**Практические занятия 15,16,17.**

**Подбор ДВС. Влияние внешних условий и режимов пуска на работу ДВС.**

**Пусковой режим в дизеле.** Под пусковым режимом понимают процессы в дизеле, протекающие в период времени от момента на­чала вращения коленчатого вала пусковым устройством до мо­мента установления устойчивых процессов сгорания, обеспечиваю­щих нарастание индикаторной мощности и разгон дизеля. Усло­виями установления устойчивых процессов сгорания являются высокие температура и давление в конце сжатия, высокая темпера­тура стенок камеры сгорания и хороший распыл топлива. Эти условия обеспечиваются предварительным прогревом дизеля пе­ред пуском и разгоном дизеля до необходимых оборотов пуско­вым устройством. Указанные условия взаимно связаны. Более интенсивный предварительный прогрев способствует более легко­му разгону дизеля пусковым устройством вследствие уменьшения сил трения. Повышенная частота вращения при пуске способству­ет повышению давления сжатия, а также обеспечивают более каче­ственный распыл топлива. Первое и второе условия пуска связаны с подводом энергии к дизелю. Следует отметить, что энергоемкость пуска дизеля велика по сравнению с карбюраторными двигателя­ми, так как для разгона массивных деталей дизеля требуется боль­шая энергия, для создания высокой степени сжатия необходим большой крутящий пусковой момент и тяжелое дизельное топли­во надежно самовоспламеняется только при достаточно высоких пусковых оборотах. Специфическими особенностями пускового ре­жима в дизелях, затрудняющими пуск и отрицательно сказываю­щимися на его износе, являются следующие обстоятельства.

1. Большие потери теплоты через холодные стенки цилиндра приводят к снижению показателя политропы сжатия и, следова­тельно, к снижению температуры и давления сжатия.

2. Низкая температура дизеля перед пуском и отсутствие смаз­ки на стенках цилиндра обусловливают большие зазоры между поршнем и стенкой цилиндра и большие потери заряда воздуха через зазоры, чем также обусловливается снижение температуры и давления в конце сжатия.

3. Повышенная вязкость топлива при низкой температуре, вя­лый распыл его при относительно невысоких пусковых оборотах, невысокие значения температуры и давления в процессе сжатия неблагоприятно сказываются на процессах смесеобразования и са­мовоспламенения топлива.

4. Повышенное значение вязкости масла из-за его низкой тем­пературы, а также сухое и полусухое трение в некоторых парах обусловливают большие потери на трение в дизеле и затрудняют пуск.

5. Низкая температура стенок цилиндра, обусловливающая кон­денсацию агрессивных компонентов продуктов сгорания и ненор­мальный режим смазывания, приводит к интенсивному коррози­онному и механическому изнашиванию втулок цилиндров, порш­ней и клапанов. Опыты показывают, что износ цилиндровых вту­лок некоторых дизелей за один пуск аналогичен износу за 2...3 ч работы дизеля на установившемся режиме.

**Факторы, влияющие на пуск дизеля.**

*Тепловое состояние дизеля.* Под тепловым состоянием дизеля понимается температура охлаждающей воды в дизеле, температура стенок камеры сгорания и температура мас­ла. Во время пуска все указанные температуры равны между собой и равны температуре окружающего воздуха. При температуре дизеля 15 °С и меньше резко увеличивается продолжительность пус­ка. При этих температурах средние индикаторные давления малы и пуск дизелей без использования специальных устройств затруд­нен. Прогретый же дизель после первых вспышек быстро набирает обороты и переходит в режим устойчивой работы.

*Размеры цилиндров и степень сжатия.* С увеличением размеров цилиндров дизеля уменьшается относи­тельная (к объему) площадь стенок цилиндра, следовательно, умень­шаются потери теплоты через стенки, а также уменьшаются отно­сительные потери заряда цилиндра. Поэтому дизели с большими размерами цилиндров отличаются повышенными параметрами тем­пературы сжатия и более легким пуском при прочих равных ус­ловиях. Для успешного пуска дизеля с малыми размерами цилин­дра необходимы более высокие пусковые обороты.

С увеличением степени сжатия возрастает давление и темпера­тура сжатия, вследствие чего улучшаются условия смесеобразова­ния, самовоспламенения и сгорания топлива, поэтому дизели с вы­сокими степенями сжатия отличаются легким пуском. Желатель­ность применения максимально допустимых степеней сжатия, ог­раничиваемых величиной максимального давления сгорания, объяс­няется не только повышением индикаторного КПД дизеля, но и, главным образом, необходимостью обеспечения надежного пуска.

