

ПОРШНИ

§ 6.1. Условия работы, нагрузки

Поршень служит для:

- ▶ передачи силы давления газов на шатун (в тронковых дизелях) или на поршневой шток (в крейцкопфных дизелях);
- ▶ передачи нормальной силы на стенку цилиндра (в тронковых дизелях);
- ▶ образования камеры сгорания и обеспечения ее герметичности,
- ▶ управления открытием и закрытием окон (в двухтактных дизелях).

По конструктивному выполнению различают поршни **тронковых дизелей** - цельные или составные, неохлаждаемые или охлаждаемые, и **крейцкопфных дизелей** - составные, охлаждаемые.

Поршень состоит (рис. 6.1а) из головки 1 (верхней части с круговыми канавками для уплотнительных колец) и направляющей части - тронка 4 с канавками для маслосъемных колец (в тронковых дизелях) или юбки (в крейцкопфных дизелях). Внутри тронка имеются приливы - бобышки 2 с отверстиями для установки поршневого пальца 3.

Головка поршня воспринимает давление газов и осуществляет газораспределение (в двухтактных дизелях), тронк выполняет роль ползуна, скользящего по стенке цилиндра, передает на нее нормальную силу и перекрывает выпускные и продувочные окна при положении поршня в ВМТ для предотвращения прорыва газов и продувочного воздуха в картер (в двухтактных дизелях). Юбка поршня в крейцкопфных дизелях обеспечивает его центровку в цилиндре и перекрывает окна при положении поршня в ВМТ (в двухтактных дизелях с неуправляемым выпуском).

Во время работы дизеля поршень нагревается и расширяется больше, чем цилиндровая втулка. Для предотвращения заедания поршня предусматривают между ним и втулкой цилиндра тепловой зазор. Наиболее интенсивно нагревается головка поршня. Поэтому радиальный зазор δ между головкой и втулкой устанавливают больше, чем между тронком (или юбкой) и втулкой. Для этого головку поршня изготавливают меньшего диаметра, чем тронк, или

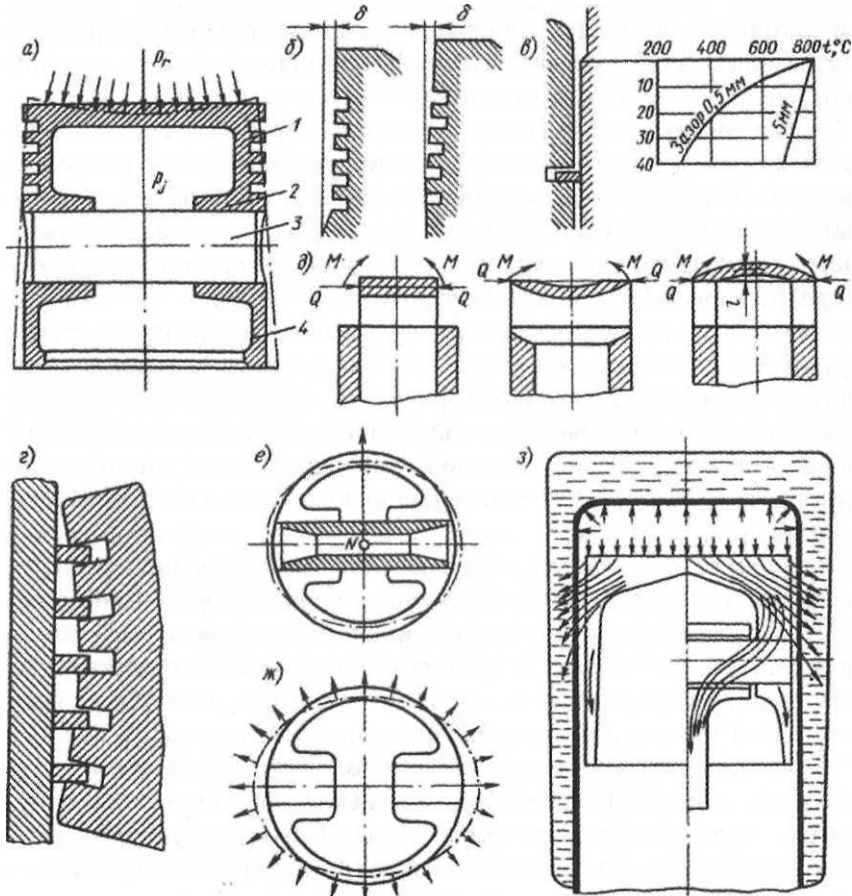


Рис. 6.1. Условия работы поршня

обрабатывают ее на конус (рис. 6.1б). Зазор зависит от диаметра цилиндра, конструкции, материала и условий охлаждения поршня, его устанавливают опытным путем, так как при увеличении зазора возрастает температура газа и поршня над верхним поршневым

кольцом (рис. 6.1в), ухудшая условия его работы. Зазор между тронком и втулкой должен обеспечивать только свободное перемещение поршня. Большой зазор вызывает стуки при переходе поршня через мертвые точки, так как нормальная сила изменяет свое направление и перекадывает поршень в цилиндре с одной стороны на другую. Кстати, появление глухих стуков свидетельствует об износе цилиндропоршневой группы.

У тронковых дизелей с чугунными поршнями диаметральный тепловой зазор (2δ) между головкой и втулкой обычно равен $0,006D$ а между тронком и втулкой - $0,001D$; для поршней из алюминиевых сплавов зазоры устанавливаются приблизительно в два раза больше.

Поршень подвергается воздействию больших механических и термических нагрузок.

Механические нагрузки возникают под действием силы давлений газов и силы инерции. Сила давления газов P_r вызывает циклически повторяющуюся деформацию днища и стенки поршня (см. рис. 6.1а), а сила инерции P_j стремится разорвать шпильки крепления головки или днища (в составных поршнях).

Термические нагрузки обусловлены непосредственным соприкосновением головки поршня с горячими газами (через поршень отводится 8-10% теплоты, выделяющейся при сгорании топлива в цилиндре), тепловая нагрузка поршня резко возрастает при увеличении диаметра цилиндра D (квадратичная зависимость) и при переходе от четырехтактного ($m = 2$) к двухтактному ($m = 1$) циклу.

