

## Шатуны. Шатунные болты.

**Цель лекции** изучить назначение, конструкцию и условия работы шатунов и шатунных болтов

### Шатуны

---

Шатуны служат для преобразования прямолинейного возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала и передачи ему сил давления газов и инерции поступательно движущихся и вращающихся масс. Шатун включает верхнюю и нижнюю головки с запрессованными в них подшипниками и соединяющий их стержень круглого или двутаврового сечения. Нижняя головка разъемная и скрепляется **шатунными болтами.**

Шатуны тронковых (рис 8.2а) и крейцкопфных двигателей отличаются конструкцией верхней головки (рис 8.2б), в последних головка разъемная и имеет вильчатую форму, так как в ней крепится крейцкопфный

#### Условия работы, нагрузки

**Нагрузка шатунов** определяется действием сил давления газов  $P_2$  и сил инерции поступательно-движущихся и вращающихся масс. Нижняя часть верхней головки шатуна и верхняя часть нижней

головки подвергаются **сжатию** суммарной силой узел.

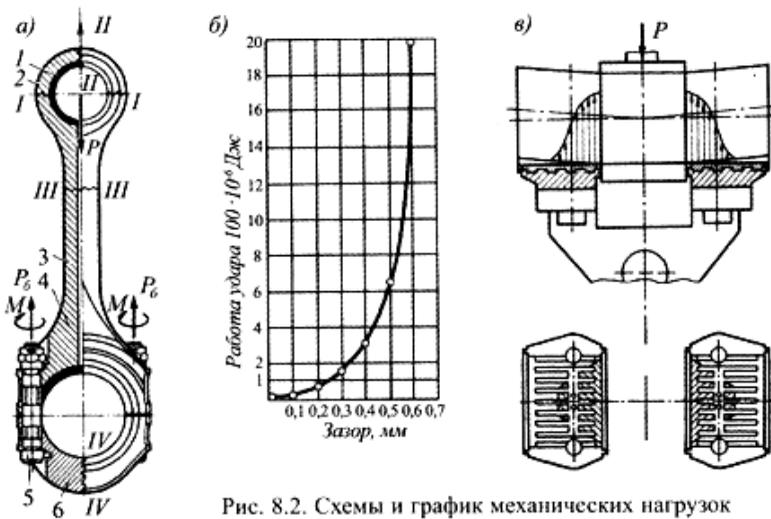


Рис. 8.2. Схемы и график механических нагрузок на детали шатунной группы

$P_{сум} = P_2 \pm P_j$  а стержень сжатию и продольному изгибу. Кроме того, в 4-х тактном двигателе при изменении знака суммарной силы за счет изменения направления силы инерции поступательно движущихся масс  $P_j$  (вверх) верхняя часть верхней головки шатуна подвергается сжатию, разрыву (опасное сечение I - I) и изгибу (опасное сечение II - II), стержень шатуна - разрыву (опасное сечение III - III), нижняя часть головки - сжатию и изгибу (опасное сечение IV - IV) - рис 8.2a. Зоны действия опасных напряжений представлены также на рис 8.3. Разрывающие напряжения в шатунах возникают также при заклинивании поршня и работе 2-х тактного двигателя с декомпрессией.

*Шатунные подшипники* работают на истирание при больших удельных давлениях, достигающих 20-30

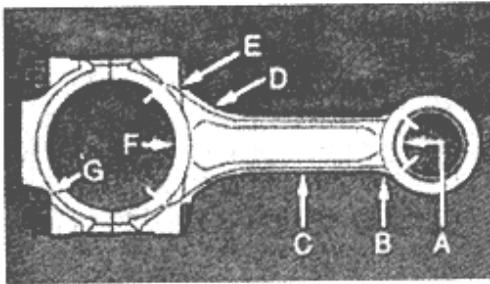


Рис. 8.3. Зоны действия высоких напряжений:  
 А – рабочая поверхность голов­ного подшипника; В – переход стержня в головку; С – середина стержня шатуна; D – переход от стержня к нижней головке; Е – галтель перехода к посадочной плоскости; F – рабочая поверхность мотылевого подшипника; G – галтель перехода к плоско­сти посадки гайки

