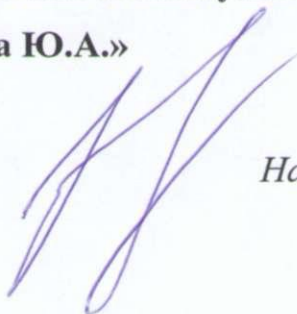


**Министерство образования и науки Российской Федерации**  
**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение**  
**высшего образования**  
**«Саратовский государственный технический университет**  
**имени Гагарина Ю.А.»**



*На правах рукописи*

**ВИДИНЕЕВ АЛЕКСАНДР АЛЕКСАНДРОВИЧ**

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ**  
**КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**  
**ВОССТАНОВЛЕНИЕМ С УЧЁТОМ**  
**ВЕЛИЧИНЫ УСТАЛОСТНЫХ ТРЕЩИН**

**Специальность 05.20.03 – Технологии и средства**  
**технического обслуживания в сельском хозяйстве**

**Диссертация на соискание учёной степени**  
**кандидата технических наук**

**Научный руководитель**  
**доктор технических наук,**  
**профессор А.С. Денисов**

**Саратов 2015**

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	8
1.1 Изнашивание шеек коленчатого вала.....	8
1.2 Изменение геометрической формы подшипников коленчатого вала.....	15
1.3 Усталостные разрушения рабочих поверхностей коленчатого вала.....	23
1.4 Анализ методик определения ремонтных размеров.....	28
1.5 Выводы и задачи исследования.....	34
2 ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ.....	36
2.1 Программа и общая методика исследования.....	36
2.2 Методика экспериментального исследования.....	38
2.2.1 Методика измерения износа шеек коленчатого вала.....	38
2.2.2 Методика исследования состояния ремонтного фонда и трещинообразования на рабочих поверхностях коленчатых валов.....	40
2.2.3 Методика оценки степени усталостных разрушений рабочих поверхностей коленчатого вала.....	43
3 АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ.....	44
3.1 Изнашивание шеек коленчатого вала в процессе эксплуатации.....	44
3.2 Изменение геометрических параметров сопряжений подшипников коленчатого вала в процессе эксплуатации.....	46
3.3 Изменение степени усталостных разрушений рабочих поверхностей коленчатого вала в процессе эксплуатации.....	48
3.4 Математическое моделирование развития усталостных разрушений коленчатого вала в процессе эксплуатации.....	65

3.5 Выводы.....	69
4 АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ.....	71
4.1 Анализ эксплуатационных дефектов коленчатого вала двигателя КамАЗ-740.....	71
4.2 Влияние деформации коленчатого вала на его долговечность.....	75
4.3 Анализ эксплуатационных задиров и трещин на шейках коленчатого вала.....	82
4.4 Анализ трещин и усталостных разрушений коленчатых валов.....	93
4.5 Анализ изнашивания, изменения геометрической формы и развития усталостных разрушений коленчатых валов в процессе эксплуатации.....	107
4.6 Выводы.....	114
5 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ И РАЗРАБОТКА СТРУКТУРЫ ЭКСПЛУАТАЦИОННО-РЕМОНТНОГО ЦИКЛА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА.....	116
5.1 Обоснование способов восстановления коленчатого вала в зависимости от его технического состояния.....	116
5.2 Совершенствование структуры эксплуатационно-ремонтного цикла коленчатого вала.....	118
5.3 Экономическая оценка результатов исследования.....	124
5.4 Выводы.....	126
Общие результаты и выводы.....	128
Список литературы.....	129
Приложение.....	143

## ВВЕДЕНИЕ

В издержках предприятий, производящих сельскохозяйственную продукцию, до 15 % затрат приходится на транспорт. Себестоимость грузовых перевозок составляет 40 % и увеличивается с изменением технического состояния автомобилей в процессе их эксплуатации.

Простои автомобилей КамАЗ в эксплуатации вызваны в основном отказами двигателей, в частности подшипников коленчатого вала, вследствие их изнашивания, пластической деформации и усталостного разрушения. На ремонтных предприятиях принимаются определённые меры по выполнению требований заводов-изготовителей, которые касаются организации технического обслуживания, применяемых масел, защиты двигателя от попадания пыли. Однако такие мероприятия не исключают отказов двигателей КамАЗ-740 из-за усталостных разрушений коленчатых валов.