У тронковых дизелей при прочих равных условиях тепловая нагрузка поршня выше, чем у крейцкопфных, вследствие дополнительного нагрева тронка поршня от трения о стенку цилиндра. У двухтактных дизелей с контурной схемой газообмена неравномерный нагрев поршня приводит к значительной асимметрии температурного поля относительно его оси и возникновению дополнительных термических напряжений.

У 2-тактных дизелей с прямоточно-щелевой схемой газообмена большая тепловая нагрузка выпускного поршня обусловлена омыванием горячими газами не только днища поршня, но и всей боковой поверхности его головки. В лучших условиях работают поршни дизелей с прямоточно-клапанной продувкой, у которых

поток продувочного воздуха хорошо и равномерно охлаждает головку поршня.

Сильный нагрев головки снижает ее прочность, а значительные перепады температур (осевой и радиальный) вызывают в днище поршня высокие термические напряжения, и головка деформируется (рис. 6.1г).

Термические напряжения и характер деформации существенно зависят от формы днища поршня. Если днище условно отделить от стенок головки поршня, то при линейном изменении температуры по толщине термические напряжения в днище не возникнут, а его свободная тепловая деформация выразится в увеличении наружного диаметра и изгибе в сторону газов. В реальных условиях свободной тепловой деформации днища препятствуют более холодные стенки головки поршня, и в местах соединения возникают изгибающие моменты M и сжимающие усилия Q (рис. 6.1д.). В результате плоское днище и вогнутое будут изгибаться в сторону холодных поверхностей, и на горячих поверхностях днищ (со стороны газов) возникнут термические напряжения сжатия, усиливающиеся за счет циклически действующих механических нагрузок; холодные поверхности днищ под действием тепловых и механических нагрузок будут испытывать напряжения растяжения. Если во время работы дизеля температура днища достигнет значения, при котором возникает явление «криппа» (ползучести материала), то напряжения сжатия на горячей поверхности снимаются.

После уменьшения нагрузки или остановки дизеля поршень охлаждается, и в нем возникают остаточные напряжения растяжения, которые могут вызвать трещины, прогрессирующие при дальнейшей работе дизеля с попеременными нагревами и охлаждениями поршня. В выпуклом днище поршня сила Q на плече l создает изгибающий момент, противоположный по знаку моменту M и обычно более значительный по значению. В результате на горячей поверхности выпуклого поршня возникнут напряжения растяжения. С учетом противоположного направления действия механических нагрузок от газовых сил выпуклая форма днища является наиболее целесообразной.

У тронковых дизелей в результате действия силы давления газов на днище поршня (рис. 6.1а), нормальной силы на боковую поверх-

ность (рис. 6.1е), нагрева от головки поршня и теплоты трения (рис. 6.1ж) деформируется также тронк поршня. Вследствие неравномерного распределения металла по сечению тронка он принимает овальную форму с большей осью по оси поршневого пальца, который является как бы направляющей при деформации. В результате между цилиндрической втулкой и тронком может возникнуть натяг, что приведет к заеданию поршня. Поэтому в большинстве конструкций в районе бобышек с поверхности поршня снимается металл.

У крейцкопфных дизелей юбка поршня разгружена от нормальной силы N , но она может касаться стенки цилиндра при большом зазоре в паре ползун-параллель, а также вследствие вибраций и разности давлений на боковую поверхность поршня со стороны выпуска и продувки в момент открытия выпускных окон (в двухтактных дизелях с контурной продувкой).

Наибольшие термические напряжения от радиального перепада температур возникают в днищах неохлаждаемых, а от осевого - в днищах охлаждаемых поршней, хотя общий уровень тепловой нагрузки у последних ниже.

У неохлаждаемых поршней теплота от головки отводится охлаждающей цилиндр водой (рис. 6.1з) через поршневые кольца (60-80%) и тронк (20-40%). Некоторое количество теплоты отводится через поршневой палец к шатуну, а также передается картерным газам и масляному «туману».

§ 6.2. Конструкция поршней

К конструкции поршня предъявляют следующие основные требования: **наименьшая теплонапряженность**, т.е. температуры днища и стенок головки в зоне поршневых колец должны быть по возможности снижены при минимальных перепадах температур в радиальном и осевом направлениях; **меньшая масса** (для снижения сил инерции) **при достаточной прочности и жесткости** (для предотвращения деформации). Кроме того, материал головки должен быть **жаропрочным и жаростойким**, а направляющей части - **износостойким, иметь хорошие антифрикционные свойства и малый коэффициент линейного расширения**.

Материал цельных поршней: серый чугун, высокопрочный чугун и алюминиевые сплавы литейные жаропрочные или

деформируемые. В составных поршнях головку или днище изготавливают отъемными из легированной стали (обычно молибденовой или хром-молибденовой), а направляющую часть - из чугуна или алюминиевого сплава. Это дает возможность получить жароупорную конструкцию при относительно небольшой массе и заменять при необходимости только головку поршня.

Высокий коэффициент теплопроводности алюминиевых сплавов (в три-четыре раза выше, чем у чугуна и стали) и небольшой коэффициент трения дают возможность снизить температуру днища поршня, его массу и силы инерции, а также потери на трение. Кроме того, поршни из алюминиевых сплавов более технологичны при изготовлении и на их поверхностях меньше образуется нагара. Передача теплоты от газов к алюминиевому поршню на 30-40% меньше, чем к чугунному или стальному.

Вследствие более низкой температуры (и, следовательно, лучшего наполнения цилиндров воздухом) и меньших потерь на трение при замене чугунных поршней поршнями из алюминиевых сплавов мощность дизеля может быть повышена на 10-15%, а расход топлива снижен.