*Поршневой подшипник* нагружается еще более

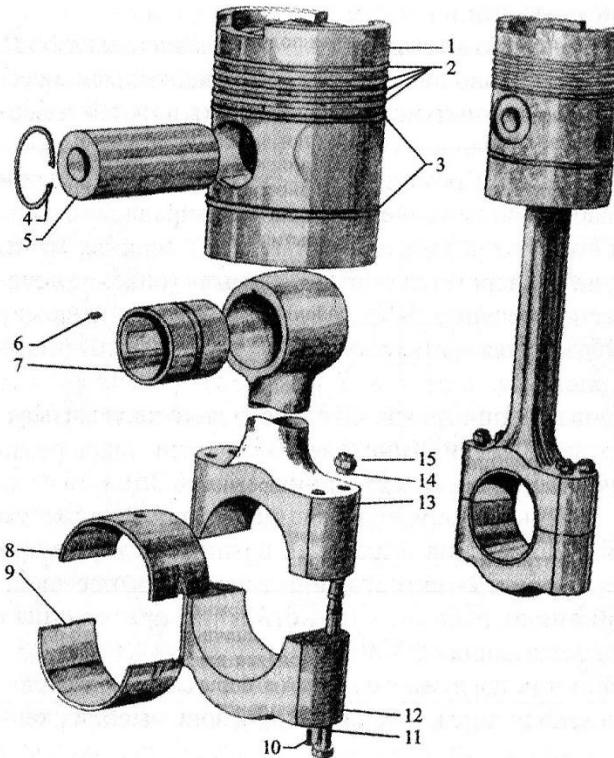


Рис. 8.4. Шатун и поршень тронкового двигателя:

1 – головка поршня; 2 – компр. кольца; 3 – маслосъемные кольца; 4 – кольцо Зегера; 5 – поршневой палец; 6 – стопорный винт; 7 – бронз. втулка голов­ного подшипника; 8, 9 – вкладыши мотылевого подш.; 10 – фикса­тор; 11 – шатунный болт; 12 – крышка мотылево­го подшипника; 13 – нижняя головка шатуна; 14 – гайка; 15 – шплинт

высокими удельными давлениями и в дополнение к ним работает в зоне высоких температур.

Перекладка зазоров в подшипниках четырехтактного дизеля вызывает в них ударные нагрузки и стуки. Кинетическая энергия удара резко возрастает при увеличении зазора в подшипнике, эллиптичности шейки и частоты вращения вала.

*К конструкции шатунов предъявляют следующие основные требования:* высокая жесткость и прочность головок шатуна и его стержня при возможно меньшей массе (для уменьшения сил инерции); габариты нижней головки (в тронковых дизелях) должны позволять демонтаж шатуна вместе с поршнем через цилиндр; высокая усталостная прочность, податливость (упругость) и равнозначная прочность шатунных болтов.

При увеличении жесткости подшипника улучшаются условия образования масляного клина (подшипник лучше сохраняет цилиндрическую форму), равномернее распределяются удельные давления по поверхности антифрикционного сплава и уменьшается нагрузка шатунных болтов при перекладке зазоров в подшипниках (в четырехтактных дизелях).

Материал:

*стержня шатуна* - углеродистая и легированная сталь; *вставных втулок* поршневых подшипников тронковых дизелей - сталь 10, 15. Их заливают свинцовистой бронзой БрСЗО или отливают целиком из оловянистой бронзы БрОС-8-12, БрОФ10-1;

*крейцкопфных подшипников* - сталь 15 и 20, а в качестве антифрикционного сплава используется высокооловянистый баббит Б83, Б89 и др., или сплав на алюминиевой основе, который имеет высокую усталостную прочность, износостойкость и теплопроводность. На поверхность белого металла часто наносят тонкий слой (0,04-0,05 мм) прирабочного покрытия (90% свинца, 10% олова), который заполняет неровности на поверхности подшипника и увеличивает площадь контакта цапфы и белого металла;

*вкладышей кривошипных подшипников* - сталь 15 и 20. Их заливают высокооловянистым баббитом, а в форсированных СОД и ВОД-свинцовистой бронзой, на которую гальваническим способом наносят прирабочное покрытие, в современных двигателях чаще используют тонкостенные трехслойные вкладыши (см. Гл.9);

*шатунных болтов* - отковывают или штампуют из катаной или тянутой стали (для предотвращения разрыва продольных волокон). Болты МОД изготавливают из углеродистой стали, болты ВОД и СОД-из легированной стали.

