

МЕХАНИЗАЦИЯ

УДК 631.3.004.67 (075.8)

ПРОЯВЛЕНИЕ ЗАКОНА ВИБРОПОЛЗУЧЕСТИ В НАКОПЛЕНИИ ОСТАТОЧНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ИЗГИБА СТЕРЖНЕЙ ШАТУНОВ ДВС

И. А. Безбородов, кандидат технических наук
 ООО Научно-технологический центр «Детонация»
 E-mail: ivanandres@yandex.ru

Ключевые слова: шатун, шатунная шейка, сборочная поверхность, ось цилиндра, виброползучесть

Реферат. Рабочей гипотезой данных исследований служило положение о том, что деформация изгиба стержней шатунов происходит под действием амплитудно-частотной рабочей нагрузки двигателей внутреннего сгорания (ДВС), возникающей в плоскости, перпендикулярной к плоскости качания шатуна. При этом направление изгибающего момента зависит от наличия и направления углового отклонения рабочих поверхностей (УОРП) шатунного подшипника. Уровень численных значений параметров угловых отклонений сборочных поверхностей базовых деталей ДВС после первого цикла эксплуатации, по данным разных авторов, в разы выше предельно допустимых значений. Угловые отклонения сборочных поверхностей (УОСП) базовых деталей ДВС характеризуются следующими параметрами: 1) отклонение от перпендикулярности осей цилиндров и гнезд коренных подшипников коленчатого вала (γ_1); 2) отклонение от параллельности осей шатунных и коренных шеек коленчатого вала (γ_2); 3) конусность шатунных шеек (γ_3); 4) отклонение осей головок шатуна от положения в одной плоскости (перекос осей) при скручивании стержня шатуна (γ_4); 5) отклонение от перпендикулярности осей отверстий бобышек и поршня (γ_5); 6) отклонение от параллельности осей верхних и нижних головок шатуна (γ_6). Анализ схем влияния упомянутых параметров УОСП показал, что при отклонениях от перпендикулярности осей цилиндров и расточек под коренные подшипники коленчатого вала ($\delta_\Delta = \gamma_1 \gg 0$) и алгебраической суммы остальных параметров ($\gamma_2 + \gamma_3 + \gamma_4 + \gamma_5 + \gamma_6 = 0, 0$) равной нулю, направление изгиба стержня шатуна не меняет своего направления при движении поршня от верхней мёртвой точки (ВМТ) к нижней мёртвой точке (НМТ) и от НМТ к ВМТ. При таком состоянии погрешностей сборочных поверхностей продольный контакт рабочих поверхностей меняет своё положение, но направление изгибающего момента является постоянным. Следовательно, действие изгибающего момента в одном направлении от амплитудно-частотной рабочей нагрузки ведёт к накоплению остаточных деформаций изгиба стержней шатунов. Результаты экспериментальных исследований на обкаточном стенде ДВС подтвердили выдвинутую гипотезу о проявлении закона виброползучести в накоплении деформаций изгиба стержней шатунов при рабочих температурах. Результаты исследования причин изгиба стержней шатунов являются основой технологической стратегии обеспечения точности сборки ДВС методом неполной взаимозаменяемости на станции технического обслуживания (СТО) автотракторной техники.

Известно, что предельные угловые отклонения элементов сборочной цепочки кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и цилиндропоршневой группы (ЦПГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) неизбежно приводят к отклонению от параллельности осей нижних головок шатунов

и шатунных шеек коленчатых валов. Это вызывает концентрацию удельной нагрузки по ширине шатунных шеек в связи с уменьшением продольного контакта рабочих поверхностей шатунного подшипника. Некоторые аспекты этой проблемы были отражены в работах 50-летней давности [1–

7], которые были ориентированы на решение задач технологии ремонта, основанной на принципах полной взаимозаменяемости. Однако и в настоящее время они являются актуальными [8, 9], поскольку проблема, связанная с обеспечением

точности ремонтной сборки ДВС, стала ещё более острой в связи с применением на станциях технического обслуживания (СТО) автотракторных ДВС технологии ремонта, основанной на принципах метода неполной взаимозаменяемости.