Недостатки поршней из алюминиевых сплавов: малая прочность при высоких температурах, быстрая разработка канавок поршневых колец и бобышек поршневого пальца, относительно высокая стоимость. Из-за большого коэффициента линейного расширения алюминиевых сплавов (в 2-2,5 раза выше, чем у чугуна и стали) необходимо увеличивать радиальный зазор между тронком поршня и цилиндром почти в два раза по сравнению с чугунными поршнями, что затрудняет пуск дизеля, вызывает стуки в цилиндрах при работе на малых нагрузках и увеличивает тепловую нагрузку верхних поршневых колец.

Конструкция поршня зависит от типа дизеля и уровня его форсунок. Днище поршня для увеличения жесткости иногда подкрепляют ребрами 3 (рис. 6.2а). Карманы 1 на днище (рис. 6.2а, б) в четырехтактных дизелях предусматривают для обеспечения свободного открытия газораспределительных клапанов, а для выемки поршня из цилиндра по краям днища часто сверлят и нарезают отверстия для рымов 2 (рис. 6.2б, в). Для предотвращения нагарообразования на поверхности днища и защиты поршневого

подшипника от теплового излучения внутреннюю поверхность головки поршня иногда закрывают кожухом 1 (рис. 6.2в). Форма днища ВОД и СОД определяется главным образом способом смесеобразования, а МОД и форсированных СОД - условием обеспечения наименьшей теплонапряженности головки. Поэтому днище поршней МОД чаще всего выполняют плоским (с маловогнутой или с маловыпуклой поверхностью), так как такая форма имеет наименьшую поверхность нагрева и более равномерное распределение температур в осевом направлении. В днищах поршней МОД обычно не делают сверления для рымов, являющиеся концентраторами напряжений, а для демонтажа применяют специальные бандажы, надеваемые на верхнюю часть головки.

Высота головки поршня зависит от размеров и расположения поршневых колец, а также расстояния канавки верхнего кольца от

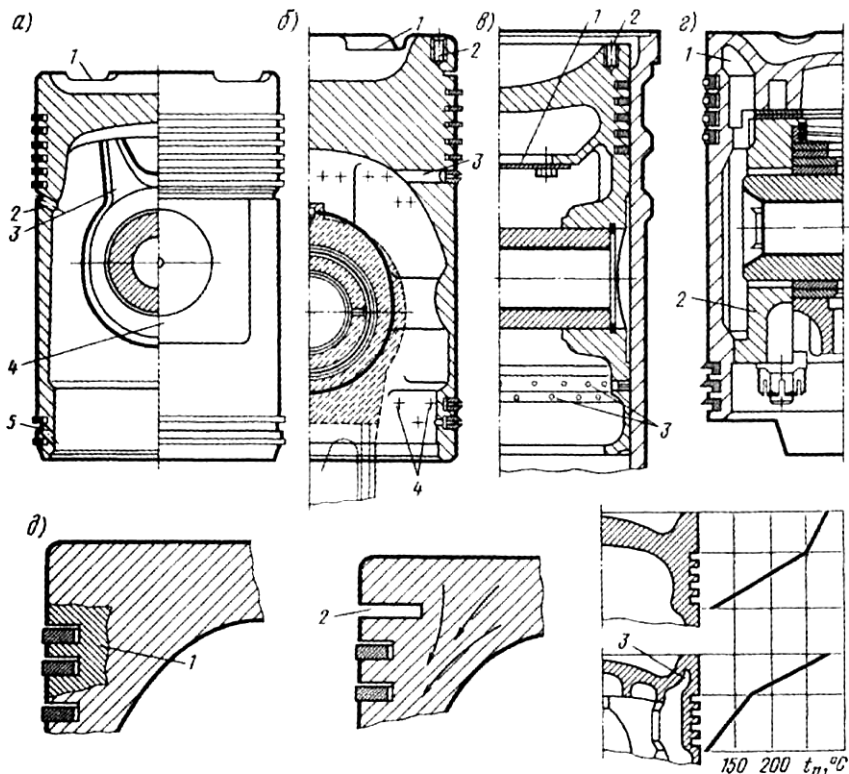


Рис. 6.2. Варианты конструктивных решений поршней

кромки днища. Для обеспечения лучшего отвода теплоты и более совершенных условий работы верхнего поршневого кольца его канавку до недавнего времени размещали по возможности дальше от днища так, чтобы при положении поршня в ВМТ кольцо было не выше уровня охлаждающей воды в зарубашечном пространстве; у двухтактных дизелей с контурной продувкой положение верхнего кольца согласуют с расположением верхних кромок окон. **Для предотвращения быстрого изнашивания канавок** их нижние поверхности хромируют или закаливают, в канавках устанавливают кольца из легированного чугуна с высокой механической прочностью, в головку поршня из алюминиевого сплава заливают обойму 1 из аустенитного чугуна с большим содержанием никеля для одного или двух верхних колец (рис. 6.2б). **Для уменьшения тепловой нагрузки** верхних поршневых колец у неохлаждаемых поршней в ряде случаев предусматривают наружные, а у охлаждаемых поршней внутренние «тепловые дамбы».

Наружная дамба 2 (рис. 6.2д) представляет собой глубокую канавку над верхним кольцом, создающую высокое термическое сопротивление (за счет малой теплопроводности газа) и заставляющую тепловой поток устремляться в обход верхних колец к нижним кольцам. Внутренняя дамба 3 (рис. 6.2д), 1 (рис. 6.2г) - это внутренняя круговая полость над поясом поршневых колец, уменьшающая поток теплоты к верхним кольцам за счет теплоотвода к охладителю поршня. **Длину тронка** поршня определяют в зависимости от допустимого удельного давления на стенку цилиндра и системы газообмена (в двухтактных дизелях). Толщину стенок тронка под уплотнительными кольцами в цельных неохлаждаемых поршнях часто резко уменьшают (см. рис. 6.2а, б) для снижения теплоток к тронку, предотвращения его перегрева, деформации и заедания поршня. Необходимую жесткость тронку обеспечивают его оребрением.

В ВОД с поршнями из алюминиевых сплавов для снижения температуры тронка и уменьшения зазора в паре тронк - цилиндр между головкой поршня и тронком или в тронке иногда делают **прорезь**; в этом случае упругий тонкостенный тронк деформируется независимо от деформации головки поршня. Однако прорезь уменьшает жесткость поршня, поэтому в форсированных дизелях тронк не

прорезают, а обрабатывают на конус (основание конуса в нижней части тронка).

