

## ОБОСНОВАНИЕ ДОЛИ ДЕТАЛЕЙ РЕМОНТНОГО ФОНДА, ГОДНЫХ ДЛЯ ДАЛЬНЕЙШЕГО ПРИМЕНЕНИЯ БЕЗ ВОССТАНОВИТЕЛЬНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ

В.П. Иванов, докт. техн. наук, профессор, А.П. Кастрюк, канд. техн. наук, доцент (Полоцкий государственный университет)

### Аннотация

*На основании обследования ремонтного фонда автомобильных и тракторных двигателей установлено их состояние и рассчитаны доли годных деталей для дальнейшего применения.*

*On the basis of the inspection of repair fund of automobile and tractor engines their condition has been established and shares of suitable details for further application have been calculated.*

### Введение

Ремонт машин своим существованием и эффективностью обязан использованию остаточной долговечности деталей, в том числе применением деталей, параметры которых соответствуют нормативным. Использование таких деталей уменьшает объем восстановительных работ и расход дорогих запасных частей. Сведения о состоянии деталей ремонтного фонда [1-5] потеряли актуальность по причине изготовления деталей из новых материалов по другим процессам и восстановления деталей с упрочняющими мероприятиями.

Цель работы – установить состояние различных деталей ремонтного фонда и доли годных деталей для объективного планирования восстановительных работ и объема приобретения запасных частей.

### Методика исследования

Исследовался ремонтный фонд основных ресурсопределяющих деталей двигателей ЗМЗ-53 и Д-240. Минимальные объемы выборок деталей  $n$  для исследования их технического состояния определяли по (ГОСТ 17510-72)

$$n = \frac{\sigma^2 t_\beta^2}{\varepsilon^2},$$

где  $\sigma^2$  – статистическая оценка дисперсии случайной величины (в данном случае – износа измеряемой поверхности, несоосности шеек и др.);

$t_\beta$  – табличный (табулированный коэффициент, зависящий от  $\beta$  заданной (доверительной) вероятности;

$\varepsilon$  – доверительный интервал значений, которые покроют неизвестный параметр.

Для разных деталей  $\sigma^2$  изменялось от 0,00010 до 0,29994, принималась точность  $\beta = 5\%$  при вероятности 0,95 (показатель достоверности  $t_\beta = 1,96$ ), доверительный интервал  $\varepsilon$  составлял 0,01–0,08.

Средства измерений выбирались по методу безошибочности контроля [6] с учетом значения номинального размера, допуска изготовления и погрешности измерений. Допускаемые погрешности измерений при приемочном контроле на линейные размеры до 500 мм устанавливает ГОСТ 8.051–81. Эти погрешности приняты равными 20-35 % от допуска на соответствующий размер детали.

Распределения отдельных деталей по значениям исследуемых величин описывались одним из наиболее подходящих теоретических законов распределения в интегральном выражении из числа: нормально-го, Вейбулла, показательного, Релея и гамма-распределения (табл. 1). Соответствие теоретических распределений данным экспериментов определялось с помощью критерия Пирсона  $\chi^2$ .

### Основная часть

Значения интегральных функций распределения деталей ремонтного фонда, соответствующие значениям параметров, допустимых без восстановления, дают теоретическую долю годных деталей (табл. 1). Состояние различных деталей обследуемых агрегатов следующее:

**Блок цилиндров.** Из трех-четырёх десятков поврежденных сборочной единицы прочностного и точностного характера выбраны основные: пробоины, трещины, деформирование отверстий под подшипники и гильзы.

Пробоины наблюдались чаще у двигателей старых моделей, в том числе у 2 % двигателей Д-240. Пробоины стенок расположены, как правило, в нижней части картера в плоскости качания шатуна. Малоразмерные пробоины имеют размеры от 50×50 до 100×100 мм, пробоины больших размеров распространяются от одной поперечной перегородки до другой или с выходом на обработанную плоскость. Блоки цилиндров с последними повреждениями и с пробоинами, захватывающими масляные каналы, являются неремонтопригодными.

