздух.

Система состоит автономных электрических насосов, водоводяных охладителей и автоматики регулирования температурного режима охлаждения

происходит от масляной системы.

Система пуска, реверса и управления

Система управления пневмоэлектрического типа служит для выполнения команд, поступающие с навигационного мостика. Существует несколько видов управления двигателем:

- . Ручное из машинного отделения (ЦПУ)
- . Дистанционное автоматическое управление (ДАУ)
- . Аварийное непосредственно с двигателя.

В случае ручного управления из ЦПУ контроль за оборотами двигателя осуществляется посредством регулятора, выходной вал которого соединён с отсечным валом.

Остановка, пуск и регулировка осуществляется электропневматическим способом регулирующей рукояткой на посту управления, реверс рукояткой ответного телеграфа.

Используя ДАУ , управление двигателем осуществляется рукояткой телеграфа на мостике

В случае выхода из строя пневматической системы, регулятора или электроники управления двигателем осуществляется непосредственно с аварийного поста на двигателе.

Контрольно измерительные приборы и устройства аварийно предупредительной сигнализации

Контрольно измерительным приборам относя термометры манометры установленные на системах. Контроль за работой частоты вращения тахометр

и регулятор.

К аварийно предупредительной сигнализации относят пресостаты термостаты установленных на системах

Основные параметры срабатывания сигнализации . Низкое давление масла

- . Высокая температура масла
- . Нет смазки цилиндров
- . Отсутствие охлаждения поршней
- . Детектор масляного тумана в катере высокий уровень содержания паров масла в воздухе
- . Детектор обрыва трубки высокого давления
- . Большой уровень утечки топлива
- . Высокая разница давления на фильтрах
- . Низкое давление топлива в системе
- . Большая разница температур выхлопных газов.
- . Двигатель перегружен
- . Двигатель идет в разнос
- . Низкое давление воды в системах охлаждения
- . Высокая температура охлаждающей жидкости

Автоматические устройства защиты на двигателе

Регулятор предельной частоты вращения назначение срабатывает при предельной частоте вращения коленчатого вала для не допущения механических разрушений.

Предохранительные клапана служат для снятия опасных давлений в системах для не допущения механических разрушений.

Исходные данные

Двигатель марка 8 ДКРН 60/195-10 цилиндровая мощность 1390 кВт
частота вращения 117 об/мин температура окружающей среды $T_0=290\text{K}$
давление воздуха окружающей среды $p_0=0.1\text{МПа}$ давление воздуха после
ГТН p_k принимаем $p_k=0.2\text{ МПа}$ сопротивление воздухоохладителя $\Delta p_{\text{охл}}$
принимаем $\Delta p_{\text{охл}}=0.002$ коэффициент снижения давления воздуха при
поступлении из ресивера в цилиндр принимаем $\xi_a=0.9$

показатель политропы сжатия в компрессоре принимаем $n_k=2$ т.к.
используем центробежный нагнетатель

понижение температуры воздуха в охладителе $\Delta T_{\text{охл}}$ принимаем $\Delta T_{\text{охл}} =$
40К

подогрев воздуха от стенок цилиндра $\Delta T_{\text{ст}}$ принимаем $\Delta T_{\text{ст}}=5\text{K}$
коэффициент остаточных газов T_g принимаем $\xi_g=0.05$ температура остаточных
газов T_g принимаем $T_g=600\text{K}$ степень сжатия ξ принимаем для МОД $\xi=12$

часть хода поршня, отведенная на процессы газообмена $h_s = 13\text{см} = 0.13$
м

ход поршня $S=1.95\text{м}$ диаметр цилиндра $D=0.6\text{ м}$

Расчет

Расчет процесса наполнения

Давление воздуха в ресивере (МПа)

$$P_s = p_k - \Delta P_{\text{пот}} \quad P_s = 0.2 - 0.002 = 0.198 \text{ МПа}$$

Давление воздуха в конце наполнения (МПа)

$$p_a = \lambda p_s \quad p_a = 0.9 \cdot 0.198 = 0.178 \text{ МПа}$$

Температура воздуха после нагнетателя (К)