Для снижения сил трения и износа тронка на его поверхности иногда выполняют **клинообразные углубления**. При перетекании масла из одного углубления в другое создается гидродинамическое давление, способствующее уменьшению трения и износа.

Утолщение в нижней части тронка служит для его ужесточения и предотвращения возможных деформаций при сборке и разборке (иногда для этого к торцу юбки крепят стальное кольцо), подгонки поршней по массе и использования в качестве технологической базы при обработке поршня.

Канавки для маслосъемных колец располагают на тронке выше или ниже поршневого пальца. В первом случае тронк будет обильно смазываться маслом, что способствует снижению его износа. Под канавками для колец или в самих канавках для отвода масла высверливают отверстия 2 и 5 (рис. 6.2а), 3 и 4 (рис. 6.2б).

В направляющей части поршней МОД и мощных СОД делают круговые канавки в виде «ласточкина хвоста», в которые закатывают **противозадирные кольца** из свинцовистой или оловянистой бронзы; после проточки диаметр колец на 0,1-0,4 мм больше диаметра поршня. Указанные кольца одновременно служат для амортизации ударов юбки о стенку цилиндра, привалки поршня по цилиндру и контроля его положения в эксплуатации.

Для предотвращения **заедания поршня** вследствие неравномерной деформации тронка выполняют следующие мероприятия:

► в районе бобышек поршня сошлифовывают часть металла или выбирают «карманы»-холодильники 4 (рис. 6.2а). В этом случае уменьшается местная концентрация металла и масса поршня;

► тронк поршня изготавливают **овальным** с большей осью в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца (во время работы дизеля тронк приобретает цилиндрическую форму);

► поршневой палец закрепляют в специальной, опирающейся на днище и прикрепленной к головке поршня вставке 2 (рис. 6.2з). При этом тронк поршня не имеет бобышек и отверстий для пальца и при нагреве деформируется равномерно.

Для улучшения отвода теплоты от днища у неохлаждаемых поршней увеличивают толщину днища от центра к кромкам и сечение головки в зоне колец (см. рис. 6.2а, б), и поршни изготавливают из алюминиевых сплавов, имеющих высокий коэффициент теплопроводности.

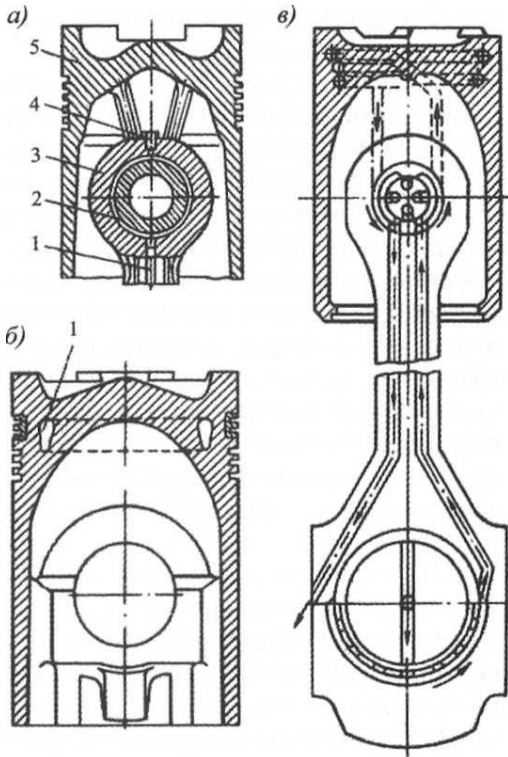


Рис. 6.3. Способы охлаждения поршней тронковых двигателей

У форсированных ВОД применяют тепловую изоляцию днища поршня. Для этого на днище закрепляют стальную **жаростойкую накладку** или наносят **керамическое жаростойкое покрытие** (карбид вольфрама с присадкой кобальта, карбид хрома с присадкой никеля и др.). К сожалению, керамические покрытия, имея разные с материалом поршня коэффициенты теплового расширения, со временем отслаиваются и поэтому до сих пор распространения не получили.

В обоих случаях происходит перераспределение статей теплового баланса дизеля: уменьшается теплоток в поршень и увеличивается

температура выпускных газов.

Снижение теплонапряженности охлаждаемых поршней достигается тщательной обработкой их конструкции (выбор материала, оптимальных толщин стенок и т.д.) и системой охлаждения. В качестве охладителя применяют масло или воду.

Основное преимущество масляного охлаждения - возможность применения в тронковых и крейцкопфных дизелях (протечки масла в

картер не опасны), а основной недостаток - вероятность коксования масла на доньшке, резко ухудшающего теплоотвод.

Преимущества водяного охлаждения: высокая теплоемкость воды (почти в 2,5 раза выше, чем у масла) и большой коэффициент теплоотдачи от стенок поршня к воде. Основные недостатки: возможность применения только в крейцкопфных дизелях, необходимость тщательного изготовления и изоляции системы подвода и отвода воды во избежание ее попадания в масло.

В судовых тронковых дизелях используют следующие способы охлаждения поршней.

Струйное (фонтанное) охлаждение (рис. 6.3а) применяют при умеренной теплонапряженности поршня. Масло по сверлению 1 в шатуне поступает в кольцевую канавку 2 поршневого подшипника 3, через сопло 4 струей омывает днище поршня 5 и стекает в картер дизеля.

Проточное охлаждение с помощью змеевика 1 (рис. 6.3в), залитого в тело головки при изготовлении поршня, или организованной в теле головки кольцевой полости 1 (рис. 6.3б). В змеевик масло обычно поступает по сверлениям в шатуне и поршневом пальце, а затем из поршня или через сверления в пальце и шатуне (см. рис. 6.3в) сливается в картер. В кольцевую полость масло попадает по сверлениям в шатуне и поршневом пальце или через сопло, установленное в картере дизеля соосно с вертикальным сверлением в теле поршня.