Самым распространенным повреждением прочностного характера являются трещины их элементов (15-27 % от всех повреждений). Наиболее часто трещины возникают в стенках водяных рубашек (11-44 %), в перемычках цилиндров (3-16 %), плоскости под головку цилиндров (до 14 %) и бобышках под шпильки крепления головок цилиндров (до 11 %). Значительно реже (0,5-9,0 %) они возникают в коренных опорах (в том числе в их крышках), стенках бобышек под гильзы (до 7 %), поперечных перегородках (0,3-4,0 %), стенках бобышек под втулки распределительного

вала, плоскости под масляный картер и в стенках масляной магистрали (до 4 %). Трещины в перемычках между цилиндрами чаще наблюдаются у двигателей Д-240 и их модификаций. Трещины зарождаются снизу и в единичных случаях – сверху.

Возраст деталей, у которых образовались трещины, более 7 лет. Трещины распространяются только до буртиков под гильзы, поэтому подлежат устранению. Трещины в перемычках между цилиндрами и выходящие на отверстия, как правило, раскрытые. Так, если трещина (-ны) образуется (-ются) в одной-

**Таблица 1. Результаты статистического анализа технического состояния деталей ремонтного фонда двигателей**

Детали	Параметры	Законы распределения параметров в интегральном выражении и доли годных деталей двигателей	
		ЗМЗ-53	Д-240
1	2	3	4
Блок цилиндров	износ $\Delta x$ коренных опор	$F(\Delta x) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\Delta x}{0,054} \right)^{3,344} \right]$ $F(0,03) = 0,131$	$F(\Delta x) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\Delta x}{0,056} \right)^{3,289} \right]$ $F(0,03) = 0,120$
	несоосность $\Delta a$ коренных опор	$F(\Delta a) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\Delta a}{0,053} \right)^{2,799} \right]$ $F(0,03) = 0,184$	-
	износ $\Delta x$ отверстий под гильзы	$F(\Delta x) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\Delta x}{0,094} \right)^{2,985} \right]$ $F(0,06) = 0,231$	$F(\Delta x) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\Delta x}{0,048} \right)^{2,560} \right]$ $F(0,06) = 0,830$
	длина / трещин	-	$F(l) := 0,00384 \int_0^l e^{-0,000046(l-225)^2} dl$
Гильза цилиндра	износ $\Delta x$ цилиндра	$F(\Delta x) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\Delta x}{0,225} \right)^{1,773} \right]$ $F(0,06) = 0,092$	$F(\Delta x) := 1 - \exp \left[ \left( \frac{-\Delta x^2}{2 \cdot 0,0524^2} \right) \right]$ $F(0,06) = 0,481$
	износ $\Delta x$ верхнего пояса	-	$F(\Delta x) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\Delta x}{0,060} \right)^{3,103} \right]$ $F(0,05) = 0,433$
	износ $\Delta x$ а нижнего пояса	$F(\Delta x) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\Delta x}{0,087} \right)^{1,317} \right]$ $F(0,05) = 0,382$	$F(\Delta x) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\Delta x}{0,059} \right)^{2,980} \right]$ $F(0,05) = 0,457$
	радиальное биение $\delta$ пояса	$F(\delta) := 1 - e^{-13,289\delta}$ $F(0,03) = 0,329$	-
Головка цилиндров	износ $\Delta x$ отверстий во втулках клапанов	$F(\Delta x) := 1 - e^{-14,834\Delta x}$ $F(0,02) = 0,257$	-
	отклонение $\Delta h$ высоты камеры сгорания от номинального значения	$F(\Delta h) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\Delta h}{0,230} \right)^{1,522} \right]$ $F(0,5) = 0,962$	-
	высота $h$ головки цилиндров	-	$F(h) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{h}{98,20} \right)^{2,047} \right]$ $F(99,5) = 0,642$