Продольные отклонения сборочных поверхностей деталей угловой сборочной цепи КШМ и ЦПГ автотракторных ДВС, мм/100 мм

Параметры угловых отклонений сборочных поверхностей деталей сборочной цепи	Значения угловых отклонений, мм/100 мм
1. Отклонение от перпендикулярности осей цилиндров и гнёзд коренных подшипников коленчатого вала (γ_1) по норме технических условий завода после первого цикла эксплуатации по данным [2, 10] для бензиновых ДВС по данным [1, 3, 5, 6] для дизельных ДВС по данным [9] для ДВС всех иномарок	Не нормировано 0,030–0,060 0,060–0,120 0,010 мм на длине цилиндра
2. Отклонение от параллельности осей шатунных и коренных шеек коленчатого вала (γ_2) по норме технических условий после первого цикла эксплуатации [10]	0,007 0,010
3. Конусность шатунных шеек (γ_3) [9]	0,005
4. Перекос осей головок от скручивания шатуна (γ_4) [3]	0,005
5. Отклонение от перпендикулярности осей отверстий бобышек и поршня (γ_5)	0,005
6. Отклонение от параллельности осей верхних и нижних головок шатуна (γ_6) по норме технических условий отечественных ДВС после первого цикла эксплуатации по данным [2, 7] для бензиновых ДВС по данным [1] для дизельных ДВС по данным [9] норма для ДВС всех иномарок	0,045 0,040–0,120 0,100–0,250 0,020–0,025 или не более радиального зазора
Замыкающее звено: отклонение рабочих поверхностей шатунного подшипника (δ_Δ)	В ТУ не нормируют

Принято считать, что деформация блоков цилиндров вызвана разгрузкой литейных остаточных напряжений в блоках цилиндров ДВС при их искусственном старении. Однако накопление деформаций в блоках цилиндров происходит и в процессе эксплуатации от воздействия рабочих сил. В этом заключается живучесть проблемы обеспечения точности ремонтной сборки ДВС. Точность ремонтной сборки ДВС на СТО обеспечивают только на параметры линейных сборочных цепей (зазоры и натяги). При этом практически не уделяют внимание вопросам контроля и обеспечения требований на угловые отклонения сборочных поверхностей базовых деталей ДВС. Между тем эти параметры не в меньшей мере, чем зазоры и натяги в соединениях сборочных поверхностей, оказывают влияние на долговечность ДВС.

Известно, что во всех ДВС отсутствуют конструкторские компенсаторы угловых отклонений замыкающего звена сборочной цепи КШМ и ЦПГ автотракторных ДВС. Объясняется это тем, что номинальный уровень допусков на угловые отклонения элементов сборочной цепи определяют из условия вероятности их взаимного исключения друг друга.

В таблице представлены численные значения параметров угловых отклонений сборочных поверхностей базовых деталей ДВС, полученные по данным разных исследователей [1–7]. Согласно этим данным, техническое состояние базовых деталей ДВС, поступающих на ремонтную сборку, характеризуется запредельным уровнем угловых отклонений их сборочных поверхностей. Сборка с запредельными угловыми отклонениями деталей не обеспечивает полный продольный контакт

рабочих поверхностей шатунных подшипников, что неизбежно ведёт к значительному снижению ресурса ДВС. Поэтому основным требованием к технологии ремонтной сборки ДВС методом неполной взаимозаменяемости является компенсация угловых погрешностей сборочной цепи.

Компенсация замыкающего звена происходит при самоорганизации накопления изгиба стержня шатуна. Однако механизм такого процесса компенсации не известен и строгое решение контактной задачи для шатунного подшипника в настоящее время не имеется. Поэтому знания условий образования изгиба стержней шатунов являются актуальными для обеспечения точности сборки ДВС в условиях неполной взаимозаменяемости.

Целью данных исследований является исследование влияния параметров амплитудно-частотной нагрузки и условий проявления закона виброползучести в накоплении остаточных деформаций изгиба стержней шатунов ДВС.

ОБЪЕКТЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Предметом исследования являются закономерности накопления деформаций изгиба стержней шатунов ДВС от влияния нарушения продольного контакта шатунных подшипников коленчатого вала ДВС. Рабочей гипотезой служило положение о том, что деформация изгиба стержней шатунов происходит под действием амплитудно-частотной рабочей нагрузки ДВС в связи с проявлением закона виброползучести при нормальной температуре. Для экспериментально-аналитических исследований были поставлены следующие задачи: 1) определение направления действия амплитудно-частотной рабочей нагрузки в продольной плоскости; 2) определение напряжения изгиба стержня шатуна от влияния параметров амплитудно-частотной характеристики рабочей нагрузки; 3) исследование закономерности накопления остаточных деформаций изгиба стержней шатунов от влияния параметров амплитудно-частотной нагрузки ДВС.

Для решения поставленных задач применяли аналитические и экспериментальные методы исследования. Аналитические методы использовали для определения распределения удельной нагрузки на шатунные подшипники, а также параметров амплитудно-частотной рабочей нагрузки на стержни шатунов, а экспериментальные – для определения накопления изгиба стержней ша-

тунов в условиях натурального моделирования на стенде для обкатки ДВС. Для определения накопления изгиба стержней шатунов применяли тензометрические методы определения деформаций. Принятая схема угловых отклонений элементов сборочной цепи КШМ и ЦПГ представлена на рис. 1. В качестве объекта экспериментальных исследований использовали ДВС автомобиля ВАЗ-21073.

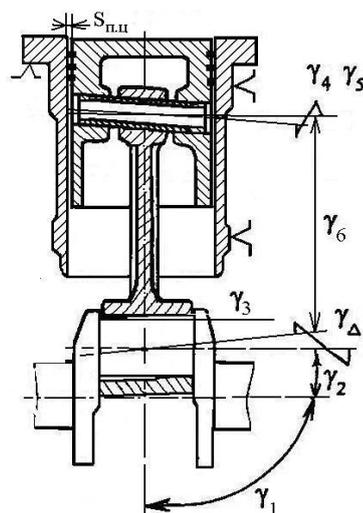


Рис. 1. Схема угловых отклонений элементов сборочной цепи КШМ и ЦПГ автотракторных двигателей внутреннего сгорания (обозначения даны в соответствии с данными таблицы)

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

1. Определение направления действия амплитудно-частотной рабочей нагрузки в продольной плоскости коленчатого вала

На рис. 2 показаны схемы влияния отклонения от перпендикулярности осей цилиндров и расточек под коренные подшипники коленчатого вала ($\delta_{\Delta} = \gamma_1 > 0$) при вероятности алгебраической суммы остальных погрешностей ($\gamma_2 + \gamma_3 + \gamma_4 + \gamma_5 + \gamma_6 = 0, 0$), равной нулю. При таком состоянии погрешностей сборочных поверхностей продольный контакт рабочих поверхностей меняет своё положение, но направление изгибающего момента, действующего на стержень шатуна, является постоянным.

При движении поршня в направлении от ВМТ к НМТ под действием силы (F_r) от давления рабочих газов сгорания на поршень ДВС место продольного контакта находится на левой стороне (см. рис. 2, а). При движении поршня в направлении от НМТ к ВМТ под действием силы инерции

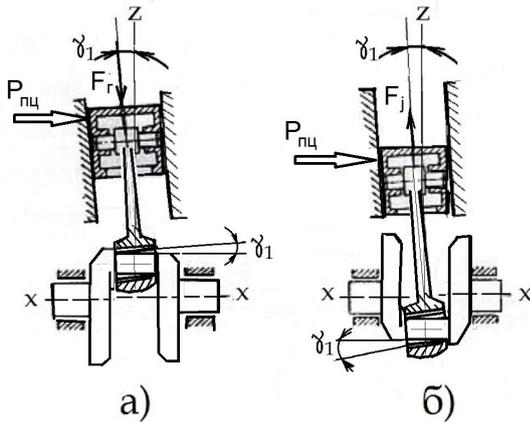


Рис. 2. Влияние отклонения от перпендикулярности осей цилиндра и шатунных шеек КВ на положение ПКРП шатунных подшипников и направление момента, действующего на стержень шатуна в продольной плоскости: а) от силы давления газов; б) от силы инерции шатуна с поршнем