Охлаждение взбалтыванием масла (за счет «коктейль-эффекта») является наиболее эффективным, его широко применяют в современных судовых дизелях (рис. 6.4а, б). Сечения подводящих и отводящих масло каналов или высоту сливных отверстий подбирают таким образом, чтобы полость охлаждения была заполнена маслом только частично. Под действием сил инерции объем масла попеременно отбрасывается то к верхней, то к нижней части полости охлаждения, интенсивно омывая нагретые зоны поршня. Нагретое масло заменяется поступающим в поршень холодным маслом. Высокий коэффициент теплоотдачи в масло (почти в два раза больше, чем при циркуляционном охлаждении) обеспечивается за счет высокой средней скорости поршня и участия в теплообмене всей массы масла, а не только пограничного слоя. Вероятность коксования

масла на охлаждаемых поверхностях поршня при охлаждении взбалтыванием значительно уменьшается.

В крейцкопфных дизелях применяют циркуляционное охлаждение поршней (рис. 6.6а, д) или охлаждение взбалтыванием (рис. 6.6е, ж). Охладитель подводят к поршню с помощью телескопических (масло или вода) или шарнирных качающихся труб (масло).

Конструкции поршней тронковых дизелей показаны на рис. 6.4. Поршень дизеля **СЕМТ РС-4** (рис. 6.4а) - составной, имеет **съёмное тонкостенное** стальное днище, которое опирается круговым ребром 1 на тронк 3 из алюминиевого сплава и крепится к нему податливыми шпильками 2. Поршень охлаждается за счет взбалтывания масла во время работы дизеля. Масло подводится по сверлениям в теле шатуна, поршневом пальце и бобышках поршня в кольцевую полость в зоне поршневых колец, а затем поступает в полость под днищем и, охлаждая его, сливается в картер. Верхние поршневые кольца хромированы, а их канавки для повышения износоустойчивости подвергнуты индукционной закалке.

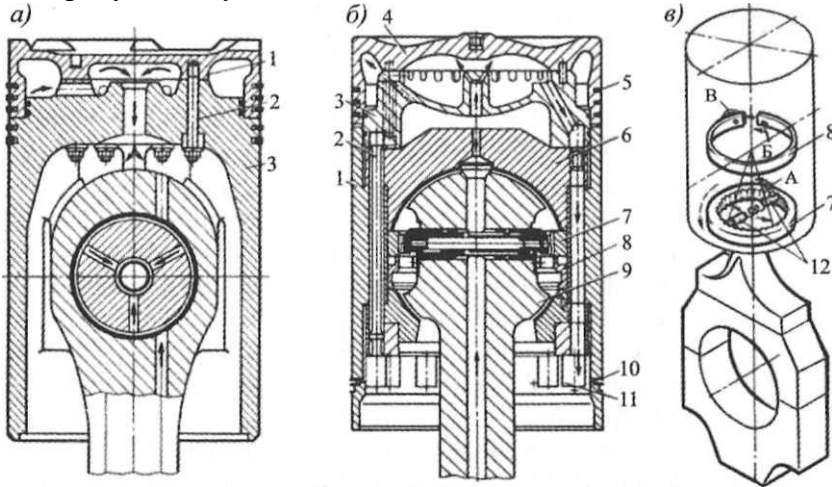


Рис. 6.4. Конструкция поршней тронковых дизелей

Поршень дизеля **«Зульцер» Z40/48** (рис. 6.4б) состоит из стальной головки 4, чугунного тронка 1 и разъемной сферической опоры 6, которая вместе со сферической головкой 9 шатуна образует поршневой подшипник. Тонкостенное днище поршня опирается на силовое кольцо 3, через которое сила давления газов передается непосредственно на сферическую опору и далее на головку шатуна. Все части поршня

соединены длинными податливыми шпильками 2. На головке поршня установлены уплотнительные кольца 5, а на тронке - маслосъемные кольца 10. Поршень охлаждается взбалтыванием масла в кольцевой полости в зоне уплотнительных колец и под днищем поршня. Масло подводится по сверлениям в шатуне и сферической вставке, а затем по многочисленным сверлениям в периферийной и центральной части силового кольца струей подается в полости в зоне колец и под днищем поршня. По трубке 11 масло стекает в картер. Внутренняя «тепловая дамба» способствует существенному снижению температуры головки поршня в зоне колец. Помимо обычного возвратно-поступательного движения, поршень медленно вращается во втулке цилиндра. Вращение осуществляется за счет качательного движения шатуна при помощи специального механизма. Две храповые защелки 12 в отверстии сферической головки шатуна, незначительно смещенном относительно ее центра, распираются пружиной и входят в зацепление с зубчатым венцом 7, свободно установленным в поршне между верхней и нижней половинами сферической опоры. Выступ А на торцовой поверхности зубчатого венца 7 входит в прорезь Б круглой пружины 8 (рис. 6.4в). Через выступ В пружины вращение передается поршню. Качательное движение шатуна с помощью храповых защелок вызывает прерывистое вращательное движение зубчатого венца. При повороте венца пружина сжимается, накапливая энергию. В момент, когда нагрузка на поршень от давления газов и сил инерции минимальная, пружина отдает накопленную энергию и поворачивает поршень.

Конструкция поршня со сферическим подшипником имеет следующие преимущества:

- ▶ при каждом ходе поршня нормальная сила передается на стенку цилиндра новым участком поверхности трения тронка, что обеспечивает его равномерную смазку и износ, нагрев и деформации, и устраняет опасность прихватаывания и задира поршня;

- ▶ в результате совместного вращения поршня и поршневых колец предотвращается местный нагрев цилиндровой втулки, обусловленный пропусками газов через замки колец, улучшается смазка колец и уменьшается их износ;

► равномерные тепловые деформации поршня и втулки дают возможность уменьшить зазор между ними;

► сферическая форма верхней головки шатуна обеспечивает самоцентрировку поршня относительно оси цилиндра и отсутствие перекосов в подшипниках.