Продолжение таблицы

1	2	3	4
Шатун	износ $\Delta x$ отверстия в поршневой головке	$F(\Delta x) := 1 - \exp\left[-\left(\frac{\Delta x}{0,032}\right)^{2,028}\right]$ $F(0,01) = 0,090$	–
	износ $\Delta x$ отверстия в кривошипной головке	$F(\Delta x) := 1 - \exp\left[-\left(\frac{\Delta x}{0,033}\right)^{2,965}\right]$ $F(0,02) = 0,203$	$F(\Delta x) := 1 - \exp\left[-\left(\frac{\Delta x}{0,035}\right)^{2,279}\right]$ $F(0,03) = 0,505$
	изменение $\Delta A$ межосевого расстояния	$F(\Delta A) := 24,23 \int_{-\infty}^{\Delta A} e^{-18365(\Delta A - 0,00029)^2} d(\Delta A)$ $F(0,05) = 0,640$	–
Поршень	износ $\Delta x$ юбки	$F(\Delta x) := 1 - \exp\left[-\left(\frac{\Delta x}{0,086}\right)^{2,364}\right]$ $F(0,06) = 0,348$	–
	диаметр отверстия $d$ под поршневой палец	0,233	$F(d) := 35,40 \int_0^d e^{-39157(d-38,024)^2} d(d)$ $F(0,01) = 0,186$
Поршневой палец	диаметр $d$ рабочей поверхности	0,825	$F(d) := 53,33 \int_0^d e^{-88652(d-37,985)^2} d(d)$ $F(0,01) = 0,256$
Коленчатый вал	износ $\Delta x$ коренных шеек	$F(\Delta x) := 1 - \exp\left[-\left(\frac{\Delta x}{0,084}\right)^{1,258}\right]$ $F(0,02) = 0,151$	$F(\Delta x) := 1 - \exp\left[-\left(\frac{\Delta x}{0,063}\right)^{1,427}\right]$ $F(0,02) = 0,172$
	износ $\Delta x$ шатунных шеек	$F(\Delta x) := 1 - e^{-19,149\Delta x}$ $F(0,02) = 0,318$	$F(\Delta x) := 1 - \exp\left[-\left(\frac{\Delta x}{0,049}\right)^{1,165}\right]$ $F(0,02) = 0,297$
	несоосность $\delta$ коренных шеек	$F(\delta) := 1 - \exp\left[-\left(\frac{\delta}{0,077}\right)^{2,487}\right]$ $F(0,03) = 0,092$	–
	износ $\Delta x$ фланца под маховик	$F(\Delta x) := 1 - e^{-115,134\Delta x}$ $F(0,02) = 0,900$	$F(\Delta x) := 1 - e^{-140,385\Delta x}$ $F(0,03) = 0,986$
	торцовое биение $\delta$ фланца под маховик	$F(\delta) := 1 - \exp\left[-\left(\frac{\delta}{0,024}\right)^{2,522}\right]$ $F(0,03) = 0,827$	–
	износ $\Delta x$ отверстия под подшипник	$F(\Delta x) := 1 - \exp\left[-\left(\frac{\Delta x}{0,029}\right)^{2,535}\right]$ $F(0,02) = 0,323$	–
Маховик	износ $\Delta x$ отверстия	$F(\Delta x) := 1 - e^{-158,73\Delta x}$ $F(0,02) = 0,952$	$F(\Delta x) := 1 - e^{-102,98\Delta x}$ $F(0,03) = 0,954$
	торцовое биение $\delta$ трущейся поверхности	$F(\delta) := 1 - \exp\left[-\left(\frac{\delta}{0,139}\right)^{3,459}\right]$ $F(0,08) = 0,138$	–