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} \quad T_k = 290 \cdot (1.1)^{1.2} = 410 \text{ К}$$

Температура воздуха в ресивере (К)

$$T_s = T_k \cdot \frac{p_s}{p_k} \quad T_s = 410 \cdot \frac{0.198}{0.2} = 405 \text{ К}$$

Температура воздуха в цилиндре с учётом подогрева от стенок

$$T_i = T_s + \Delta T_{\text{охл}} \quad T_i = 405 + 5 = 410 \text{ К} \quad (\text{К})$$

Температура воздуха в цилиндре в конце наполнения (К)

$$T_{*} = \frac{T_s + \Gamma_r T_r - \Gamma_r T_s + \Gamma_r T_r}{1 + \Gamma_r} = \frac{410 + 0.05 \cdot 600 - 0.05 \cdot 410 + 0.05 \cdot 600}{1 + 0.05} = 410.05 \text{ К}$$

Коэффициент наполнения, отнесенный к полезному ходу поршня

$$\eta_H = \frac{p_3 - p_2}{p_3 - p_2} \frac{V_H}{V_a} = \frac{0.179 - 0.179}{0.179 - 0.179} \frac{1}{1 + \Gamma_r} = \frac{0.179 - 0.179}{0.179 - 0.179} \frac{1}{1 + 0.05} = 0.93$$

Доля потерянного хода поршня

$$\eta' = \frac{h_i}{h} = 0.13 / 1.95 = 0.066$$

Расчет процесса сжатия

давление воздуха в цилиндре в конце сжатия

$$V_c = V_a \cdot \epsilon^{-n_1} \quad \text{где показатель политропы сжатия в цилиндре } n_1 = 1.37$$

$$p_c = 0.178 \cdot 12^{1.37} = 5.35 \text{ фс} \quad p_c = 0.178 \cdot 12^{1.37} = 5.356 \text{ а}$$

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 419 \cdot 12^{1.37 - 1} = 1050 \text{ Г, } T_c = 419 \cdot 12^{1.37 - 1} = 1050 \text{ к}$$

где показатель политропы сжатия в

цилиндре $n_1 = 1.37$

$$T_c = 419 \cdot 12^{1.37 - 1} = 1050 \text{ Г, } T_c = 419 \cdot 12^{1.37 - 1} = 1050 \text{ к}$$

Расчет процесса сгорания

Исходные данные

Весовая доля углерода в 1 кг топлива $C = 0.85$ Весовая доля

водорода в 1 кг топлива $H = 0.12$

Весовая доля серы в 1кг топлива $S = 0.003$ Весовая доля кислорода в 1кг топлива $O = 0.001$ Низшая теплота сгорания топлива $Q_n = 42000$ (кДж/кг)

Коэффициент избытка воздуха при сгорании $a = 1.8$ Коэффициент использования тепла в точке $z f_z = 0.92$ Давление газов в цилиндре в конце сгорания (МПа) $P_z = 10$ Расчетные данные

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, (кМоль/кг)

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \left(\frac{0.379}{12} + \frac{0.109}{4} + \frac{0.005}{32} + \frac{0.007}{32} \right) = 0.475 \text{ кМоль/кг}$$

Действительное количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, (кМоль/кг)

$$L = a L_0 = 1.8 \cdot 0.475 = 0.855 \text{ кМоль/кг}$$

Количество продуктов образующихся при сгорании 1 кг топлива (кМоль/кг)

$$M = \left(\frac{0.379}{12} + \frac{0.109}{4} + \frac{0.005}{32} + \frac{0.007}{32} \right) + L_0(a - 0.21) = 0.475(1.8 - 0.21) = 0.8823 \text{ кМоль/кг}$$

Химический коэффициент молекулярного изменения,

$$P_0 = m P_0 = m P_0 = \frac{1.62}{1-0.05} = 1.70105 \text{ Pa}$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$P = \frac{1}{1+0.05} = 0.95238$$