На рис. 6.5 приведена конструкция поршня быстроходного двигателя, у которого стальная головка выполнена отдельно от алюминиевой юбки. Оригинальность решения состоит в том, что юбка и боковая поверхность головки полностью разгружены от механических нагрузок, передаваемых с доньшка непосредственно

на головное соединение, отлитое за одно целое с головкой. Таким образом, юбка, свободно висящая на пальце поршня, выполняет лишь функцию направляющей, а деформация канавок поршневых колец, расположенных в боковой стенке головки, полностью исключается.

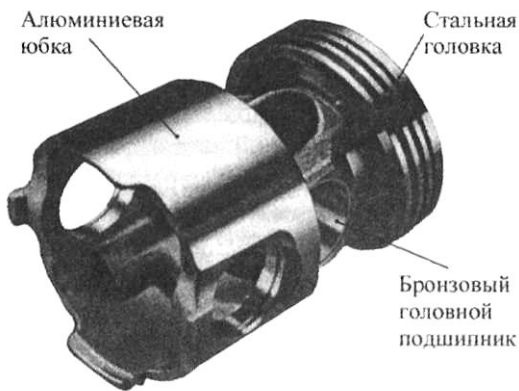


Рис. 6.5. Составной поршень 4-тактного быстроходного двигателя «Катерпиллар»

У дизеля «Бурмейстер и Вайн» **84VT2BF180** головка 1 поршня (рис. 6.6а) из жароупорной стали, чугунная юбка 5 и фланец штока 6 скреплены шпильками. В канавки уплотнительных колец 2 зачеканены противоизносные чугунные кольца 3. Поршень охлаждается маслом. Масло поступает по подвижной телескопической трубке, закрепленной на поперечине крейцкопфа, трубке 7 в осевом сверлении штока и далее в сварную вставку 4. Вставка имеет направляющие патрубки, обеспечивающие подачу масла с большой скоростью в полость охлаждения поршня. Масло из головки отводится через воронку вставки 4 и далее по кольцевому каналу между трубкой 7 и сверлением штока (такое решение неудачно, так как выходящее из головки масло имеет температуру около 60°C, что ухудшает охлаждение штока).

У дизеля типа **K90GF** (рис. 6.6ж) сила давления газов передается от днища поршня через стальное силовое кольцо 2 непосредственно фланцу штока поршня. Кольцо выполняет роль дополнительной опоры, уменьшающей механические напряжения изгиба в днище и разгружающей боковые стенки головки поршня. Это дает возможность уменьшить толщину днища и снизить в нем термические напряжения. Для уменьшения напряжений, возникающих из-за разных тепловых расширений, головка поршня и шток не имеют жесткого соединения. Фланец штока опирается на упругое кольцо 3, которое лежит на кольцевом бурте короткой юбки 4, прикрепленной шпильками к головке поршня. Охлаждающее масло подается по кольцевому каналу между трубкой и сверлением в штоке (попутно охлаждая шток), через сопла 1, расположенные по касательной к окружности силового кольца 2, с большой скоростью поступает в периферийную полость поршня, затем омывает днище и отводится по трубке в штоке.

Поршень дизеля **MAN KZ70/120** (рис. 6.6в) состоит из головки 1 из жароупорной молибденовой стали с уплотнительными кольцами 3, проставки 6 и длинной юбки 7, отлитых из чугуна. К кольцевому приливу 5 длинными шпильками (для увеличения их податливости) крепится шток поршня 9. Днище поршня подкреплено кольцевым ребром с каналами для прохода охлаждающей воды. Тонкостенная оребренная юбка крепится к нижнему фланцу 8 штока. Для обеспечения свободного теплового расширения головки поршня между юбкой и проставкой предусмотрен зазор. В канавки на юбке и проставке закатаны противозадирные кольца 4 из свинцовистой бронзы. Охлаждающая вода подводится и отводится по подвижным телескопическим трубам, прикрепленным к нижней части штока. По **кольцевому каналу** между центральной трубкой и штоком вода поступает в головку, а через воронку 2 по трубке 10 уходит из поршня. Для защиты штока от коррозии внутри осевого сверления устанавливают защитную трубку из нержавеющей стали.

У поршня дизеля типа **KSZ105/180** (рис. 6.6з) днище подкреплено двумя кольцевыми податливыми ребрами (за счет их наклона), что позволило уменьшить толщины днища и стенки головки и тем самым снизить в них термические напряжения и улучшить общее тепловое состояние поршня (максимальная температура днища не превышает