Окончание таблицы

1	2	3	4
Распределительный вал	износ $\Delta x$ опорных шеек	$F(\Delta x) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\Delta x}{0,063} \right)^{1,634} \right]$ $F(0,03) = 0,258$	$F(\Delta x) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\Delta x}{0,042} \right)^{1,653} \right]$ $F(0,03) = 0,436$
	несоосность $\Delta a$ опорных шеек	$F(\Delta a) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\Delta a}{0,054} \right)^{2,088} \right]$ $F(0,02) = 0,118$	–
	износ $\Delta x$ цилиндрической части кулачков	$F(\Delta x) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\Delta x}{0,285} \right)^{1,674} \right]$ $F(0,15) = 0,289$	$F(\Delta x) := 1 - e^{-8,290 \Delta x}$ $F(0,20) = 0,815$
	разность размеров «А» и «Б» выпускных кулачков	$F(A - B) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{A - B}{0,352} \right)^{1,793} \right]$ $F(0,30) = 0,528$	$F(A - B) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{A - B}{0,705} \right)^{1,737} \right]$ $F(0,50) = 0,423$
	разность размеров «А» и «Б» впускных кулачков	$F(A - B) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{A - B}{0,303} \right)^{1,224} \right]$ $F(0,30) = 0,628$	
Клапан	износ $\Delta x$ стержня выпускного клапана	$F(\Delta x) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{x}{0,066} \right)^{1,468} \right]$ $F(0,02) = 0,126$	$F(\Delta x) := 15,55 \cdot 10^6 \cdot \int_0^{\Delta x} \Delta x^{3,788} \exp(-58,738 \Delta x) d\Delta x$ $F(0,03) = 0,178$
	износ $\Delta x$ стержня впускного клапана	$F(\Delta x) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{x}{0,113} \right)^{2,254} \right]$ $F(0,02) = 0,020$	–
	биение фаски	$F(\delta) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{x}{0,059} \right)^{1,951} \right]$ $F(0,03) = 0,234$	–
	высота $h$ цилиндрического пояска	$F(h) := 1 - \exp \left[ - \left( \frac{h}{1,705} \right)^{3,115} \right]$ $F(2,00) = 0,194$	$F(h) := 2,9 \int_0^h e^{-26,29(h-2,258)^2} dh$ $F(2,00) = 0,254$
Толкатель клапана	диаметр $d$ цилиндрической поверхности	$F(d) := 49,88 \int_0^{\Delta x} e^{-7812,5(d-24,983)^2} d(d)$ $F(0,03) = 0,364$	$F(d) := 44,83 \int_0^d e^{-63123(d-24,983)^2} d(d)$ $F(0,03) = 0,440$

двух перемычках, то она раскрывается незначительно (до 0,10-0,15 мм). В результате, форма отверстия под гильзу также изменяется на это значение. При возникновении трещин одновременно в трех перемычках происходит их раскрытие: средней до 0,63 мм, первой и третьей – на 0,27 мм.

Согласно действующей нормативной документации, чугунные блоки цилиндров двигателей восстанавливают, если длина трещин не превышает 250 мм, 0,3 % блоков цилиндров двигателей Д-240, например, по этой причине признаются неремонтопригодными.

Самые распространенные повреждения блоков цилиндров точностного характера – отклонение диаметра коренных опор от номинального значения и их несоосность за счет деформирования крышек, а также отклонение диаметра отверстий под гильзы от номинального значения. Наблюдается отклонение параметров коренных опор от номинальных значений до 100 мкм, диаметров отверстий под гильзы цилиндров в виде овальности – до 200 мкм, неплоскостности поверхности под головку цилиндров – 60-200 мкм (в 15-28 процентах случаев она является более допусти-

мой). В 60 процентах случаев размер отверстий под толкатели находится в поле допуска на их восстановление. Доля годных блоков цилиндров ЗМЗ-53 по диаметру коренных опор составляет 13,1 %, по их соосности – 18,4 %. 12,0 % блоков цилиндров двигателей Д-240 годны по диаметру коренных опор и 83,0 % – по отверстиям под гильзы цилиндров.

Только 2-7 % блоков цилиндров не требуют восстановления.

**Гильза цилиндра.** До восстановления 22,5 % гильз цилиндров двигателей ЗМЗ-53 имели номинальный размер цилиндра, 40 % – первый ремонтный размер, 30 % – второй и 7,5 % – третий. Средний износ зеркала цилиндра для гильз номинального размера составляет 0,206 мм, гильз первого ремонтного размера – 0,252 мм, второго ремонтного размера – 0,225 мм и третьего ремонтного размера – 0,203 мм. Модальные значения износов гильз цилиндров двигателей Д-240 и отклонений диаметров их центрирующих поясков от номинальных значений равны 0,05 мм.

Пояски гильз только деформируются. Вызывает сомнение тот факт, что диаметр поясков так изменился за время предыдущей эксплуатации двигателей. Вероятно, значения размеров, близкие к тем, которые получены при измерении, обусловлены их предыдущим некачественным восстановлением.