В дизелях с наддувом максимальные давления достигаются при относительно небольших степенях сжатия за счет высокого давления в начале сжатия. Так как при пуске наддув отсутствует, то дизели с наддувом отличаются относительно трудным пуском (по сравнению с дизелями без наддува).

*Количество подаваемого топлива.* Увеличение дозы впрыскиваемого топлива благоприятно отража­ется на пуске дизеля, так как увеличиваются уплотняющие воз­действия поршневых колец и повышается давление сжатия вслед­ствие впрыска топлива.

Значительное увеличение дозы впрыскиваемого топлива неже­лательно, так как приводит к дымному выхлопу вследствие непол­ного сгорания и накопления топлива в цилиндре за первые оборо­ты дизеля, к существенному увеличению оборотов после пуска ди­зеля, а также к резкому повышению давления сгорания и жестко­сти работы дизеля.

*Угол опережения подачи топлива.* При больших углах опережения подачи топливо попадает в среду с низкой температурой, вследствие чего ухудшается смесеобразова­ние и затрудняется самовоспламенение топлива. При малых углах опережения подачи топлива рабочая смесь не успевает пригото­виться к самовоспламенению. Существует оптимальный угол опе­режения подачи топлива. Этот угол обычно меньше оптимального угла опережения подачи топлива на номинальном режиме. Неко­торые дизели оснащаются устройствами коррекции угла опереже­ния подачи топлива в зависимости от скоростного режима работы. Такие дизели отличаются более легким пуском вследствие авто­матического уменьшения угла опережения подачи топлива.

**Способы облегчения пуска холодного дизеля.** Из анализа фак­торов, влияющих на пуск дизеля, следует, что решающим факто­ром является температурный режим дизеля. Все способы облегче­ния пуска холодных дизелей сводятся к их предварительному про­греву.

Теплота в дизель может быть подведена следующими способами:

* средами, циркулирующими через дизель;
* проворачиванием дизеля от постороннего источника механи­ческой энергии (почти вся подведенная энергия при этом идет на нагрев дизеля);
* комбинированным способом.

При первом способе теплота может быть подведена к дизелю со следующими средами:

* с паром, подаваемым в зарубашечное пространство дизеля;
* с водой, нагреваемой вне дизеля и циркулирующей через его зарубашечное пространство (часто воду пропускают через змеевик, расположенный в масляном баке с целью прогрева масла);
* с маслом, прокачиваемым через систему смазывания;
* с воздухом, засасываемым дизелем при его пуске;
* с топливом, подаваемым в дизель в процессе пуска.

Метод парового прогрева весьма эффективен и широко исполь­зуется в стационарных парках автомобилей и тракторов. Воздух, поступающий в дизель, может прогреваться или спиралями нака­ливания, или сжиганием во всасывающем тракте легкоиспаряю­щихся топлив (спирта, бензина). Подогрев топлива может быть произведен путем электропрогрева в топливном баке или в фор­сунках. В вихревых камерах вихрекамерных дизелей устанавлива­ются спирали, перед пуском накаливаемые электрическим током.

Наиболее эффективным является комбинированный способ под­вода теплоты к дизелю. Этот способ используется, например, в ди­зелях, прогреваемых прокруткой пусковым карбюраторным дви­гателем. Вода из системы охлаждения пускового двигателя на­правляется в зарубашечное пространство дизеля и прогревает его, а выхлопные газы, проходя по трубе, расположенной во всасываю­щем коллекторе дизеля, прогревают воздух, который поступает в дизель. Таким способом обеспечивается надежный пуск дизелей при отрицательных температурах. Для облегчения прокрутки хо­лодных дизелей всасывающие клапаны часто открывают при по­мощи механизма декомпрессии.

Дизели непосредственного впрыска, находящиеся в состоянии «горячего резерва» постоянно готовы к немедленному пуску. Сис­темой «горячего резерва» обеспечивается постоянный автоматизи­рованный прогрев воды и масла электронагревателями и циркуля­ция этих сред через дизель. Циркуляция может быть принуди­тельной или термосифонной. При отказе системы «горячего резер­ва» системой автоматического управления обеспечиваются перио­дические пуски дизеля на самопрогрев. Горячий резерв отрицательно сказывается на долговечности дизелей и связан с большими расхо­дами электроэнергии. В настоящее время разработаны надежные и безопасные системы пусков дизелей из состояния «холодного ре­зерва».