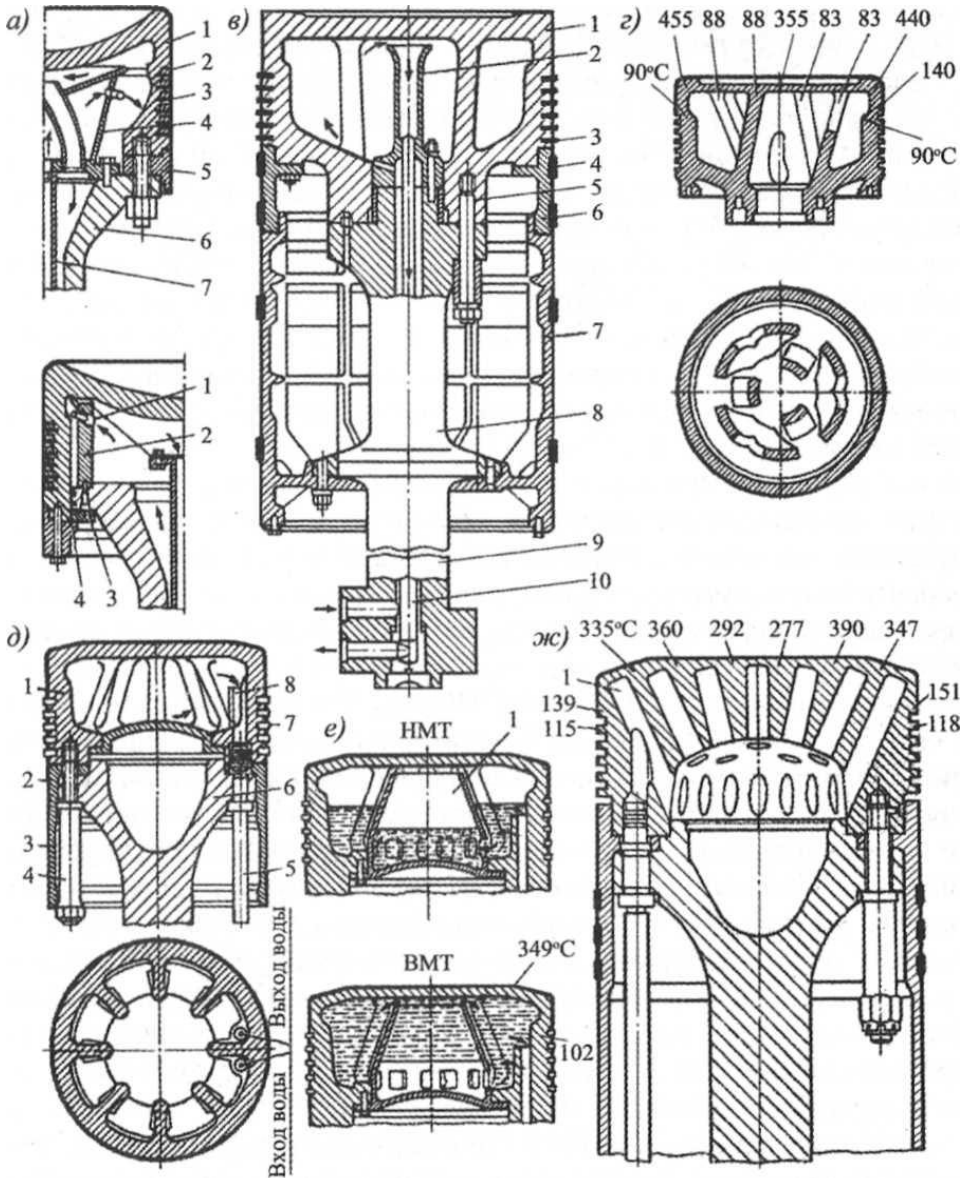


Рис. 6.6. Конструкция поршней крейцкопфных дизелей:
 а, б – «Бурмейстер и Вайн»; в, г – МАН; е, ж – «Зульцер»

455°C, а над канавкой верхнего поршневого кольца - 140°C).

Поршень дизеля «Зульцер» RD76 (рис. 6.6д) состоит из головки 1 с уплотнительными кольцами 7, отлитой из хромомолибденовой стали, и короткой чугунной юбки 3 с противозадирными кольцами 2 из свинцовистой бронзы. Головка и юбка крепятся к фланцу 6 поршневого штока с помощью длинных шпилек 4 с дистанционными трубками (для увеличения их податливости). Для уменьшения толщины и снижения термических напряжений днище подкреплено ребрами. Охлаждающая вода подводится и отводится по телескопическим трубам 5. После остановки дизеля и прекращения подачи воды она не должна уходить из головки поршня, поэтому выходное отверстие 8 трубы, по которой отводится вода, располагается ближе к днищу и выше отверстия, через которое вода поступает в поршень.

У поршня дизеля RND105 увеличены число ребер жесткости, подкрепляющих днище, и длина юбки (для перекрытия окон при положении поршня в ВМТ), интенсифицировано охлаждение за счет взбалтывания воды в полости головки. Коническая вставка 1 (рис.6.6е) делит полость охлаждения на две полости, соединенные сверху и внизу. В результате уровень воды при положениях поршня в НМТ и ВМТ в наружной и внутренней полостях неодинаковый. В НМТ уровень воды во внутренней полости падает быстрее, а в ВМТ - медленнее, чем в наружной кольцевой полости. Это обеспечивает хорошее охлаждение днища поршня и зоны поршневых колец (максимальная температура днища не превышает 394°С, а в зоне канавки верхнего кольца - 102°С).

У дизелей «Зульцер» типов RLA, RLB и RTA эффективное охлаждение поршня обеспечивается за счет глухих сверлений 1 в толсто-стенном днище (рис. 6.6ж); максимальная температура днища не превышает 390°С, а над канавкой верхнего кольца - 151°С.

В новой модификации поршня двигателей «Зульцер» RTA охлаждение головки интенсифицировано путем введения струйного охлаждения глухих сверлений (рис. 6.7).

Фирма МАН в своих современных двигателях МСС в целях снижения тепловой нагрузки поршневых колец и в первую очередь первого кольца от проникающих в зазор между верхней боковой стенкой головки поршня горячих газов удлинено эту стенку, спустив

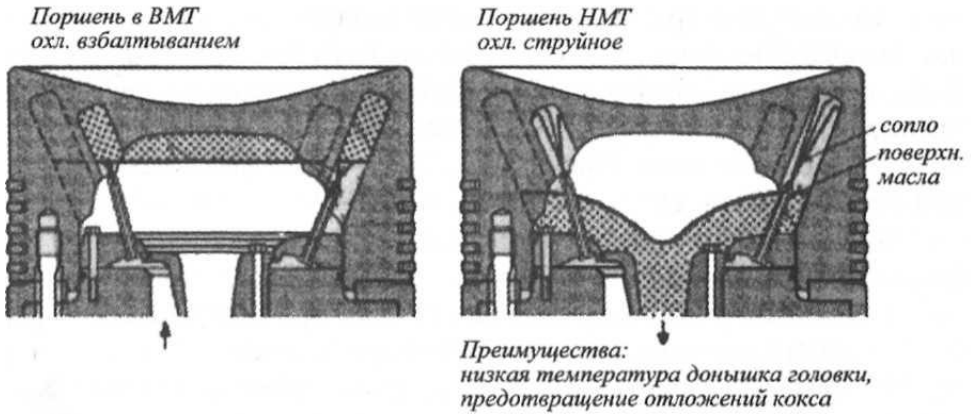


Рис. 6.7. Струйное охлаждение головки модификации двигателя «Зульцер» RTA

весь пакет колец вниз (см. рис. 5.36).

Поршневой палец (в тронковых дизелях) служит для шарнирного соединения поршня с шатуном и передачи ему силы давления газов.