**Верхняя головка шатуна** имеет разную конструкцию в зависимости от типа и тактности дизеля.

В *тронковых дизелях* поршневая головка (рис. 8.5а,б) обычно неразъемная, ее отковывают заодно со стержнем шатуна. В головку запрессовывают втулку 4 поршневого подшипника, ее часто фиксируют от проворачивания и осевого сдвига винтами 6 (рис. 8.7а).

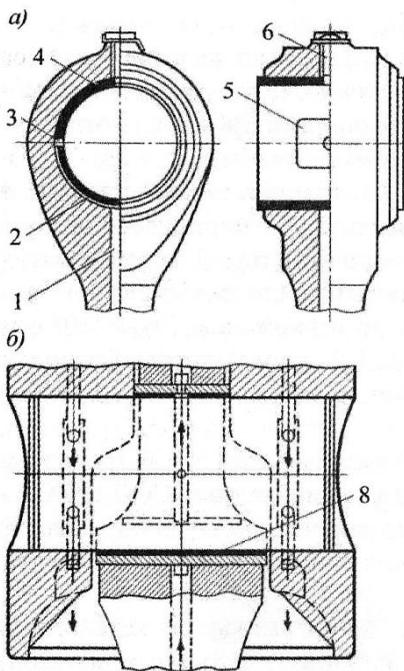


Рис. 8.5. Верхние головки шатунов тронковых дизелей

Для снижения удельных давлений в поршневом подшипнике применяют подшипники дифференциального типа, у которых наиболее нагруженную опорную поверхность  $\delta$  увеличивают.

Смазка в поршневой подшипник чаще всего подводится по сверлению  $1$  в шатуне (см. рис. 8.5а). Для подвода масла к рабочей поверхности втулки обычно протачивают внешнюю кольцевую или полукольцевую канавку  $2$ , из которой по радиальным отверстиям  $3$  масло поступает в холодильник  $5$ . Распределение масла по длине подшипника в четырехтактных дизелях осуществляется по холодильникам, а в двухтактных - по канавкам на нижней части втулки. В малоразмерных ВОД смазка поршневого подшипника часто осуществляется за счет «масляного тумана». В этом случае головка и втулка имеют сверления, через которые на палец оседают капельки масла.

**Стержень (тело) шатуна** может иметь различную форму поперечного сечения: круглое и двутавровое. У шатунов двутаврового сечения

жесткость и прочность более высокая при меньшей массе. Наибольший изгибающий момент действует в сечении шатуна, расположенном ближе к нижней головке. Поэтому для увеличения ее жесткости в ВОД сечение тела шатуна часто постепенно увеличивают от верхней головки к нижней (шатун