**Оценка необходимой мощности пускового агрегата и расхода пускового воздуха.** Мощность пускового агрегата расходуется на преодоление сил трения в дизеле, на привод вспомогательных на­вешенных на дизель агрегатов, на создание компрессии и на пре­одоление сил инерции при разгоне дизеля. Ориентировочно мощ­ность пускового агрегата может быть оценена на основании эмпи­рической зависимости

 (1)

где рп — мощность пускового агрегата, кВт; *Vsi* — литраж дизеля, л; 1,5... 1,7 — удельная необходимая мощность пускового агрега­та (установлена экспериментально), кВт/л; *Vs* — рабочий объем цилиндра; *i* — число цилиндров.

Средний расход пускового воздуха может быть ориентировочно оценен по аналогичной зависимости

*Vп.в = (6...9)Vsi,*

где **6...9** — средний литровый расход пускового воздуха.

Емкость пусковых баллонов на основании требований надеж­ного пуска должна обеспечить не менее 12 пусков дизеля из хо­лодного состояния. Объем баллонов, а также верхний предел дав­ления в них определяются на основании уравнения состояния воз­духа с учетом числа необходимых пусков, ориентировочного расхо­да пускового воздуха на один пуск и нижнего предела давления, обеспечивающего надежный пуск. При параллельном включении трех баллонов обеспечивается 10... 11 пусков дизеля при темпера­туре *Т0 =* 15 °С. При последовательном использовании этих же баллонов обеспечивается только 5...6 пусков. Таким образом, же­лательно параллельное включение пусковых баллонов.

**Режим прогрева дизелей.** Под прогревом дизеля следует пони­мать период работы дизеля с момента пуска до стабилизации теп­лового состояния дизеля на установившейся полной или частич­ной нагрузке. Критерием стабилизации теплового режима условно считается стабилизация температуры воды и масла на выходе из дизеля.

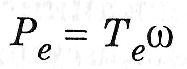
В период прогрева дизеля изменяются:

* температура цилиндровых втулок, поршней, головок поршней и других деталей;
* температурные напряжения в указанных элементах;
* зазоры в сопряжениях деталей, особенно заметно меняются за­зоры между цилиндровыми втулками и поршнями;
* температура воды и масла;
* ход термических процессов в дизеле.

С целью ускорения запуска и загрузки дизеля период прогрева должен быть предельно сокращен. Но при резком прогреве (т. е. при полной загрузке непрогретного дизеля) в элементах его конст­рукции могут возникнуть опасные по величине температурные на­пряжения. Оптимальным является такое форсирование прогрева, при котором температурные напряжения не достигают предельно допустимых величин.

**ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ НА РАБОТУ ДИЗЕЛЯ**

Понятие о механической напряженности дизелей. Эффектив­ная мощность на коленчатом валу дизеля выражается через кру­тящий момент *Те* и угловую скорость вращения со коленчатого вала формулой

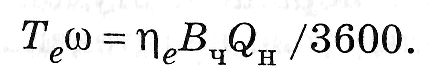
** (6.29)

или через эффективный КПД дизеля и часовой расход топлива формулой

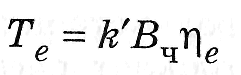
 (6.30)

где *Вч* — часовой расход топлива; QH — низшая теплотворная способность топлива.

Приравняв два выражения (6.29) и (6.30), получим

 (6.31)

Принимая *k'*=QH/(3600ω), получим



или аналогично

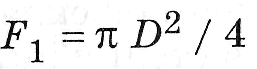
** (6.32)

В качестве критерия механической напряженности целесооб­разно использовать индикаторные показатели *pt* и *Ti ,* так как они выражают воздействие на детали дизеля полной энергии газов. Индикаторные показатели нагрузки могут быть определены деле­нием эффективных показателей на механический КПД ηм. Значе­ния механических КПД должны определяться на каждом режиме работы дизеля по нагрузочным характеристикам*.*