Условия работы пальца. Палец подвержен механическим нагрузкам от действия движущей силы P и термическим нагрузкам вследствие нагрева от головки поршня и теплоты трения в поршневом подшипнике.

Под действием механической нагрузки (рис. 6.8а) палец испытывает **напряжения изгиба** (опасное сечение I-I) и **среза** (опасное сечение II-II), подвержен **деформации**. Его рабочая поверхность работает на истирание при высоких удельных давлениях и неблагоприятных условиях смазки (качательное движение шатуна не обеспечивает образования масляного клина).

К поршневому пальцу предъявляются следующие основные требования:

- ▶ высокая радиальная жесткость (для предотвращения деформации, заедания в поршневом подшипнике);
- ▶ хорошая сопротивляемость ударной нагрузке (мягкая сердцевина);
- ▶ высокая износостойкость (твердый поверхностный слой).

Материал пальцев: малоуглеродистая сталь или легированная сталь. Наружную поверхность пальцев цементируют или азотируют с последующей закалкой и отпуском, а после

механической обработки для повышения усталостной прочности полируют.

Конструкции пальцев показаны на рис. 6.8. Пальцы могут быть сплошными и полыми, с постоянным или переменным диаметром расточки. Полые пальцы имеют меньшую массу, а переменный диаметр расточки позволяет рационально распределить материал.

Расположение поршневого пальца по длине тронка поршня определяется условием отсутствия перекоса поршня на такте расширения и минимальной работы трения поршня.

В современных дизелях применяют плавающие пальцы, которые устанавливают в бобышках с незначительным натягом или зазором. Благодаря зазору после нагрева поршня во время работы дизеля

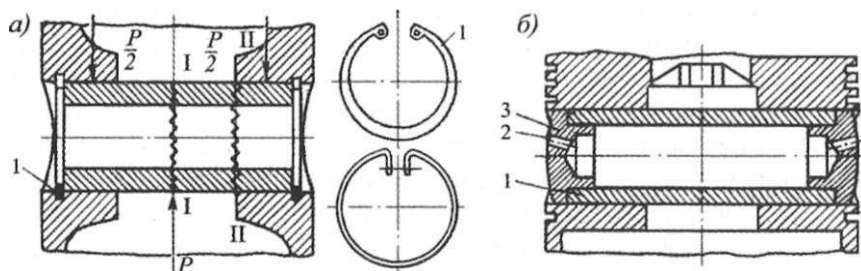


Рис. 6.8. Поршневой палец

палец получает возможность проворачивания в бобышках. Преимущества плавающего пальца: меньше работа трения и нагрев вследствие снижения относительной скорости скольжения; равномерное изнашивание по окружности; возможность проворачиваться в бобышках поршня в случае заедания в поршневом подшипнике.

Для предотвращения повреждения зеркала цилиндра осевые перемещения плавающего пальца ограничивают пружинящими кольцами 1 (кольцами Зегера) прямоугольного или круглого сечения (см. рис. 6.8а), устанавливаемыми в кольцевые выточки в бобышках поршня, или заглушками 3 (рис. 6.8б) из антифрикционного сплава или стальными.

Заглушки, установленные в отверстие пальца 1, повышают его радиальную жесткость и улучшают отвод теплоты; отверстия 2 предотвращают сжатие воздуха при их установке и при нагреве пальца

во время работы дизеля. Заглушки, установленные в расточки бобышек поршня, фиксируют от проворачивания штифтами. У некоторых дизелей в пальце имеются радиальные и осевые сверления для принудительного подвода масла из поршневого подшипника к трущимся поверхностям бобышек. В этом случае заглушки с уплотняющими прокладками не только ограничивают осевые перемещения пальца, но и предотвращают попадание большого количества масла на стенки цилиндра.

В мощных СОД в пальце часто предусматривают радиальные отверстия для подвода масла от поршневого подшипника через отверстия в бобышках на охлаждение поршня.

§ 6.3. Повреждения поршней в эксплуатации

В большинстве случаев выход из строя поршней связан с их перегревом.

Причины перегрева головок поршней:

- ▶ Длительная работа двигателя с перегрузкой. Нарушение распыливания топлива, подтекание распылителя.
- ▶ Недостаточное поступление воздуха в цилиндры. Слишком поздняя подача топлива, большое догорание на линии расширения, нарушение в регулировке ТНВД - чрезмерно большая подача топлива



Рис. 6.9. Натирсы на юбке

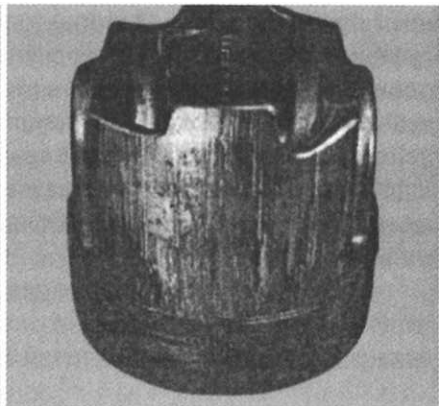


Рис. 6.10. Нарушение охлаждения головки, ее перегрев в течение длительного времени и как результат – задиры юбки по всей поверхности

в рассматриваемый цилиндр. Недостаточное охлаждение двигателя и поршня.

Следы перегрева головки. Наличие интенсивного коксования топлива и масла на головке и ее боковой поверхности, появление трещин. Следы выгорания металла в зоне удара струй топлива, в алюминиевых поршнях - подплавление закраин головки либо сквозное прогорание.

При масляном охлаждении следы коксования масла (появление темно-коричневой окраски) на внутренней поверхности головки.

Следы перегрева тронка. Следы сгорания масла (темные полосы). Появление рисок и задиров - прорыв газов в картер в связи с повреждением или поломкой колец. Натирсы или задиры в зонах утолщения металла под бобышки поршневых пальцев (см. рис. 6.9), что обычно связано с заклиниванием маслосъемного кольца и резким увеличением расхода масла.

Литература

Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. / И.В.Возницкий, А.С.Пунда – М.:МОРКНИГА, 2010.- 260 с. Стр.62-80