Средняя, мольная, изохорная теплоемкость сухого воздуха, (кДж/кМольК)

$$\bar{C}_v = 19.27 + 0.0025 T_c \bar{C}_v = 19.27 + 0.0025 T_c$$

$$\bar{C}_v = 19.27 + 0.0025 \cdot 1050 = 21.895$$

$$C = 19.27 + 0.0025 \cdot 1050 = 21.895 \text{ кДж/кМольК}$$

Средняя, мольная, изобарная теплоемкость сухого воздуха, (кДж/кМольК)

$$C_p = C_v + R = 21.895 + 8.314 = 30.209 \text{ кДж/кМольК}$$

Степень повышения давления

$$\frac{P_1}{P_0} = \frac{P_1}{P_0} = \frac{1.70105}{0.75} = 2.268$$

Уравнение сгорания: $C_3H_8 + 5O_2 \rightarrow 3CO_2 + 4H_2O$

$$T_{p2} - T_{p1} = \frac{Q}{m} + 8.314 T_c =$$

$$p_{ш} \cdot m_2$$

Температура газов в конце сгорания, (К), из уравнения сгорания

$$T_{z2} = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}$$

Где

$$A = \frac{36 + (\alpha - 1)25}{\alpha \cdot 10^4} = \frac{36 + (1.8 - 1)25}{1.8 \cdot 10^4} = 0.0031$$

$$B = \left[\frac{20.5 + (\alpha - 1)19.27}{\alpha} + 8.32 \right] \beta = \left[\frac{20.5 + (1.8 - 1)19.27}{1.8} + 8.32 \right] 1.59 = 44.95$$

$$B = \left[\frac{20.5 + (\alpha - 1)19.27}{\alpha} + 8.32 \right] \beta = \left[\frac{20.5 + (1.8 - 1)19.27}{1.8} + 8.32 \right] 1.59 = 44.95$$

$$C = \frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha L_0 (1 + \gamma_r)} + (c; + 8.32) T_{z1} = \frac{0.02 \cdot 42000}{1.8 \cdot 0.54 (1 + 0.05)} + (21.895 + 8.32 - 2.236) 1050 = 80383$$

$$C = \frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha L_0 (1 + \gamma_r)} + (c; + 8.32) T_{z1} = \frac{0.02 \cdot 42000}{1.8 \cdot 0.54 (1 + 0.05)} + (21.895 + 8.32 \cdot 2.236) 1050$$

$$T_{z2} = \frac{-44.95 + \sqrt{44.95^2 + 4 \cdot 0.0031 \cdot 80383}}{2 \cdot 0.0031} = 1608$$

$$T_{z2} = \frac{-44.95 + \sqrt{44.95^2 + 4 \cdot 0.0031 \cdot 80383}}{2 \cdot 0.0031} = 1608$$

$$U = 1608$$

К

Расчет процесса расширения

Исходные данные

Показатель политропы расширения газов в цилиндре $n_2 = 1.2$

Расчетные данные

Степень предварительного расширения

$$P = \frac{P_{z2}}{P_{z1}} = \frac{1.95 \cdot 1603}{1.95 \cdot 1603} = 1.33$$

Степень последующего расширения

$$\beta = \frac{P_{z2}}{P_{z1}} = \frac{9.026}{9.026} = 9.02$$

Давление газов в цилиндре в конце расширения, (МПа)

$$P_{z2} = \frac{P_{z1}}{\beta} = \frac{9.026}{9.02} = 0.714$$

Температура газов в цилиндре в конце расширения,(К)

$$T_i = \frac{S_n}{2} \cdot \Gamma_{\theta} = \frac{T_z \tau}{f r t_2 - i} \quad \hat{=} \quad 1037 \Gamma_B = \quad \hat{=} \quad 23 \quad = \quad \text{Ю37} \quad \text{К}$$