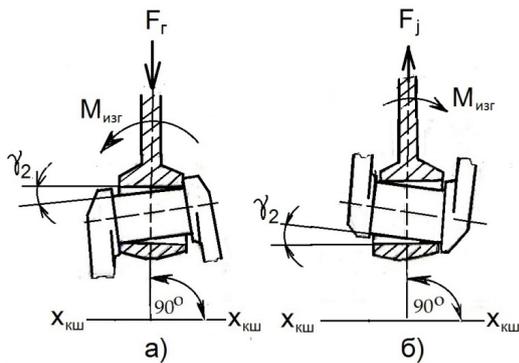


Рис. 3. Влияние отклонения от параллельности осей шатунных и коренных шеек КВ на положение ПКРП шатунных подшипников и направление момента, действующего на стержень шатуна в продольной плоскости: а) от силы давления газов; б) от силы инерции шатуна с поршнем

шатуну с поршнем (F_j) точка продольного контакта переходит к правой части (см. рис. 2, б). Поэтому направление боковой силы ($P_{ш}$), действующей на правую стенку цилиндра, является постоянным при повороте коленчатого вала на 360° .

На рис. 3 показаны схемы влияния отклонения от параллельности шатунных и коренных шеек коленчатого вала ($\delta_\Delta = \gamma_2 > 0$) при условии того, что вероятность алгебраической суммы остальных погрешностей будет равна нулю ($\gamma_1 + \gamma_3 + \gamma_4 + \gamma_5 + \gamma_6 = 0, 0$). При таком состоянии погрешностей продольный контакт рабочих поверхностей находится в одной плоскости, а направление изгибающих моментов, действующих

на стержень шатуна, меняется в зависимости от направления движения поршня.

Схема влияния конусности шатунных шеек коленчатого вала ($\delta_\Delta = \gamma_3 > 0$) на положение контакта рабочих поверхностей шатунного подшипника при условии того, что вероятность алгебраической суммы остальных погрешностей будет равна нулю ($\gamma_1 + \gamma_2 + \gamma_4 + \gamma_5 + \gamma_6 = 0, 0$), представлена на рис. 4.

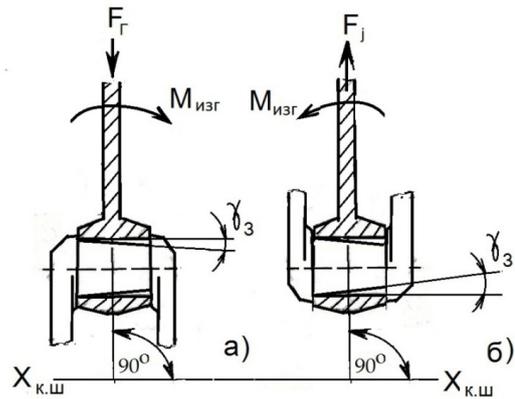


Рис. 4. Влияние конусности шатунных шеек КВ на положение ПКРП шатунных подшипников и направление момента, действующего на стержень шатуна в продольной плоскости: а) от силы давления газов; б) от силы инерции шатуна с поршнем

При таком состоянии погрешностей продольный контакт рабочих поверхностей находится в одной плоскости, а направление изгибающих моментов, действующих на стержень шатуна, меняется в зависимости от направления движения поршня.

Поскольку численные значения угловых отклонений γ_2 и γ_3 в десятки раз меньше, чем γ_1 , поэтому из всех рассмотренных схем реальной является схема, представленная на рис. 2. Следовательно, амплитудно-частотная нагрузка в плоскости, перпендикулярной к плоскости качания шатуна, всегда действует в одном направлении.

2. Определение напряжения изгиба стержня шатуна от влияния параметров амплитудно-частотной характеристики рабочей нагрузки

На рис. 5 показаны исходные геометрические параметры опасного сечения стержня шатуна, необходимые для расчёта напряжения изгиба от воздействия амплитудно-частотной рабочей нагрузки ДВС. Известные расчётные методы геометрических параметров шатунов предусматривают оценку по максимальным напряжениям сжатия и растяжения стержня шатуна. Однако данных по оценке величины напряжения изгиба в плоскости,

перпендикулярной к плоскости качания шатуна, в литературных источниках не имеется. Это можно объяснить проектным назначением известных методов расчёта шатунов.