Твердость материала гильз цилиндров, уменьшающаяся после снятия поверхностных слоев при растачивании, изменяется в широких пределах от 10 до 40 HRC, что объясняется плохим качеством отливок. Высокая интенсивность изнашивания гильз отремонтированных двигателей по сравнению с гильзами после изготовления (до 1,5 раз) объясняется неудовлетворительной обработкой резанием, следствием которой являются большие отклонения параметров формы и шероховатости поверхностей от нормативных.

**Головка цилиндров.** В огневых днищах головок цилиндров наибольшую тепловую напряженность испытывают межклапанные перемычки и тонкие перемычки, что обуславливает до 80 % трещин между отверстиями под форсунки и клапанными седлами. Под действием колебаний температуры в пределах 280-420 К развиваются циклические температурные напряжения, которые приводят к усталостным разрушениям перемычек из-за препятствия термическому сжатию и расширению конструктивных элементов. Трещины на огневых днищах головок цилиндров чаще возникают по истечении их срока службы (4-10 лет). Глубина их залегания, в основном, 3-6 мм. До 70 % термоусталостных трещин являются допустимыми. Трещины с глубиной залегания более чем 5 мм подлежат устранению, тем более, что при рабочей температуре материала чугуновых деталей (350-450 °С) структурные изменения в нем не происходят.

Высота головки цилиндров изменяется при восстановлении плоскостности поверхности прилегания к блоку цилиндров и выступания тарелок клапанов из седел (путем фрезерования огневого днища). У 8 % деталей Д-240 высота головки цилиндров допустимая. Около 65 % головок имеют высоту меньше предусмотренной заводом-изготовителем. Требуют

восстановления 0,4 % головок цилиндров двигателей ЗМЗ-53 по высоте камеры сгорания.

74,3 % направляющих втулок клапанов двигателей ЗМЗ-53 требуют развертывания под очередной ремонтный размер или замены из-за исчерпания ремонтных размеров.

**Шатун.** В шатуне деформируются отверстия в кривошипной и поршневой головках, и изменяется межосевое расстояние этих отверстий. В очень небольшом количестве шатунов выявляются усталостные трещины в их теле. Отверстие кривошипной головки имеет тенденцию к увеличению диаметра, отклонения его размера от номинального значения превышают допуск в 5-7 раз. Примерно равные доли шатунов имеют увеличенные или уменьшенные межосевые расстояния. Доля годных шатунов по кривошипной головке составляет 20,3-50,5 %, а по межосевому расстоянию – 64 %. Средняя непараллельность осей отверстий шатуна составляет 0,031 мм на 100 мм длины.

**Поршень.** Поршни относят к деталям, которые подлежат замене при капитальном ремонте двигателей новыми деталями. Основные повреждения поршней – износы юбок, отверстий под поршневой палец и торцовых поверхностей канавок под поршневые кольца. Установлено, что в поле допуска на изготовление укладываются 34,8 % и 22,4 % юбок поршней двигателей ЗМЗ-53 и Д-240, соответственно. По диаметру отверстия под поршневой палец доля годных поршней двигателей ЗМЗ-53 составляет 23,3 % и 18,6 % – двигателей Д-240. Доля годных поршней по ширине канавки под верхнее поршневое кольцо составляет 32,0 %, наибольший износ достигает значение 0,60 мм. Канавки под маслосъемные кольца практически не изношены.

Интенсивность изнашивания юбок поршней тракторных двигателей примерно в 1,6-2,4 раза ниже, чем значение одноименного параметра гильз цилиндров. Доля поршней с допустимыми значениями всех параметров составляет 3,9-13,5 %. Разброс массы поршней двигателей ЗМЗ-53 составляет 32 г.

**Поршневой палец** – самая износостойкая деталь двигателя. Изделия более интенсивно изнашиваются по поверхности, сопрягаемой с втулкой поршневой головки шатуна, износ этой поверхности примерно в 2,7 раза больше, чем износ поверхности, сопрягаемой с бобышками поршня. Износ поршневых пальцев не превышает 0,03-0,04 мм, что дает основание пересмотреть решение о сплошном нанесении покрытий и шлифовании под номинальный размер. 25,6-82,5 % поршневых пальцев укладываются в допуск на размер, установленный заводом-изготовителем. Разброс массы поршневых пальцев двигателей ЗМЗ-53 составляет 9 г.