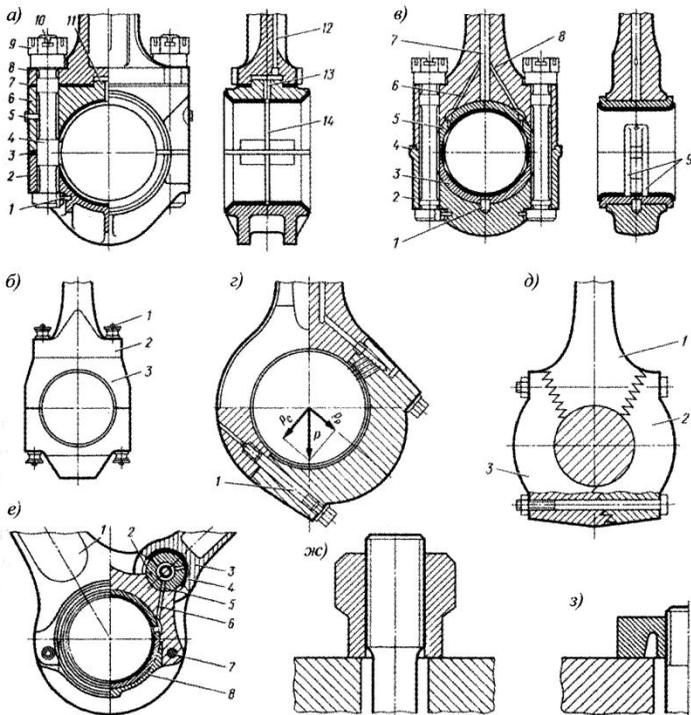


Рис. 8.6. Нижние (кривошипные) головки и подшипники шатунов

равного сопротивления).

**Нижняя головка шатуна** (кривошипная) в судовых дизелях применяется двух основных типов: съемная, отделяемая от тела шатуна - морского типа и неотъемная - нормального типа. В *головке морского типа* антифрикционный сплав заливается непосредственно в тело нижней 2 и верхней 6 половин

кривошипного подшипника (рис. 8.6а). Для регулировки степени сжатия (а следовательно, и давления в конце сжатия) между головкой и пяткой шатуна 8 устанавливают «компрессионную» прокладку 7. Для обеспечения соосности тела шатуна и кривошипной головки и разгрузки шатунных болтов 10 от боковых сил предусматривают центрирующий выступ 11 на верхней половине головки или устанавливают центрирующую проставку. Крышку подшипника центрируют шатунными болтами или специальным штифтом. Набор латунных прокладок 3 в разьеме подшипника служит для регулировки масляного зазора (в современных дизелях прокладки не применяются). Для закрепления шатунных болтов после снятия их гаек служат стопорные болты 5, которые часто одновременно являются предохранительными, предотвращающими выпадение шатунного болта в случае его обрыва.

К **преимуществам** головки морского типа относят: *возможность замены всей головки, регулировки степени сжатия, повышения жесткости коленчатого вала за счет увеличения диаметра его шеек; удобство монтажа и демонтажа шатуна.* **Недостатки:** *значительная масса подшипника затрудняет его перезаливку, наличие двух разъемов и прокладок снижает жесткость.*

В современных двухтактных СОД часто применяют отъемные головки 3, прикрепленные к пятке 2 шатуна не шатунными болтами, а шпильками 1 (рис. 8.6 - б); конструкция позволяет существенно повысить жесткость коленчатого вала за счет увеличения

диаметра его шеек при сохранении возможности демонтажа шатуна через цилиндр.

Верхняя часть *головки нормального типа* откована заодно с пяткой шатуна (рис. 8.6в). Кривошипный подшипник образован верхним 5 и нижним 3 вкладышами, залитыми антифрикционным сплавом. Нижний вкладыш иногда фиксируют от проворачивания штифтом 1. Чаще всего фиксаторами вкладышей являются шатунные болты, которые с целью уменьшения габаритов головки располагают ближе к шейке вала (для этого во вкладышах вырезают карманы).

Нижняя половина 2 головки (крышка подшипника) центрируется с верхней шатунными болтами или выступами 4 на краях нижней половины (в этом случае болты разгружаются от боковых сил). Для регулировки масляного зазора в разьеме подшипника иногда предусматривают набор прокладок. В современных СОД и ВОД прокладки обычно не устанавливают или применяют одну прокладку необходимой толщины. Отказ от применения прокладок объясняется стремлением повысить жесткость нижней головки и, тем самым, улучшить условия работы кривошипного подшипника и шатунных болтов.

*Головка с косым разъемом* (рис. 8.6г) дает возможность повысить жесткость коленчатого вала за счет увеличения диаметра его шеек при сохранении возможности демонтажа шатуна через цилиндр, а также уменьшить силу  $P_p$ , стремящуюся разорвать болты 1 (или шпильки) крепления крышки

подшипника к верхней половине (при изменении знака движущей силы в четырехтактных дизелях). Для того чтобы воспринимать боковую (срезающую) силу  $P_c$  стыки головки имеют **ступенчатый замок** или зубчатую (рифленую) поверхность.