Исследованиями возможности снижения затрат на поддержание автомобилей в технически исправном состоянии в процессе эксплуатации занимались такие учёные, как Ф.Н. Авдонькин, Н.Я. Говорущенко, М.А. Григорьев, А.С. Денисов, И.Е. Дюмин, Н.И. Иващенко, Г.В. Крамаренко, Е.С. Кузнецов, А.Т. Кулаков, А.И. Липгарт, А.Г. Липкинд, М.А. Масино, А.Г. Степанов, Н.С. Ханин, В.А. Шадричев. В их трудах установлена связь отказов подшипников коленчатого вала с их износными характеристиками, определяющими величины предельных износов шеек и вкладышей, разработаны способы диагностирования степени износа коренных и шатунных шеек, а также различные мероприятия (конструктивные, технологические, эксплуатационные), направленные на снижение износов и усталостных разрушений.

Однако массовость развития подобных дефектов свидетельствует о том, что недостаточно раскрыта их физическая сущность. В многочисленных исследованиях чётко не обосновано влияние конструктивных, технологических, эксплуатационных факторов и режимов работы двигателя на механизм развития отказов. В связи с этим исследование причин деформации и усталостного раз-



рушения коленчатого вала двигателя КамАЗ-740, безусловно, актуально в настоящее время.

В данной работе на основании исследований изнашивания, изменения геометрической формы, усталостного разрушения коленчатого вала в процессе эксплуатации двигателя КамАЗ-740 усовершенствован алгоритм его дефектовки.

**Степень разработанности темы исследования.** Закономерности изменения технического состояния коленчатых валов в процессе эксплуатации двигателей обоснованы такими учёными, как Ф.А. Авдонькин, В.Н. Басков, А.А. Гафиятуллин, М.А. Григорьев, И.Б. Гурвич, И.К. Данилов, А.С. Денисов, В.А. Долецкий, В.В. Ефремов, В.И. Казарцев, К.Т. Кошкин, Е.С. Кузнецов, А.Т. Кулаков, В.С. Лукинский, М.А. Масино, В.М. Михлеев, И.А. Мишин, В.А. Наливкин, В.Н. Никишин, Н.И. Светличный, А.Г. Степанов, В.А. Шадричев и др. Однако в их трудах недостаточно рассмотрен процесс усталостного разрушения коленчатого вала, ограничивающий его ресурс при форсировании двигателя. Анализ влияния структурной неоднородности металла коленчатого вала и вероятностный характер нагрузок послужили основой для разработки гипотезы о росте глубины усталостной трещины на рабочих поверхностях коленчатого вала в процессе эксплуатации двигателя и её дальнейшей проверки с учётом обоснованных допущений.

**Цель исследования** – обеспечение работоспособности коленчатых валов восстановлением с учётом величины усталостных трещин.

**Научная новизна** диссертации заключается в следующем:

1. Предложена математическая модель вычисления глубины усталостной трещины на рабочих поверхностях коленчатого вала, возникающей в процессе эксплуатации двигателя.

2. Установлены закономерности распределения дефектов по рабочим поверхностям шеек коленчатого вала и дан анализ причин изменения их геометрической формы.

3. Усовершенствована структура эксплуатационно-ремонтного цикла коленчатого вала для обеспечения его работоспособности.

**Теоретическая и практическая значимость работы.** Обоснована закономерность изменения глубины усталостной трещины на рабочих поверхностях коленчатого вала в зависимости от нагрузки в процессе эксплуатации. Разработан способ восстановления коленчатого вала с учётом усталостного разрушения и предложена структура его эксплуатационно-ремонтного цикла, что позволило снизить затраты на обеспечение работоспособности двигателя на 21 %.

**Методология и методы исследования.** Теоретические исследования проведены методом математического анализа с использованием известных законов механики разрушения, основных положений сопротивления материалов. Экспериментальные исследования выполнены с применением современных методик и соответствующего оборудования.

**Научные положения, выносимые на защиту:**

1. Математическая модель для определения вероятностного характера развития глубины усталостной трещины на рабочих поверхностях шеек коленчатого вала в процессе эксплуатации двигателя.

2. Усовершенствованная технология восстановления коленчатого вала с учётом усталостного разрушения.

3. Структура эксплуатационно-ремонтного цикла коленчатого вала для обеспечения его работоспособности.