**Коленчатый вал.** В капитальный ремонт направляют двигатели, коленчатые валы которых существенно изношены и требуют нанесения покрытий. Почти у всех валов наблюдается недопустимая несоосность коренных шеек. Деформации (прогибы) валов находятся в пределах 0,01–0,20 мм, в среднем – 0,03–0,05 мм. Прогибы валов, получивших аварийные изгибы от заклинивания и задиоров шеек, составляют 0,2–2,5 мм (в среднем 0,58–0,78 мм). При схватывании валов в подшипниках наблюдаются цвета побежалости, что сви-

детельствует о снижении твердости поверхностного слоя. Валы с такими шейками в будущем повторно претерпят схватывание с заеданием. Твердость материала при восстановлении валов необходимо контролировать неразрушающими способами и при необходимости доводить до нормативной (не ниже 45 HRC) ТВЧ, азотированием, лазерной обработкой или другими способами. Валы, которые претерпели схватывание и заедание, требуют шлифования через 2-3 ремонтных размера или наплавки с последующей обработкой под номинальный размер. При этом наплавки одной шейки требуют 78 % от всех наплавляемых валов, двух шеек – 22 % и 3-5 шеек – 0,4 % валов.

Наиболее распространенное повреждение деталей данного класса – износ шеек (82,8-84,9 % изделий), среднее значение составляют 30-90 мкм, а максимальное не превышают 100-150 мкм. Аварийные износы при схватывании шеек с вкладышами достигают 150-230 мкм. Как правило, коренные шейки изнашиваются интенсивнее шатунных в 1,6-1,7 раза. У двигателей Д-240 больше изношены задние коренные шейки и передние шатунные шейки. 10-13 % валов вышли из ремонтных размеров и требуют наплавки, из них 1-4 % выбраковываются.

От 2 до 4 % коленчатых валов поступают в составе двигателей уже изломанными, до 2 % – с оборванными противовесами, 2 % валов имеют повышенные прогибы и 1 % – «подрезанные» галтели. В ремонт могут поступать двигатели, износ коленчатых валов у которых практически не ощущается инструментальными измерениями (от 4 до 20 %). Для таких валов достаточно лишь полирование шеек.

Основная причина выбраковки коленчатых валов – наличие усталостных трещин. Доля годных валов без восстановления небольшая, она составляет около 4 %.

**Маховик.** Техническое состояние маховиков определяют диаметр центрирующего отверстия, плоскостность и торцовое (осевое) биение трущейся поверхности.

Диаметр базового (центрирующего) отверстия, как и диаметры отверстий под болты крепления к коленчатому валу, в эксплуатации практически не изменяются. Торцовое биение трущейся поверхности маховика увеличивается. Доля годных маховиков по этому параметру – 13,8 %.

**Распределительный вал.** Наблюдается более равномерный и меньший по значению износ опорных шеек по длине окружности в сравнении с износом шеек коленчатого вала. Кулачки и шейки распределительных валов тракторных дизельных двигателей шлифуют реже, чем одноименные элементы бензиновых двигателей. Значимой разницы между износами впускных и выпускных кулачков нет. Кулачки незначительно изнашиваются по цилиндрической части, где трение небольшое, а изменение размера обусловлено их копирным шлифованием при восстановлении вала. Наблюдается значительный износ вершин кулачков (до 0,75 мм для двигателей ЗМЗ-53 и 1,0 мм для двигателей Д-240), на которые приходится максимальное радиальное усилие от сжатых клапанных пружин, а радиус кривизны профиля минимален.

Распределительный вал – сравнительно «благополучная» деталь по долговечности. По ней практически не бывает отказов в гарантийный период эксплуатации и их не заменяют в эксплуатации. Однако она существенно влияет на мощность двигателя и расход топлива. Доля годных распределительных валов составляет около 50 %.