В V-образных дизелях чаще всего применяют общую для двух шатунов *кривошипную головку* Главный шатун 1 (рис.8.6д) имеет разъемную нижнюю головку. Кривошипный подшипник образован двумя тонкостенными вкладышами. Крышка 8 подшипника крепится к верхней половине головки двумя коническими штифтами 7. Прицепной шатун 3 имеет неразъемную нижнюю головку с бронзовой втулкой 4 и соединяется с головкой главного шатуна пальцем 2. Подшипник прицепного шатуна смазывается маслом, поступающим из кривошипного подшипника по каналам 6 и 5.

Основное преимущество головки - длина кривошипных шеек коленчатого вала такая же, как и у рядных дизелей. Недостатки: большие удельные давления, воспринимаемые подшипником прицепного шатуна, и дополнительные нагрузки подшипника главного шатуна со стороны прицепного шатуна. Эти недостатки устранены в V-образных дизелях со смещенными осями цилиндров, но длина дизеля при этом больше.

Верхняя половина кривошипной головки независимо от тактности дизеля передает на шейку вала движущую силу, и для обеспечения необходимой жесткости ее выполняют массивной. Нижняя половина головки (крышка подшипника) в четырехтактных

дизелях нагружена силами инерции и ее массу также обычно увеличивают (см. рис.8.6в) или подкрепляют ребрами жесткости (см. рис. 8.6а).

В двухтактных дизелях усиление нижней половины головки лишено смысла, однако для снижения ударных нагрузок на кривошипный подшипник ее часто выполняют массивной (см. рис. 8.6б). При этом центр тяжести шатуна располагается ближе к оси кривошипной головки, увеличиваются вращающиеся массы, и возросшая сила инерции разгружает кривошипную шейку от силы давления газов. В МОД для уменьшения массы кривошипную головку иногда выполняют дифференциальной (большую поверхность имеет наиболее нагруженная верхняя половина); снижение ударной нагрузки на кривошипный подшипник в этом случае обеспечивается за счет значительных сил инерции поступательно движущихся масс.

*Смазка кривошипного подшипника* осуществляется маслом, поступающим из рамовых подшипников по сверлениям в кривошипе коленчатого вала или из крейцкопфных подшипников по сверлению в шатуне и каналам в кривошипной головке.

Для обеспечения постоянного потока масла из кривошипного подшипника в трубку 12 (см. рис.8.6а) или в осевой канал 7 (см. рис. 8.6в) для смазки поршневого подшипника предусматривают круговую канавку 14 и канал 15. Однако такая канавка на наиболее нагруженной верхней половине нарушает масляный клин и снижает несущую способность подшипника. Поэтому часто прорезают одну или две

канавки 9 в нижней части подшипника; масло поступает в осевой канал 7 по наклонным каналам 6 и 8 в верхней части головки. Для предотвращения утечки масла из масляной полости шатуна при остановке дизеля в его нижней части иногда устанавливают не возвратный клапан.

## **Шатунные болты.**

---

### **Условия работы шатунных болтов.**

Шатунные болты призваны стягивать верхнюю и нижнюю половинки нижней головки шатуна и при работе двигателя нагружаются растягивающей **силой инерции поступательно и вращательно движущихся масс:**

$$P_j = (M_{п.порш} + M_{п.шат})r\omega^2(1 + R/l_{шат}) + M_{вр.шат}R\omega^2$$

где:  $M_{п.порш}$  и  $M_{п.шат}$  — массы поршневой группы и части шатуна, участвующей в поступательном движении,  $R$  — радиус мотыля, ( $\omega$  — угл. скорость,  $l_{шат}$  — длина шатуна,  $M_{вр.шат}$  — масса вращающейся части шатуна за вычетом нижней половинки нижней головки шатуна.