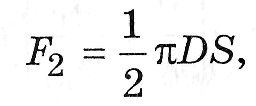
**Понятие о тепловой напряженности дизеля.** Показатели меха­нической напряженности *Те* и *ре* не учитывают воздействия на детали тепловых потоков, определяющих температурные градиен­ты и температурные напряжения в этих деталях. В качестве пока­зателя тепловой напряженности дизеля принимается величина сред­него теплового потока, который проходит в течение часа в охлаж­дающую жидкость через единицу площади поверхности камеры сгорания; она определяется из выражения

*q = Qч/F,* (6.33)

где Qч — часовой поток теплоты, передаваемый в охлаждаемую воду через один цилиндр дизеля; *F = F1 + F2* — полная охлаждае­мая поверхность, складывающаяся из площади огневой части крыш­ки

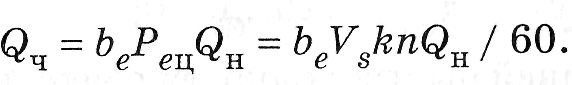


и части внутренней боковой поверхности цилиндровой втулки

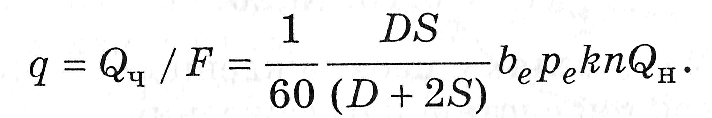


где S — ход поршня.

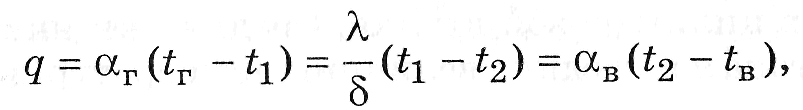
Если известны удельный эффективный расход топлива *bе,* низ­шая теплотворная способность QH и развиваемая дизелем эффек­тивная цилиндровая мощность *Рец* , то общее количество теплоты, выделяющееся за час в цилиндре дизеля, может быть определено формулой

 (6.34)

Следовательно, тепловая нагрузка цилиндра может быть опре­делена по выражению

 (6.35)

Зная величину удельного теплового потока, можно оценить тем­пературу стенок цилиндровой втулки и перепад температур во втулке, которые являются важными показателями температурной напря­женности дизеля. В установившемся режиме величина удельного теплового потока постоянна при передаче теплоты от газов через стенки цилиндров к охлаждающей воде:

** (6.36)

где αГ — коэффициент тепловосприятия стенки втулки от газов, кВт/(м2·град); αВ — коэффициент теплоотдачи стенки охлаждаю­щей воде, кВт/(м2 ·град); λ — коэффициент теплопроводности ма­териала стенки, кВт/(м2·град); δ— толщина стенки, м; *tГ, t1, t2* и *tB* — температуры газов, внутренней поверхности стенки, внешней поверхности стенки и охлаждающей воды.

**Оценка напряженности работы дизеля.** Механическая и тепло­вая напряженность дизеля возрастают с увеличением следующих параметров:

часового расхода топлива *Вч,* т. е. нагрузки;

размеров цилиндра *D* и *S;*

части теплоты τ0, передаваемой в воду;

удельного расхода *bе,* т. е. с ухудшением экономичности дизеля;

среднего эффективного давления *ре;*

коэффициента тактности *k;*

скорости вращения коленчатого вала *п;*

калорийности топлива QH.

Нагрузка на дизель может быть определена по следующим па­раметрам:

* электрической мощности при наличии генератора;
* крутящему моменту на коленчатом валу дизеля;
* среднему индикаторному давлению*pt;*
* величине подачи топлива.

**ВЛИЯНИЕ ВНЕШНИХ УСЛОВИЙ НА РАБОТУ ДИЗЕЛЯ**

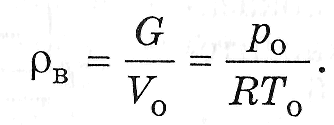
**Влияние температуры окружающего воздуха.** В условиях экс­плуатации забор воздуха стационарными дизелями часто произво­дится непосредственно из машинного зала, поэтому имеется воз­можность регулирования в определенных пределах температуры воздуха, поступающего в дизель. Разрежение во всасывающем трак­те и противодавление в выхлопном тракте также существенно зависят от своевременной и качественной очистки этих трактов от пыли и сажи.

Комплексное воздействие изменений температуры и влажности окружающего воздуха, разрежения во всасывающем тракте и про­тиводавления в выхлопном тракте на работу дизеля достаточно сложно, поэтому рассмотрим раздельное влияние одного из ука­занных факторов, предполагая другие факторы постоянными.