**Клапаны.** В производстве наблюдается сплошное нанесение покрытий на стержни клапанов и шлифование фасок для устранения биения. Поверхность стержней следует упрочнять хромированием, что приведет к повышению выхода годных клапанов. Годных клапанов по биению фаски – 23,4 % и по высоте цилиндрических поясков клапанов двигателей ЗМЗ-53 – 19,4 % и 25,4 % клапанов двигателей Д-240. Соотношение годных деталей по состоянию фасок и цилиндрической части головки клапана объясняется тем, что на предприятиях по ремонту тракторных двигателей в меньших объемах шлифуют фаски клапанов. Стержни впускных клапанов изнашиваются более интенсивно по сравнению со стержнями выпускных клапанов.

**Толкатель.** Характеристики износов толкателей различных двигателей схожи между собой. Доля годных деталей составляет 36,4 и 44,0 % двигателей ЗМЗ-53 и Д-240, соответственно.

Большее число изменяющихся параметров деталей в виде износов трущихся поверхностей и биений интерпретируются законом Вейбулла. Изменения параметров поверхностей деталей, входящих в неподвижные соединения, описываются показательным законом распределения. Параметры элементов, обрабатываемых под ремонтные размеры (в т.ч. нерегламентированные) или «как чисто», а также изменение межосевых расстояний лучше описываются нормальным законом распределения.

Большая доля некоторых деталей, параметры которых не удовлетворяют нормативным (например, диаметр центрирующего отверстия маховика), объясняется тем, что соответствующие конструктивные элементы никогда не восстанавливались.

### Выводы

Установлены доли деталей ремонтного фонда двигателей, годных для дальнейшего применения без восстановительных воздействий. Практически меньшая доля их использования объясняется недостаточным оснащением рабочих мест мерительными средствами необходимой точности и производительности, слабой организацией производства и стремлением рабочих повысить зарплату за счет необоснованного увеличения объема работ по нанесению покрытий и последующей обработки ремонтных заготовок.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Кошкин, К.Т. Износы и дефекты деталей двигателя ЗИЛ-130 / К.Т. Кошкин, Э.С. Финкельштейн. – М.: Высшая школа, 1971. – 77 с.

2. Масино, М.А. Повышение долговечности автомобильных деталей при ремонте / М.А. Масино. – М.: Транспорт, 1972. – 148 с.

3. Артемьева, Т.В. Выявление закономерностей состояния ремонтного фонда и их учет при ремонте автомобилей: автореф.... дис. канд. техн. наук: 05.22.10 / Т.В. Артемьева; МАДИ. – М., 1982. – 20 с.

4. Гурвич, И.Б. Эксплуатационная надежность автомобильных двигателей / И.Б. Гурвич, П.Э. Сыр-

кин, В.И. Чумак. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1994. – 144 с.

5. Надежность и ремонт машин: учеб. / В.В. Курчаткин [и др.]; под общ. ред. В.В. Курчаткина. – М.: Колос, 2000. – 776 с.

6. Точность и производственный контроль в машиностроении: справоч. / И.И. Болонкина [и др.]; под общ. ред. А.К. Кутая, Б.М. Сорочкина. – Л.: Машиностроение, 1983. – 368 с.

## Электрогидравлический обкаточно-тормозной стенд

*Предназначен для холодной и горячей обкатки двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и создания тормозной нагрузки при обкатке коробок переменных передач и ведущих мостов.*



### Основные технические данные

Мощность электрического двигателя для холодной обкатки, кВт, до	11
Тип тормозного устройства	гидравлический
Мощность торможения, кВт, до	100
Диапазон регулирования частоты вращения вала электродвигателя, об/мин	500 - 3000
Диапазон частоты вращения гидравлического тормоза (при г/о), об/мин	1200 - 2900
Диапазон измерения частоты вращения, об/мин	
- магнитоиндукционным тахометром	до 3000
- электронным тахометром	до 9999
Рекуперация механической тормозной энергии	в тепловую
Устройство рекуперации	Кожухотрубчатый теплообменник
Диапазон измерения давления масла, МПа	0 - 40
Диапазон измерения температуры масла, °С	0 - 150
Масса стенда, кг	200
Занимаемая площадь, м <sup>2</sup> , не более	1,5

Применение электрогидравлического обкаточно-тормозного стенда обеспечивает:

- снижение более чем в 10 раз металлоемкости и более чем в 7 раз стоимости в сравнении с электрическими стендами;
- рекуперацию механической энергии в тепловую;
- импортозамещение.