В 4-х тактном двигателе эта сила на части такта выхлопа и части такта наполнения направлена вверх и под ее действием поршневая группа стремится оторваться от шейки вала и улететь по направлению к крышке цилиндра. В двухтактных двигателях свободная сила инерции отсутствует, но она может появиться в декомпрессированном цилиндре при вращении двигателя. При перекосах шатунных болтов в них могут возникать напряжения изгиба. Чтобы

избежать работы болта на изгиб, опорные поверхности головки и гайки должны быть строго перпендикулярны оси болта и болты должны плотно входить в калиброванное отверстие мотылевой головки.

*Практические рекомендации.* Чтобы прочность соединения мотылевого подшипника не была нарушена, сила затяга болтов должна быть больше величины сил инерции. Поэтому вне зависимости от тактности двигателя силу затяга рекомендуется принимать с полуторным запасом по отношению к величине  $P_j$  — силы инерции поступательно движущихся масс поршня и шатуна + вращающейся массы шатуна за вычетом массы его нижней половинки нижней головки. Отсюда  $P_{зат} = 1,5P_j$

Однако к этой рекомендации следует прибегать лишь, в крайнем случае, а использовать рекомендации фирмы, которая всегда дается в инструкции по эксплуатации. Обычно указывается момент затяга или давление масла при гидравлической затяжке. В больших двигателях на головке болта или его торце указывается длина болта с точностью до 0,01 мм, появление остаточного удлинения является браковочным показателем. **В быстроходных двигателях после двукратной разборки мотылевого соединения дальнейшее использование шатунных болтов не рекомендуется.** Особо отметим, что недостаточный затяг или его ослабление приводит к раскрытию стыков подшипника, образованию на них наклепа и резкому увеличению ударных нагрузок, приводящих к обрыву болтов. Чрезмерный затяг болтов также нежелателен, так как это сопровождается

текучестью материала с последующим ослаблением затяжки.

Наиболее опасные зоны находятся в районе 1 — 2 витков резьбы под опорной поверхностью гайки и в галтели у головки болта, именно здесь где могут появиться усталостные трещины. Чтобы разгрузить зону резьбы под гайкой, применяют гайки с утопленной резьбой, у которых опорная поверхность находится ниже последнего витка резьбы болта. Обрыв резьбы происходит обычно по впадине, где возникают напряжения сжатия. Чтобы уменьшить концентрацию напряжений, впадину резьбы выполняют с большим радиусом скругления, используя для этого накатку.

Шатунные болты являются весьма ответственными деталями (особенно в четырехтактных дизелях), так как их обрыв приводит к тяжелой аварии всего дизеля.

Обычно устанавливают два болта, но иногда для уменьшения габаритов нижней головки шатуна ставят четыре болта меньшего диаметра. Для пригонки по отверстиям болты имеют калиброванные пояски 4 (рис. 8.6а) в плоскостях сопряжения деталей. Для предотвращения проворачивания болта его головку фиксируют штифтом 1 или специальным выступом на головке. Для головок с косым разъемом чаще всего применяют шпильки, застопоренные штифтами, или болты без центрирующих поясков.

Гайки болтов применяют корончатые или специальные. Корончатые гайки 9 стопорят шплинтами (рис. 8.6а). В современных даже быстроходных дизелях гайки не стопорят, но для предотвращения их

самопроизвольного отворачивания резьбу смазывают специальными составами "Thread Lock

Высокую усталостную прочность, податливость и равнозначную прочность шатунных болтов обеспечивают следующими способами:

диаметр болта между центрирующими поясками уменьшают до 0,85-0,95 внутреннего диаметра резьбы. Иногда для увеличения податливости делают сверления по оси болта или на длину резьбовой части;

переходы к центрирующим пояскам, резьбе и головке делают возможно большими радиусами;

поверхность болта тщательно полируют;

резьбу изготавливают накаткой с большим радиусом закруглений у вершин и впадин.

Для обеспечения работы болта на растяжение (без изгиба или среза) головку делают симметричной без односторонних срезов. Опорные поверхности головки и гайки должны быть строго перпендикулярны оси болта.

Болты устанавливают в калиброванные отверстия кривошипной головки шатуна, и ее опорные поверхности должны быть перпендикулярны оси болта.