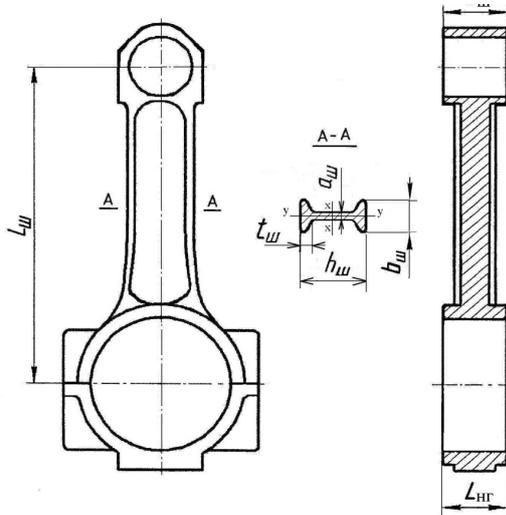


Рис. 5. Основные расчётные параметры шатуна автомобильного ДВС

Расчётное напряжение изгиба в сечении стержня шатуна от воздействия амплитудно-частотной рабочей нагрузки ДВС определяли по формуле

$$\sigma_{и} = \frac{M_{изг}}{W_{ш}} = \frac{K_x \cdot F_r \cdot B_H}{2 \cdot W_x}, \quad (1)$$

где K_x – коэффициент, учитывающий устойчивость в плоскости, перпендикулярной к плоскости качания шатуна при неполном контакте шатунных вкладышей с шатунной шейкой вала;

F_r – рабочая нагрузка от давления рабочих газов сгорания на поршень, действующая по оси стержня шатуна, Н;

$W_x = J_x / X_{max}$ – момент сопротивления сечения шатуна, m^3 ;

где J_x – момент инерции сечения стержня шатуна относительно оси $x-x$, расположенной в плоскости, перпендикулярной к плоскости качания шатуна, m^4 ;

X_{max} – максимальное расстояние от оси до наиболее растянутых волокон сечения стержня шатуна мм; $X_{max} = b_{ш} / 2$, где $b_{ш}$ – ширина стержня шатуна, мм.

Для геометрических параметров опасного сечения стержня шатуна (рис. 5)

($b_{ш} = 16$; $h_{ш} = 23$; $t = 3, 4$; $a_{ш} = 3, 2$) бензиновых ДВС напряжения изгиба стержня при $F_r = 14, 5$ кН составляют 340 МПа. Закономерности накопления деформации изгиба шатунов определяли при напряжении изгиба шатунов от 100 до 400 МПа.

3. Исследование накопления остаточных деформаций изгиба стержней шатунов от влияния параметров амплитудно-частотной рабочей нагрузки ДВС

Для определения интенсивности накопления остаточных деформаций изгиба стержня шатуна были поставлены эксперименты на основе натурального моделирования проявления процесса виброползучести. В процессе эксперимента заданное значение ОПКРП шатунного подшипника создавали начальным изгибом стержня шатуна. На стержень опытного шатуна с обеих сторон были наклеены тензометрические датчики проволоочного типа. После каждого часа испытаний замеряли деформацию шатуна без его демонтажа. Параметры амплитудно-частотной нагрузки на каждой стадии изменяли с помощью режима испытания на обкаточном стенде для ДВС. Результаты исследований в виде семейства графических зависимостей накопления остаточных деформаций от времени действия амплитудно-частотной нагрузки представлены на рис. 6. При коэффициенте корреляции $R^2 = 0,876$ семейство этих зависимостей описывается следующей формулой:

$$\varepsilon_o(t) = (A_f \cdot t_i)^m \cdot \exp(A_f), \quad (2)$$

где A_f – амплитудно-частотная характеристика нагрузки;

t – время действия нагрузки, ч;

m – опытный коэффициент ($m = 0,49$).

Амплитудно-частотная нагрузка определяется по следующему соотношению:

$$A_f = 3 \cdot 10^{-5} \cdot n_{к.в} \cdot \sigma_{и},$$

где $n_{к.в}$ – частота вращения коленчатого вала, 2600 мин^{-1} ;

$\sigma_{и}$ – напряжение изгиба стержня шатуна, МПа.