**Степень достоверности и апробация результатов.** Достоверность полученных результатов обеспечивается методологической базой исследования, проведением измерений достаточной выборки с использованием современного оборудования и подтверждается сходимостью теоретических результатов с экспериментальными данными.

Результаты исследований доложены и одобрены:

- на Всероссийской научно-технической конференции «Концепция современного развития автомобилестроения и эксплуатации транспортных средств» (Новочеркасск, 2001 г.);
- на ежегодных научно-технических конференциях Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю.А. (Саратов, 2000–2014 гг.);
- на межгосударственных постоянно действующих научно-технических семинарах имени В.В. Михайлова «Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники» (Саратов, 2008, 2010, 2012, 2014 гг.);
- на научно-технической конференции «Проблемы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта» (Москва, 2014 г.);
- на 73-й научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ (Москва, 2015).

Технология восстановления коленчатых валов на основе разработки алгоритма их дефектовки апробирована и внедрена в НТЦ «Механик-Т» (г. Саратов), ОАО «Балашовский ПАК», ЗАО «Ремдизель» (г. Набережные Челны), ООО «Саратовский автоцентр КАМАЗ» (г. Саратов).

Основные положения диссертации опубликованы в 14 научных работах. Общий объем публикаций – 6,37 печ. л., из которых 1,64 печ. л. принадлежит лично соискателю, в том числе 6 публикаций в изданиях, рекомендованных ВАК.

Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов, списка использованной литературы и приложения. Работа изложена на 150 странице, содержит 41 рисунок, 38 таблиц, приложение. Список литературы включает 157 наименований, в том числе 11 – на иностранном языке.

## 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

### 1.1 Изнашивание шеек коленчатого вала

Наиболее полное использование ресурса, заложенного при конструировании и изготовлении двигателей, возможно при их правильной эксплуатации и качественном ремонте. Качество капитального ремонта (КР) во многом определяется дефектами основных деталей двигателя, в частности, коленчатых валов. Анализ дефектов, проведённый при капитальном ремонте двигателей, необходим для установления причин их возникновения. Параметры распределения наработки двигателей КамАЗ-740 до КР в соответствии с данными Московского филиала «КамАЗавтоцентр» [39] приведены в таблице 1.1.

Водители нередко нарушают регулировку топливного насоса высокого давления (ТНВД), чтобы повысить скоростной режим автомобилей, особенно работающих на междугородных маршрутах. Это приводит к форсированию двигателя и перегрузкам деталей, в результате чего нередко происходит их разрушение. Такие дефекты, как проворачивание вкладышей, обрыв шатуна и шатунных болтов, поломка коленчатого вала, наблюдаются чаще всего в двигателях, работающих с нарушенным пломбированием ТНВД. Доля таких двигателей составляет 36–59 % (см. таблицу 1.1).

Коэффициент вариации наработки двигателей до КР – минимальный и закон распределения её близок к нормальному. В целом по всей совокупности двигателей из-за большой доли аварийных отказов наблюдается значительная вариация наработки до КР ( $v > 1$ ), что соответствует экспоненциальному закону распределения, характерному для отказов аварийного характера из-за нарушения правил эксплуатации и конструктивно-технологических недоработок.

Таблица 1.1 – Параметры распределения наработки до первого КР (Н) и между КР (Р) двигателей КамАЗ-740

Наименование дефекта	Период	Параметры			$\Delta$
		$\bar{l}$	$\sigma$	$\nu$	
1. Естественный износ ЦПГ и КШМ	Н	271,3	149,9	0,552	–
	Р	184,1	157,7	0,857	–
2. Пылевой (абразивный) износ ЦПГ и КШМ	Н	163,6	116,9	0,714	2,07
	Р	106,1	127,3	1,200	–
3. Износ ЦПГ вследствие перегрева двигателя	Н	138,3	106,7	0,772	–
	Р	110,0	130,6	1,188	–
4. Проворачивание коренных и шатунных вкладышей	Н	158,0	179,7	1,138	38,13
	Р	86,8	123,5	1,423	46,31
5. Обрыв шатуна, шатунных болтов, поршня	Н	151,0	211,7	1,402	59,44
	Р	89,1	138,2	1,551	54,23
6. Поломка коленчатого вала	Н	158,0	140,9	0,892	45,05
	Р	86,8	84,3	0,971	36,39
7. Трещина блоков цилиндров	Н	193,8	205,4	1,059	5,61
	Р	104,5	182,9	1,751	2,10
8. Дефекты масляного насоса	Н	162,5	64,0	0,394	–
	Р	68,3	65,0	0,958	–
9. Прочее	Н	134,0	160,6	1,198	–
	Р	99,7	176,5	1,769	–
10. Итого	Н	211,0	225,0	1,067	15,38
	Р	122,9	173,8	1,414	18,61