В обоих случаях, а также при неравномерной затяжке болт может разорваться. В формуляре дизеля указывают удлинение болта после затяжки, усилие или момент на динамометрическом ключе или давление масла при затяжке гидравлическими домкратами.

На головке или торце болта указывают длину болта с точностью до 0,01 мм; остаточное удлинение является браковочным показателем болта.

## **Повреждения и поломки.**

В большинстве случаев повреждения или поломки шатунов происходят по следующим причинам:

- Действие внешних сил, которые могут согнуть или сломать стержень шатуна;
- Повреждения подшипников шатуна;
- Ошибки при ремонте, когда использовались детали, поврежденные при предыдущей аварии;
- Ослабление затяга шатунных болтов или их обрыв.

***Изгиб стержня шатуна.*** Как правило, этому виду повреждения сопутствует наличие следов ударов на головке поршня или на стержне шатуна.

Рис. 8.7. Изгиб стержня шатуна – гидравлический удар

В рассматриваемом случае следов механических ударов на поршне и стержне не было. Остается предположить, что имел место гидравлический удар в цилиндре, вызываемый проникновением в цилиндр охлаждающей воды через трещины в крышке цилиндра или втулке. Были случаи, когда вода попадала через свищи, образовавшиеся вследствие коррозии охлаждаемого корпуса выхлопного клапана.

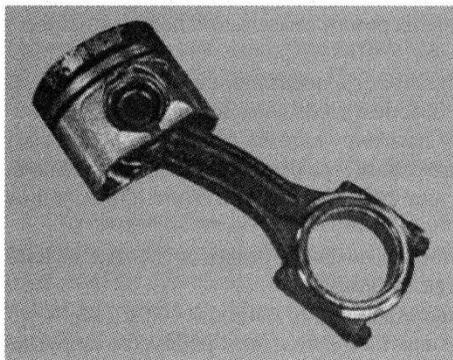


Рис. 8.7. Изгиб стержня шатуна – гидравлический удар

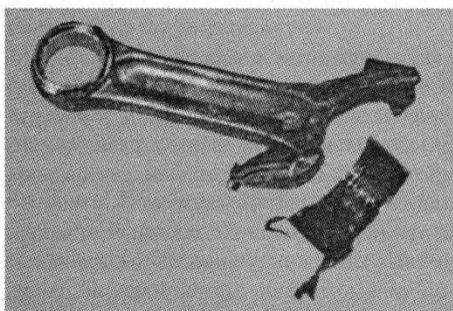


Рис. 8.8. Отсутствие смазки в подшипнике – поломка шатуна

### ***Повреждение нижней головки.***

Основными причинами выхода из строя подшипников, которые приводят к повреждению шатунов, относятся: Недостаточное поступление масла в подшипник - *Признаки*, смятые (утоненные) части вкладышей, окрашенные в черные тона. Темно-синяя окраска отверстия в шатунной головке, шатунные болты удлинились или

К другим причинам, если смазка была бы нормальной, можно отнести наличие изношенных или разбитых подшипников (стали тоньше но они не приобрели

черную окраску). Произошло местное изменение цвета стержня шатуна, но темно-синяя окраска отсутствует, поверхности разъема могут быть сильно изъедены. На стержне шатуна, его головке или болтах наличие следов быстро прогрессирующего усталостного повреждения, гайки могут быть утеряны под



Рис. 8.9. Появление люфта в подшипнике – поломка шатуна

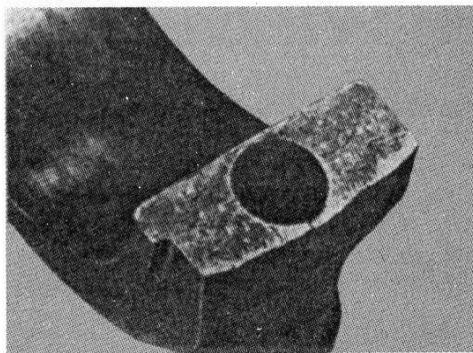


Рис. 8.10. Фреттинг-коррозия разъема

воздействием вибраций, вызванных потерей плотности подшипникового соединения.