Выполненные эксперименты показали, что в основе механизма накопления деформаций изгиба стержня шатуна лежит закон виброползучести при рабочей температуре. Тогда время восстановления линейного контакта шатунных подшипников можно выразить следующим соотношением:

$$T = \frac{\delta_{\Delta}}{\varepsilon_o(t_i)}, \quad (3)$$

где δ_{Δ} – значение углового отклонения рабочих поверхностей шатунного подшипника, $\text{мкм}/100 \text{ мм}$;

$\varepsilon_o(t)$ – интенсивность накопления остаточных деформаций изгиба стержня шатуна, $\text{мкм}/100 \text{ мм}$.

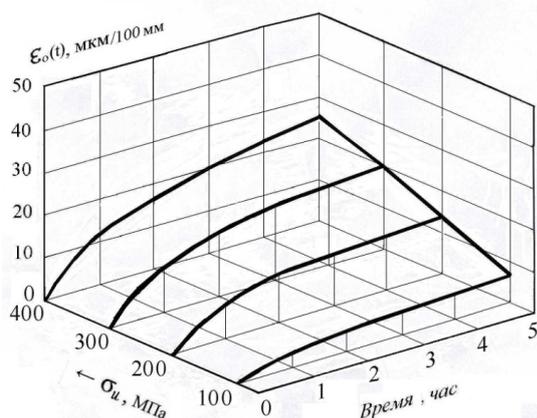


Рис. 6. Закономерности накопления остаточных деформаций изгиба стержней шатунов от влияния параметров амплитудно-частотной рабочей нагрузки на шатунные подшипники коленчатых валов ДВС

Таким образом, фактический процесс приработки подшипников скольжения наступает лишь только после восстановления продольного контакта рабочих поверхностей шатунных подшипников, т.е. при равномерном распределении удельной нагрузки по ширине вкладыша. Тогда формула (3) с учётом формул (1) и (2) для разных конструкций шатунов ДВС получит следующее выражение:

$$T_{\varphi(t)} = \frac{\delta_{\Delta}}{(A_f \cdot t_i)^m \cdot \exp(A_f)} \quad (4)$$

В соответствии с формулой (4), время восстановления продольного контакта шатунных вкладышей с шейкой вала зависит как от величины углового отклонения осей нижней головки шатуна и шатунной шейки коленчатого вала, так и характеристики податливости шатуна в сборе с поршнем в плоскости, перпендикулярной к плоскости качания шатуна. Следовательно, время, которое необходимо для полного восстановления продольного контакта шатунных вкладышей с шейками коленчатых валов, для каждого двигателя будет разным.

Как известно, интенсивность накопления остаточных деформаций ползучести имеет три стадии. На первой стадии интенсивность накопления деформаций является более сильной, чем на второй, что вызвано релаксацией остаточных напряжений и проявлением процесса ползучести. Учёные в области физики твёрдого тела отмечают, что при умеренных температурах атомный механизм накопления повреждений нельзя считать

окончательно выясненным. Анализ существующих представлений [11–13] об атомном механизме накопления повреждений в материалах под действием длительной нагрузки показал, что накопление дислокаций связано с ростом объёмных изменений. Упомянутые авторы изучали процесс развития разрушения материалов, поэтому их данные характеризуют третью стадию процесса ползучести, характеризуемую высокой интенсивностью накопления остаточных деформаций. Но необходимо отметить, что эта стадия процесса ползучести для стержней шатунов отсутствует, поскольку после восстановления всей полноты продольного контакта шатунного подшипника момент изгиба, действующий в плоскости, перпендикулярной к плоскости качания шатуна, исчезает. Это является важнейшим свидетельством того, что современная организация восстановления работоспособности ДВС должна строиться на принципах адресно-индивидуальной стратегии ремонта.