Примечание:  $\bar{l}$  – средняя наработка двигателя, тыс. км;  $\sigma$  – среднеквадратичное отклонение, тыс. км;  $\nu$  – коэффициент вариации;  $\Delta$  – доля двигателей с распломбированными ТНВД

Проведенный анализ показал, что вследствие естественного износа деталей в КР поступает 44,36 % не отремонтированных и 31,51 % отремонтированных дви-

гателей, остальные, как правило, имеют аварийные повреждения основных деталей. При этом 36–59 % двигателей эксплуатировались с нарушением.

Доля двигателей с дефектами аварийного характера в межремонтный период в 1,62 раза выше, чем в доремонтный. В среднем вторичный ресурс составляет 58 % к первичному. Особенно низкий вторичный ресурс имеют двигатели с дефектами: проворачивание вкладышей, обрыв шатунов и шатунных болтов, поломка коленчатого вала. Для увеличения межремонтных пробегов автомобилей необходимо улучшить их техническую эксплуатацию, усовершенствовать технологию и качество ремонта, а также повысить ремонтпригодность коленчатых валов.

Наиболее нагруженный узел – шатунные подшипники коленчатого вала, которые лимитируют пробег автомобиля до капитального ремонта. Анализ отечественных двигателей, поступивших в капитальный ремонт, показал, что имеются случаи выхода из строя двигателей из-за задиров шатунных подшипников. Существенную роль в повышении их работоспособности играет улучшение условий смазки.

При недостаточном давлении масла, подводимого к подшипникам, нарушается режим гидродинамического трения, в результате чего толщина масляного слоя становится ниже критической, что повышает вероятность проворачивания вкладышей.

С уменьшением расхода масла через подшипник снижается отдача от него тепла в масло, что может привести к перегреву подшипника и выходу его из строя. Чрезмерное повышение давления и расхода масла нежелательно, так как требует больших затрат мощности на привод насоса и увеличение его размеров, а также способствует росту расхода масла на угар. Наличие в масле абразивных частиц приводит к многократному попаданию их в подшипники, вследствие чего они разрушаются. Это подтверждают проведённые НАМИ [24–26] исследования двигателей ЗИЛ-130 и ЗМЗ-53, результаты которых приведены на рисунке 1.1.

Из данного рисунка видно, что при резком уменьшении количества масла, подаваемого к подшипникам, и увеличении из-за этого их температуры интен-

сивность изнашивания возрастает при давлении до 0,3 МПа, особенно при давлении до 0,1 МПа.