Расчет показателей двигателя

Исходные данные

Коэффициент скругления индикаторной диаграммы $\hat{=} = 0.95$

Механический КПД = 0.9

Частота вращения $n = 117$ об/мин

Коэффициент тактности $z = 1$

Число цилиндров $I = 8$

Расчетные данные

Теоретическое среднее индикаторное давление, отнесенное к полезному ходу поршня, (МПа)

$$\hat{=} = \hat{=} \quad - 1 \} + \quad \dots y) \quad \dots L \quad (! \quad \dots ! \quad \dots)]$$

$$P_i = \frac{1}{12-1} \left[2.23(1.33-1) + \frac{2.23-1.33}{9.02^{12-1} / 1.37-1} (2^{1.33-1} - 1) \right] \frac{1}{12^{1.33-1} / J} = 2.1 \text{ МПа}$$

$$P_i = \frac{1}{12-1} \left[2.23(1.33-1) + \frac{2.23-1.33}{9.02^{12-1} / 1.37-1} (2^{1.33-1} - 1) \right] \frac{1}{12^{1.33-1} / J} = 2.1 \text{ МПа}$$

Предполагаемое среднее индикаторное давление, отнесенное к полному ходу поршня, (МПа)

$$P_i = P_i \cdot \eta_M = P_i \cdot \eta_M$$

$$P_i = 2.1(1 - 0.066) \cdot 0.95 = 1.8 \text{ МПаД} = 2.1(1 - 0.066) \cdot 0.95 = 1.8 \text{ МПа}$$

Среднее эффективное давление, (МПа)

$$P_e = P_i \cdot \eta_M = P_i \cdot \eta_M$$

$$P_e = 1.8 \cdot 0.9 = 1.67 \text{ МПа}, \quad P_e = 1.8 \cdot 0.9 = 1.67 \text{ МПа}$$

Удельный индикаторный расход топлива, (кг/кВтч)

$$g_s = 433^{-g_s} = 433^{irt}$$

$$433 \frac{0.71 \cdot 0.11}{405 \cdot 1.30 \cdot 0.54} = 0.172 \text{ кг/кВт} \blacksquare 4g_s$$

$$433 \frac{0.79 \cdot 0.10}{405 \cdot 1.3 \cdot 0.54} = 0.172 \text{ кг/кВт} \blacksquare \text{ч}$$

Удельный эффективный расход топлива (кг/кВтч)

$$g_a = J L_a = *L$$

$$g_g = \frac{0.172}{0.172} = 0.191 \text{ кг/кВт} \blacksquare 4g_{e,0.9} = 0.191 \text{ кг/кВт} \blacksquare$$

Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{3600}{g} \frac{3600}{rQ_{\ll}} = 0.44 \quad \eta_i = \frac{3600}{0.191 \cdot 42000} = 0.44$$

Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{MVB} = \eta_i \blacksquare \cdot \eta_e = 0.44 \blacksquare 0.9 = 0.4 = 0.44 \blacksquare 0.9 = 0.4$$

Индикаторная цилиндрическая мощность двигателя, (кВт)

$$N_{i4} = 13.1 \quad P_i N_{i4} = 13.1$$

$$\text{Мщ} = 13.1 \quad 1.8 = 1812 \text{ кВт} \quad 1.8 = 1812 \text{ кВт}$$

Индикаторная агрегатная мощность, (кВт)

$$N_j = N_{i4} \blacksquare i N_j = N_{i4} \blacksquare i$$

$$N_j = 1812 \blacksquare 8 = 14496 \text{ кВт} \quad N_j = 1812 \blacksquare 8 = 14496 \text{ кВт}$$

Эффективная агрегатная мощность, (кВт)

$$N_e = N_j \cdot \eta_e = 14496 \cdot 0.9 = 13046 \text{ кВт}$$

$$N_e = 14496 \blacksquare 0.9 = 13046 \text{ кВт}$$

$$V_z = p - V_{cj} V_z = 1.33 \cdot 18.3 = 24.3 \text{ мм} \quad V_s =$$

$$p - V_{ct} v_z = 1.33 \cdot 18.3 = 24.3 \text{ мм}$$

Масштаб ординат, M_0 выбираем из условий:

$$\frac{V_z}{v_z} \approx \frac{V_z}{V_z} \approx$$

$$v_z \approx 3 v_j \approx 3$$

откуда

$$pZ = -V = -215.2 = 143.4 \text{ мм} \quad pZ = -V = -215.2 = 143.4 \text{ лш};$$