ВЫВОДЫ

1. Под действием амплитудно-частотной рабочей нагрузки автомобильных ДВС, действующей в плоскости, перпендикулярной к плоскости качания шатуна, в стержне шатуна возникают напряжения изгиба до 340 МПа, которые исчезают при восстановлении продольного контакта рабочих поверхностей шатунного подшипника.
2. Период восстановления продольного контакта шатунных подшипников с шейкой вала в условиях эксплуатации зависит как от величины углового отклонения осей нижней головки шатуна и шейки вала, так и от характеристики податливости шатуна в сборе с поршнем в плоскости, перпендикулярной к плоскости качания шатуна.
3. Результаты исследования закономерности виброползучести в накоплении остаточных деформаций шатунов при нормальной температуре необходимы для разработки конструкторских и технологических мероприятий, направленных на повышение ресурса автотракторных двигателей на всех этапах жизненного цикла: проектирование конструкции шатуна; производство ДВС; комплектование деталей при ремонтной сборке методом неполной взаимозаменяемости; общая сборка и приработка ДВС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вернигора Е. И. Перпендикулярность осей посадочных отверстий под гильзы цилиндров к общей оси отверстий коренных опор и ее допустимое значение при капитальном ремонте: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Новосибирск, 1988. – 19 с.
2. Гринберг П. И. Исследование влияния перекосов поршня в цилиндре и эллипсности отверстия нижней головки шатуна на работоспособность шатунных подшипников и обоснование их допустимых значений при капитальном ремонте двигателя ЗИЛ-130: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М., 1974. – 18 с.
3. Гринберг П. И., Газин А. Ремонт шатунов ЗИЛ-130 // Автомобил. транспорт. – 1970. – № 1. – С. 35–38.
4. Малахов В. С. Особенности работы кривошипно-шатунного механизма двигателя в связи деформацией блока цилиндров: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Л., 1964. – 18 с.
5. Музырчук А. М. Исследование стабильности формы и взаимного положения несущих поверхностей в блоках цилиндров тракторных ДВС: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М., 1965. – 18 с.
6. Усков В. П. Исследование причин, ограничивающих работоспособность коренных опор тракторных двигателей, прошедших капитальный ремонт, и путей повышения их долговечности: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Алма-Ата, 1975. – 18 с.
7. Щетинин С. Ф. Износ и деформация базисных деталей автомобилей. – М.: Машгиз, 1962. – 99 с.
8. Бурумкулов Т. Х., Лялякин В. П., Иванов В. И. Надёжность шатунов автотракторных двигателей и требования к способу их восстановления // Техника в сел. хоз-ве. – 2003. – № 2 – С. 3–8.
9. Хрулёв Н. Д. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей. – М.: За рулем, 2000. – 440 с.
10. Фесенко С., Кошелькин П. Повысить технический уровень авторемонтного производства // Автомобил. транспорт. – 1972. – № 1. – С. 30–31.
11. Инденбом В. Л., Орлов А. Н. Долговечность материала под нагрузкой и накопление повреждений // Физика металлов и металловедение. – 1977. – Т. 43, вып. 3. – С. 469–492.
12. Работнов Ю. И. Ползучесть элементов конструкций. – М.: Наука, 1966. – 752 с.
13. Даниловская В. И., Иванова Г. М., Работнов Ю. И. Ползучесть и релаксация хромомолибденовой стали // Изв. АН СССР ОТН. – 1955. – № 5. – С. 102–109.

THE EFFECT OF VIBROCREEPING LAW IN ACCUMULATION OF RESIDUAL DEFORMATIONS OF BENDED CONNECTING ROD BARS IN ICE

I. A. Bezborodov

Key words: connecting rod, crankpin, assembly surface, cylinder axis, vibrocreeping

Summary. The provision about the deformation of the bend in connecting rod bars caused by the effect of ICE amplitude-frequent working load emerged in the plane perpendicular to the plane of the swinging connecting rod served as a working hypothesis of research data. Herewith, the direction of the bending moment depends upon the presence and direction of working surfaces angle deviation (WSAD) in the connecting rod bearing. According to the data of different authors, the numerical values in the parameters of angle deviations of assembly surfaces in ICE basic parts after the first operation cycle are many folds higher than maximal permissible values. Assembly surfaces angle deviations (ASAD) in ICE basic parts are characterized by the following parameters: 1) deviation from the axis perpendicularity of cylinders and pockets of crankshaft main bearings (γ_1); 2) deviation from axis parallelism of the crankpins and crankshaft main journals (γ_2); 3) conic crankpins (γ_3); 4) axis deviation of connecting rod ends from their being in the same plane (axes misalignment) when a connecting rod bar twisted (γ_4); 5) deviation from axis perpendicularity of bosses and piston openings (γ_5); 6) deviation from axes parallelism in upper and bottom connecting rod ends (γ_6). Analysis of the patterns on the effects of the ASAD parameters mentioned showed that when deviated from the axis perpendicularity of cylinder and bores for the crankshaft main bearings ($\delta_\Delta = \gamma_1 \triangleright 0$) and the algebraic sum of the rest of the ($\gamma_2 + \gamma_3 + \gamma_4 + \gamma_5 + \gamma_6 = 0, 0$) equaling 0, the connecting rod bar bend direction does not change its direction when the piston moves from the upper dead point (UDP) to the bottom dead point (BDP) and from (BDP) to (UDP). With the error status of the kind in assembly surfaces, the lengthway contact of working surfaces