Состояние поверхности отверстия в шатунной головке показывает наличие динамических ударов, приводивших к расклепыванию подшипников; за-

тылки вкладышей и плоскости разъема изъедены фреттинг-коррозией.

Излом шатуна показывает, что он произошел

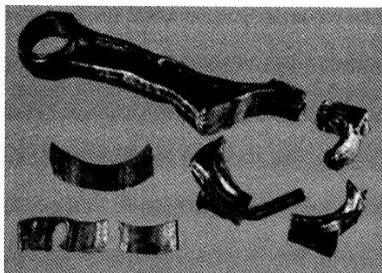


Рис. 8.11. Полломка нижней головки шатуна

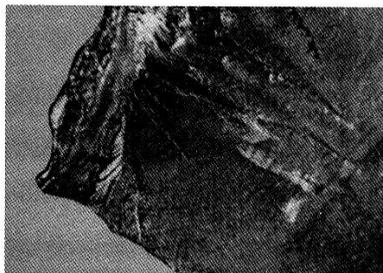


Рис. 8.12. Структура усталостного излома левой части нижней головки шатуна

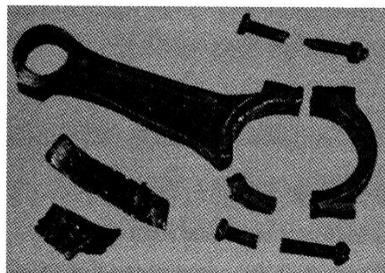


Рис. 8.13. Обрыв нижнего шатунного болта и последующая поломка нижней головки и второго болта

вследствие появления зазоров в подшипнике. Вкладыши подверглись сильным динамическим перегрузкам, которые и привели к быстрой поломке.

*Полломка нижней головки шатуна .*

Обрыв нижней головки шатуна произошел в районе перехода стержня в тело нижней головки (рис 8.11). Доказательством служит наличие хрупкой структуры и глубоких борозд, идущих от края, где зародилась первоначальная трещина. Причина - дефект поковки.

рительный нагрев.

Рис. 8.14. Поломка втулки  
головного подшипника

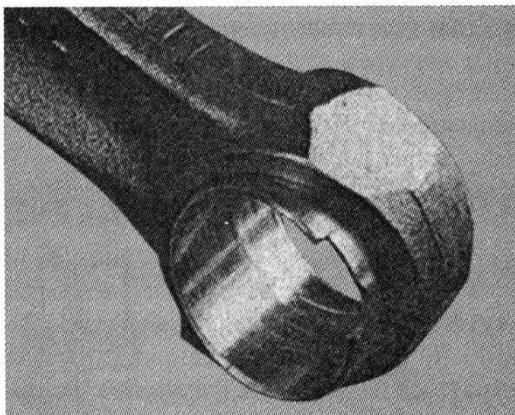
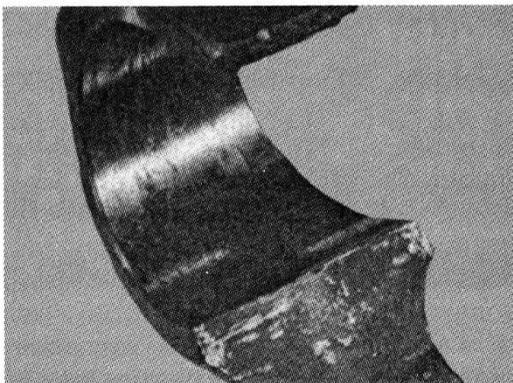


Рис. 8.15. Обрыв верхней  
головки шатуна



Правая сторона головки оторвалась позже под действием напряжений изгиба, об этом

свидетельствует характер поверхности излома (рис 8.12).

Она была запрессована при предыдущем ремонте без предварительного нагрева головки. Это привело к увеличению диаметра отверстия шатуна. При работе втулка развернулась, вылезла и при контакте с опорой поршня от нее откололся кусок, который был обнаружен в масляном поддоне при очередной смене масла.

Характер излома свидетельствует о его усталостном происхождении, трещина зародилась внутри отверстия и появилась при запрессовке втулки головного подшипника с нарушением технологии, предусматривающей предварительный нагрев.