тогда

$$\frac{V_z}{V_z} = \frac{P_i}{P_i} = 143 \text{ л} = 14.3 \cdot 10 \text{ мм} \quad W = \ddot{E}E = M_{ii} = 14.3 \text{ (мм в 1 МПа)}$$

Давление в характерных точках цикла в масштабе ординат

$$Vl = p_a \cdot M_0 = 0.178 \cdot 14.3 = 2.54 \text{ мм} \quad M_0 = 0.178 \cdot 14.3 = 2.54 \text{ мм} \quad Vl = p_c \cdot M_0 = 5.356 \cdot 14.3 = 76.59 \text{ мм} = p_c \cdot M_0 = 5.356 \cdot 14.3 = 76.59 \text{ мм}$$

$$pj = Vz = Vz \cdot M_0 = 10 \cdot 14.3 = 143 \text{ мм} \quad pj = p^{\wedge} = Vz \cdot M_0 = 10 \cdot 14.3 = 143 \text{ мм}$$

$$Vb = Vb \cdot M_0 = 0.714 \cdot 14.3 = 10.2 \text{ мм} \quad Vt = p_b \cdot M_0 = 0.714 \cdot 14.3 = 10.2 \text{ мм}$$

В осях P-V по расчетным координатам наносим точки o, a, c, z, z, b .

11 процесс сгорания изображаем изохорой $c z$ и изобарой $z z$.

Промежуточные точки линии сжатия в масштабе ординат определяют исходя из равенств:

$$Va \cdot K^1 = Vc \cdot K^1 \text{ или } P_c \cdot C = P^* \cdot C^1 \text{ тогда}$$

$$Pa \cdot C = Vc^1 \cdot C^* \text{ ИЛИ } Vc^1 \cdot C'' = P^* \cdot C \text{ ТОГДА}$$

$$\frac{Pa}{P^*} = \frac{Vc^1}{Vc} = \frac{C^*}{C} = \frac{C''}{C} = \left(\frac{V}{V_0}\right)^{\gamma} = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

Задавая значения $V^* V_{ж}$ определяем соответствующие значения $Vx Vx$

Промежуточные точки линии расширения в масштабе ординат

определяют исходя из равенств:

$$\begin{aligned}
 & Vb \blacksquare K = V \quad V^{n2} \quad \text{или} \blacksquare V^{*2} = V \quad V^{n2} \quad \text{тогда} \\
 \text{Р} \blacksquare \text{С} = \text{Р}^* \blacksquare K^{112} \text{ или } \text{Р} \blacksquare \text{С}^2 = V \quad y^{112} \quad \text{тогда} \\
 & p^* = pb - \text{''}^\circ - \{ = \} \quad s\text{-ft-n,4=J} \quad ,m'
 \end{aligned}$$

Задавая значения α определяем соответствующие значения $V_x P_x$
 Полученные результаты расчета сводим в таблицу 1

Таблица!

α^0	Процесс сжатия	Процесс расширения	ρ	Процесс сжатия	Процесс расширения
30	34	106	90	5.5	19
45	21	63	105	4.5	15
60	11	38	120	3.5	12
75	7.5	25	135	3.0	10
90	5.5	19	150	2.5	-

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДВИЖУЩИХ СИЛ

.Определение сил давления газов и построение их диаграмм.

1 силы давления газов определяем из индикаторной диаграммы.

для определения сил давления газов в различных углах ПКВ

необходимо построить диаграмму Брикса.

- а) по оси абсцисс откладываем на базе индикаторной диаграммы ход поршня в соответствии с масштабом .
- б) в сторону НМТ откладываем поправку Брикса согласно масштаба.
- в) из центра O_i делим полуокружность на сектора по 15^0
- г) из точек пересечения проводим вертикаль до пересечения с линиями диаграммы
- д) ординаты от оси абсцисс до соответствующей линии диаграмма показывает значение давления газов для различных углов ПКВ.