changes its position, but the direction of the bending moment remains permanent. Consequently, the action of the bending moment in the same direction from amplitude-frequent working load causes the residual deformation of the connecting rod bars bends to accumulate. The experimental data of the examinations on the ICE running-in stand ensured the hypothesis put forth on the effect of vibrocreeping law when accumulating the bend deformation in connecting rod bars at operation temperatures. The data about the causes of the bend in connecting rod bars are the base of the technological strategy on reaching precision in ICE assembling with the method of incomplete interchangeability for one hundred auto and tractor machinery.

УДК 631. 5: 681.3

АЛГОРИТМ ПОДБОРА ТЕХНИКИ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ В РАСТЕНИЕВОДСТВЕ

Т. Н. Боброва, заведующая лабораторией
Л. А. Колпакова, старший научный сотрудник
Сибирский физико-технический институт аграрных
проблем Россельхозакадемии
E-mail: sibfti.n@ngs.ru

Ключевые слова: информационные технологии, алгоритм, базы данных, производство продукции растениеводства, сельхозтоваро-производитель

Реферат. При подборе техники для выполнения технологических операций в растениеводстве необходимо учитывать множество факторов. С этой целью разработан алгоритм «АГРОТЕХ-1» для сопровождения машинных агротехнологий производства продукции растениеводства (на примере возделывания яровой пшеницы) на уровне сельскохозяйственного предприятия. В алгоритме «АГРОТЕХ-1» предусмотрено следующее: ввод исходных данных (информация о поле – тип предшественника; площадь поля; вид технологической операции; агротехнические сроки; стоимость горючесмазочных материалов (ГСМ); социально-демографический фактор – потребность в квалифицированных механизаторах; разряд и ставка механизаторов; количество часов в смену. Алгоритм «АГРОТЕХ-1» позволяет осуществлять рациональный подбор техники, используя машинно-тракторный парк (МТП), имеющийся в хозяйстве, а также высокопроизводительную технику нового поколения для технологических операций. Это позволяет значительно улучшить качество работы агронома и повысить точность принимаемых им решений. Рациональный подбор техники осуществляется на основе анализа информации по трем параметрам: количеству дней, необходимых для работы (в рациональные агротехнические сроки); минимальному расходу ГСМ; экономическим затратам, включая амортизацию, стоимость ремонта, технического обслуживания и ГСМ, фонд заработной платы. Рекомендации по формированию рационального состава МТП выводятся на основе учета индивидуальных производственно-хозяйственных условий сельхозтоваропроизводителя; имеющейся в хозяйстве техники и использования техники нового поколения и социально-демографического фактора (обеспеченности квалифицированными кадрами). Адаптация алгоритма «АГРОТЕХ-1» осуществляется путем подключения базы данных, сформированной для машинно-тракторного парка конкретного хозяйства и содержит информацию о технике, выполняемых операциях, об экономических показателях, таких как балансовая стоимость техники, процент амортизации, ставки рабочих и механизаторов и т.д. Для создания и редактирования атрибутивных баз данных разработан алгоритм «Редактор».

Производство сельскохозяйственной продукции в рыночных условиях связано с конкуренцией производителей. Эффективность производства зависит от прогрессивности используемых технологий, рациональности выбора технических средств и использования имеющихся производственных ресурсов. В этих условиях необходим выбор ра-

циональных управляющих решений по корректировке видов и объемов производимой продукции, распределению производственных ресурсов и подбору рационального состава технических средств [1, 2]. Учитывая принципиальное изменение качественных и количественных показателей сельскохозяйственной техники и обеспечение ею