Из уравнения состояния воздуха

 (6.38)

следует, что удельный вес (плотность) воздуха

 (6.39)

При повышении температуры окружающего воздуха *Т0* в обрат­ной пропорции уменьшается плотность воздуха и весовой заряд цилиндра. Этим обстоятельством в основном и определяется не­благоприятное влияние повышения температуры топливной смеси *tc* на работу дизеля. Кроме того, при увеличении температуры *Т0* увеличивается температура продуктов сгорания и падение мощно­сти дизеля за счет уменьшения среднего индикаторного давления *pi.* Если нагрузка не уменьшается, то регулятором дизеля увели­чиваются дозы впрыскиваемого топлива. Увеличение подачи топ­лива приводит к некоторому возрастанию мощности, но одновре­менно с этим ухудшаются условия сгорания топлива и может на­ступить тепловая перегрузка дизеля. Если же при повышении тем­пературы *Т0* сохраняется прежнее значение коэффициента избыт­ка воздуха (т. е. доза впрыскиваемого топлива уменьшается), то уменьшение среднего индикаторного давления *pi* и мощности дизе­ля *Ре* становится более заметным.

Уменьшение температуры наружного воздуха *Т0* благоприятно отражается на работе дизеля. Увеличивается плотность поступаю­щего в дизель воздуха и уменьшаются температуры выхлопных газов. Вследствие совершенствования термодинамических процес­сов подача топлива несколько уменьшается регулятором дизеля и вместе с тем повышается его экономичность.

При сохранении неизменным коэффициента избытка воздуха а возрастает мощность, увеличивается индикаторный КПД и улуч­шается экономичность дизеля. Отрицательными последствиями уменьшения температуры окружающего воздуха являются некото­рое повышение давления *pz* и механической напряженности дизе­ля, ухудшение условий пуска и прогрева дизеля, что приводит к его повышенному изнашиванию.

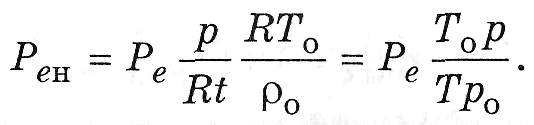
**Влияние разрежения во всасывающем тракте и противодавле­ния в выхлопном тракте на работу дизеля.** Загрязнение воздухо­очистительных устройств во всасывающем тракте сопровождается уменьшением давления *p0* воздуха в нем и уменьшением весового заряда цилиндра. Поэтому увеличение разрежения во всасываю­щем тракте влияет на работу дизеля так же, как и увеличение температуры окружающего воздуха. Существенное возрастание со­противлений всасывающего тракта приводит к заметному сниже­нию давления и температуры сжатия, росту периода задержки са­мовоспламенения, жесткой работе дизеля, догоранию топлива в выхлопном тракте, сильному уменьшению КПД, дымному выхлопу и сильному перегреву дизеля.

Ориентировочная оценка изменения мощности дизеля в зависи­мости от одновременного изменения температуры наружного воз­духа и давления во всасывающем тракте дизеля основана на пред­положении прямой пропорциональной зависимости эффективной мощности дизеля от плотности воздуха, поступающего в цилиндры дизеля,

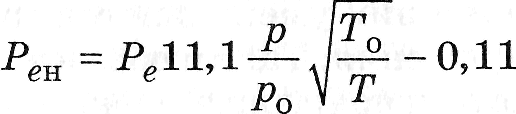
*Ре/Рен* = рв/рвн, (6.40)

где Рен и рвн — эффективная мощность и плотность воздуха при фактических условиях среды.

Если обозначить стандартные условия параметрами *р0* и *T0,* то эффективная мощность при температуре *Т* и давлении *р* может быть представлена зависимостью

 (6.41)

Существуют также эмпирические формулы для определения мощностей дизелей при изменении указанных параметров окружа­ющего воздуха, а также выражение

 (6.42)

Увеличение противодавления в выхлопном тракте дизеля так­же неблагоприятно сказывается на его работе. Возрастает количе­ство остаточных газов, ухудшаются очистка и наполнение цилинд­ра, ухудшаются условия хода термодинамических процессов, вслед­ствие чего ухудшается индикаторный КПД дизеля и его эконо­мичность, наступает перегрев дизеля. Особенно чувствительны к повышению противодавления двухтактные дизели вследствие рез­кого ухудшения процесса выпуска (продувки).