2.Сила веса поступательно движущихся деталей КШМ и

построение их диаграммы

К ПДД КШМ к крейцкопфного двигателя относятся поршень, шток, крейцкопф, и верхняя часть шатуна до центра тяжести

Сила веса ПДД КШМ

$$P_B = G = M/g = 2.500/9.81 = 254,8$$

Где G - вес,

M - масса,

$g = 9.81$ м/с²-ускорение свободного падения.

Удельная сила веса.

$$p_g = \frac{M \cdot g}{F} = \frac{254,8}{0,28} = 910 \text{ Па}$$

Где $F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.6^2}{4} = 0,28 \text{ м}^2$ $F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.6^2}{4} = 0,28$

В масштабе чертежа

$$P_B \cdot M_0 = 87,5 \cdot 14,3 = 1252 \text{ ммр}^2 = p_g \cdot M_0 = 87,5 \cdot 14,3 = 1252 \text{ мм}$$

Определения сил инерции и построение диаграммы

Сила инерции ПДД КШМ

$$P_j = M \cdot j$$

Ускорение

$$j = R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Где R -радиус мотыля о

угловая скорость (рад/с)

$$\omega = \frac{3.14 \cdot 117}{30} = 12.25 \text{ рад/с}$$

удельная сила инерции

$$p_j = \frac{P_j}{F} = \frac{M \cdot j}{F} = \frac{M \cdot R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)}{F}$$

Где $M/F=m = 2500 \cdot 0,28 = 706,2$ - удельная масса
тогда

$$p_j = - mR\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \cdot 10^{-6}$$

Построение диаграммы сил инерции производим графическим методом
Толле.

. На базе индикаторной диаграммы откладываем ход поршня АВ 2.
Определяем силы инерции j в ВМТ для $\varphi=0^0$ пкв

$$p_{j(p=0)} = - mR\omega^2(1 + \lambda) \cdot 10^{-6} = 706,2 \cdot 0,975 \cdot 12,25^2(1 + 0,2) \cdot 10^{-6}$$

$$= 0,1239 \text{ AC} = p_{j(p=0)} \cdot M_0 = 0,1239 \cdot 14,3 = 17,7$$

. Отрезок AC откладываем вниз от ВМТ .

Определим силу инерции j в НМТ для $\varphi=180^0$ пкв

$$p_{j(p=0)} = mR\omega^2(1 + \lambda) \cdot 10^{-6} = 706,2 \cdot 0,975 \cdot 12,25^2(1 - 0,2) \cdot 10^{-6}$$

$$= 0,0826 \text{ BD} = p_{j(p=180)} \cdot M_0 = 0,0826 \cdot 14,3 = 11,8$$

. Отрезок BD откладываем верх от НМТ

. соединяем точки С и D прямой точка пересечения линий CD и AC

обозначаем E. восстанавливаем перпендикуляр EF который будет равен

$$EF = 3\lambda\omega^2 m \cdot M_0 \cdot 10^{-6} = 3 \cdot 0,2 \cdot 0,975 \cdot 12,25^2 \cdot 706,2 \cdot 14,3 \cdot 10^{-6} = 8,8$$

. Делим отрезки CF и FD на одинаковое число равных частей .

Соединяем одинаковые точки прямыми (1-1';2-2';3-3')

. Касательно к построенному проводим кривую

- . С помощью диаграммы Брикса делим ход поршня АВ на градусы
- . Отрезки между прямой осью абсцисс и линией диаграммы показывают значение p для различных ϕ пкв

Построение диаграммы движущих сил и их определение.

1. На оси абсцисс откладываем 2 хода поршня
 - . Делим каждый ход поршня на отрезки соответствующие ϕ пкв диаграммы Брикса
 - . Считая ось абсцисс атмосферной линией, строим развернутую индикаторную диаграмму.
 - . Вниз от линии абсцисс откладываем силу веса в масштабе.
 - . На линии веса строим диаграмму сил инерции с обратным знаком для удобства алгебраического суммирования.
 - . Определим величины движущих сил для различных ϕ пкв замеряя ординаты между линиями сил давления газов и сил инерции. С учетом знака

Таблица 2
Заносим в таблицу 2

ϕ пкв	$P_{дв}$		ϕ пкв	$P_{дв}$		ϕ пкв	$P_{дв}$		ϕ пкв	$P_{дв}$	
	мм	мПа		мм	мПа		мм	мПа		мм	мПа
0	74	5.17	90	11	0.76	180	-13	-0.9	270	9	0.62
15	130	9.05	105	4	0.27	195	-4	-0.27	285	12	0.83
30	129	9.02	120	-1.5	-0.1	210	-3	-0.21	300	13	0.91
45	76	5.3	135	-5	-0.34	225	-1	-0.06	315	27	1.88
60	43	3.00	150	-11	-0.76	240	-1	-0.06	330	41	2.87
75	25	1.74	165	-12	-0.83	255	3	0.21	345	55	3.84
90	11	0.76	180	-13	-0.9	270	9	0.62	360	74	5.17

Определение сил действующих в КШМ.

1. Действующую силу действующую на поршень переносим по линии действия головного соединения.
2. Раскладываем действующую движущую силу на поршень $P_{дв}$ по

правилу параллелограмма на две составляющие, нормальную N и действующую вдоль шатуна

$$H = P \sin \alpha \quad W = P \cos \alpha$$

$$P_{ш} = \frac{P_{д.}}{\cos \varphi} \quad P_{ш} = \frac{P_{д.}}{\cos \varphi}$$

3. Перемещая силу $P_{ш}$ по линии ее действия и раскладываем на две составляющие

Радиальная сила воспринимаемая коленчатым валом и подшипниками.

$$Z = P_{ш} \cdot \cos(\varphi + \beta) = P_{дв} \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$$

Касательная сила создающая крутящий момент на валу

$$T = P_{ш} \cdot \sin(\varphi + \beta) = P_{дв} \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$$

Определение радиальных сил построение их диаграмм.

1. Значение сил для различных φ пкв определяем аналитическим методом заносим в таблицу 3

φ пкв	$P_{дв}$		Z			T		
			$\cos(\varphi + \beta)$		$\sin(\varphi + \beta)$			
	$\cos p$		$\cos p$		$\cos p$		$\cos p$	
	мм	МПа					мм	МПа
0	74	5.17	1.0	74	5.17	0.000	0	0
15	130	9.05	0.952	123	8.65	0.309	40	2,79
30	129	9.02	0.816	105	7.36	0.585	44	5,31
45	76	5.3	0.606	46	3.21	0.808	61	4,2
60	46	3.00	0.348	16	1.04	0.954	41	2,8
75	25	1.74	-0.069	-1.7	-0.12	1.021	25	1,78
90	11	0.76	-0.204	-2.2	-0.15	1.000	11	0,76
105	4	0.27	-0.449	-1.7	-0.12	0.915	3,6	0,24
120	-1.5	-0.1	-0.652	0.9	0.06	0.870	-1	-0,08
135	-5	-0.34	-0.808	4	0.27	0.605	-3	-0,2
150	-11	-0.76	-0.916	10	0.69	0.415	-4,5	-0,31
165	-12	-0.83	-0.979	11	0.81	0.208	-2,5	-0,17
180	-13	-0.90	-1.000	13	0.9	0.000	0	0

195	-4	-0.27	-0.979	4	0.26	-0.208	1	0,05
210	-3	-0.21	-0.916	2.7	0.19	-0.415	1,5	0,08
225	-1	-0.06	-0.808	1	0.04	-0.605	0,5	0,03
240	-1	-0.06	-0.652	0.5	0.02	-0.780	1	0,04
255	3	0.21	-0.449	-1.3	-0.09	-0.915	-3	-0,19
270	9	0.62	-0.204	-1.8	-0.12	-1.00	-9	-0,62
285	12	0.83	0.069	0.8	0.05	-1.021	-12	-0,84
300	13	0.91	0.348	4.5	0.31	-0.954	-12,5	-0,86
315	27	1.88	0.606	16	1.14	-0.808	-22	-1,51
330	41	2.87	0.816	33	2.43	-0.585	-24	-1,67
345	55	3.84	0.952	52	3.6	-0.309	-17	-1,18
360'	74	5.17	1.000	74	5.17	0.000	0	0

1. Определяем значение сил X по формуле

$$z = m \cdot \cos \alpha \cdot \frac{1}{l} >$$

$$Z = P \cdot \frac{\cos \alpha}{z} = \frac{P}{3} \cdot \frac{\cos \alpha}{z}$$

значение заносим в таблицу с учетом

знака.

. На оси абсцисс откладываем два хода поршня.

. Делим каждый ход поршня на равные отрезки.

. В точках деления восстанавливаем перпендикуляры соответствующие значения сил Z

. Через концы перпендикуляров проводим плавную кривую.

Определение суммарных касательных сил и построение их диаграммы.

1. Для определения суммарных касательных сил ХТ заполняем таблицу.

φ пкв	Г-1	Г2	Г3	Г4	Г5	Г6	Г7	Г8	ХТ
0	0	-0,62	0,76	0	-0,2	0,03	4,2	-1,51	3,02
45	4,2	-1,51	-0,2	0,03	0	-0,62	0,76	0	2,66
90	0,76	0	0	-0,62	0,03	-1,51	-0,2	4,2	2,66
135	-0,2	4,2	0,03	-1,51	-0,62	0	0	0,76	2,66
180	0	0,76	-0,62	0	-1,51	4,2	0,03	-0,2	2,66
225	0,03	-0,2	-1,51	4,2	0	0,76	-0,62	0	2,66
270	-0,62	0	0	0,76	4,2	-0,2	-1,51	0,03	2,66
315	-1,51	0,03	4,2	-0,2	0,76	0	0	-0,62	2,66

2.

Для заполнения 1-ой графы определяем угол заклинки мотылей. Находим значение угла поворота кривошипа кратное углу заклинок

и

$$\angle P_{\text{заклинки}} = \frac{360}{\circ} = 45$$

- . Определяем порядок работы цилиндров
- . Вторая столбец таблицы берётся из предыдущей
- . Последующие столбцы T_1, T_2, \dots, T_n - Тв. Заполняются в

последовательности работы цилиндров смещённые на угол заклинки. Суммируем силы Т построчно с учётом знака. На оси абсцисс откладываем 2 угла заклинки, делим каждый угол на выбранные значения ϕ и в точках деления восстанавливаем перпендикуляр, равные значениям суммарного ХТ через концы перпендикуляров проводим плавную кривую.

Определяем среднюю суммарную касательную силу.

Откладываем её значение на

Определяем средне касательную силу

чертеже.

$$\Sigma T_{\text{ср}} = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + \dots + T_n}{3,02 + 2,66 + 2,66 + 2,66 + 2,66 + 2,66 + 2,66}$$

ПРОВЕРКА ПРАВИЛЬНОСТИ ПОСТРОЕНИЯ ДИАГРАММ АНАЛИТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ДИНАМИКИ ДВИГАТЕЛЯ

1. Определим крутящий момент на валу

$$= T_{cp} \cdot F_{пор[н]} \cdot R_{M(n \cdot b[IIb]} = 2,7 \cdot 10^6 \cdot 0,28 \cdot 0,975 = 737100 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{кр} = T_{cp} \cdot F_{пор[и]} \cdot K_{мотиль} = 2,7 \cdot 10^6 \cdot 0,28 \cdot 0,975 = 737100 \text{ Н} \cdot \text{м}^2.$$

Определяем мощность на валу двигателя

$$L_{\text{д}} = M \cdot \omega = 737100 \cdot 12.25 \cdot 10^{-3} = 12902$$

$$L = M \cdot \omega = 737100 \cdot 12.25 \cdot 10^{-3} = 12902 \text{ ,,}$$

кВт

Находим значения расхождения мощностей полученных из диаграммы и теплового расчёта. $\Delta < 5\%$

$$\Delta = \frac{N_i - N_{i\text{д}}}{N_i} \cdot 100\% = \frac{14496 - 14052}{14496} = 3,05\%$$