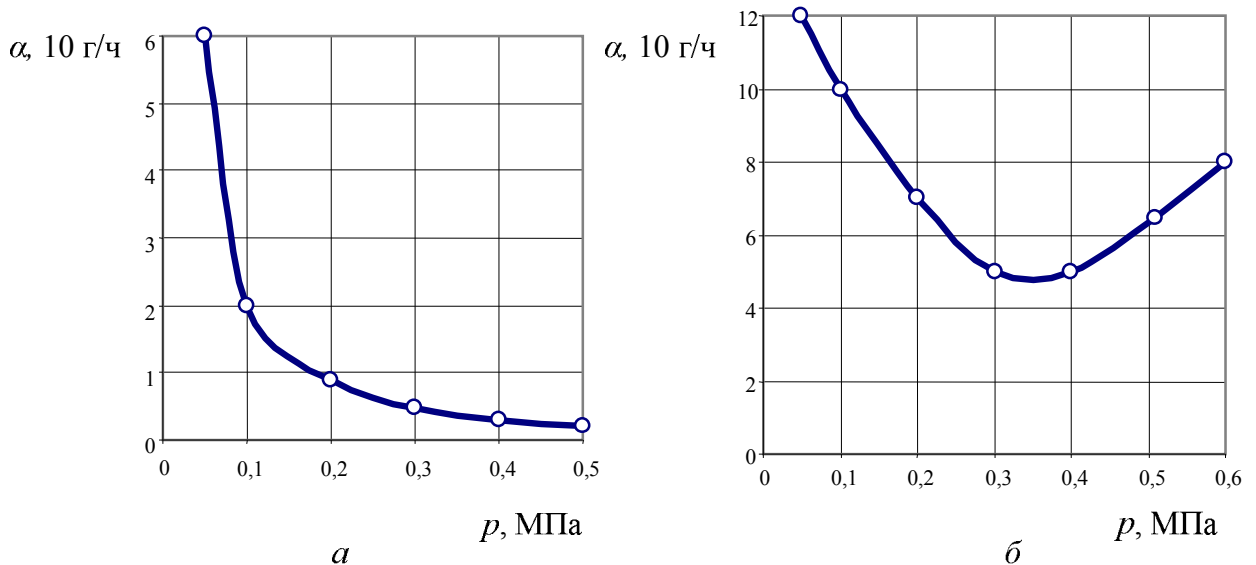


Рисунок 1.1 – Зависимость интенсивности изнашивания вкладышей подшипников коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 от давления масла  $p$  при стендовых испытаниях:  $a$  – без подачи пыли;  $b$  – с подачей пыли

При наличии абразивной пыли в масле и давлении более 0,3 МПа интенсивность изнашивания подшипников коленчатого вала увеличивается из-за повышения расхода масла и циркуляции его с абразивными частицами через подшипники.

При малой частоте вращения коленчатого вала и работе двигателя с нагрузкой производительность масляного насоса становится недостаточной, что приводит к резкому снижению давления масла в главной магистрали и нарушению гидродинамического режима трения в подшипниках [24–26, 41, 87]. Для обеспечения надёжной работы шатунных подшипников на всех режимах в условиях эксплуатации необходим запас производительности, так как её падение вызывает автоколебания в работе редукционного клапана и возникновение крутильных колебаний в приводе насоса, что может стать причиной поломки зубьев шестерни и вала привода.

Таким образом, запас производительности масляного насоса существенно определяет подачу масла к подшипникам, особенно в процессе их изнаши-

вания. Расход масла через подшипники при рабочей температуре зависит не только от диаметрального зазора, давления поступающего масла, относительной длины и положения вала в подшипнике, но и от количества и места расположения подводящих отверстий. Во всех случаях масло к шатунному подшипнику подводится через вал по каналу или же из внутренней полости шатунной шейки (центробежной ловушки) непрерывным или пульсирующим способом. Подводящий канал должен быть расположен таким образом, чтобы масло поступало в полость наибольшего зазора, где будет наименьшее давление на шатунную шейку, то есть со стороны, противоположной наибольшему износу [11].

Изменение режима работы двигателя влияет на величину и направление нагрузки, а следовательно, и на место наибольшего зазора. Поэтому в некоторых случаях делают не одно, а два и даже три подводящих отверстия. В отечественных карбюраторных двигателях для подачи масла в шатунный подшипник коленчатого вала выполняется в основном одно отверстие (ЗИЛ-130, ЗМЗ-53, ЗМЗ-24, ЗИЛ-375); в дизельных двигателях ЯМЗ-236, 238, КамАЗ-740 – два, расположенных противоположно друг другу. Исследованиями НАМИ [24–26] установлено, что для каждого режима работы двигателя имеется своё оптимальное место расположения отверстия для подвода масла в шатунный подшипник. При таком расположении входного канала повышается расход масла через шатунный подшипник в 3,5 раза и снижается номинальная температура подшипника на 18 °С. В результате их долговечность увеличивается на 30 % [24]. Аналогичные данные приводятся С.К. Буравцевым [11].

Коленчатые валы большинства автомобильных двигателей имеют центробежные ловушки в шатунных шейках, которые используются для центробежной очистки масла. Однако помимо положительных сторон в снижении износа шатунных шеек и вкладышей центробежные ловушки имеют и отрицательные. В эксплуатации возможно закупоривание отверстия на входе в шатунный подшипник при недостаточной очистке грязеуловителей и как следствие – его задира. При работе на масле низкого качества и неэффективной его очистке в дви-



гателе скорость загрязнения центробежных ловушек может быть очень высокой, что сказывается на расходе масла через подшипники и их надёжности. В современных зарубежных двигателях ловушки в шатунных шейках встречаются редко [24–26].

К шатунному подшипнику масло подводится от коренного через сверления в коренных шейках непрерывно или с пульсациями за одну половину оборота коленчатого вала. При непрерывной подаче масла кольцевая канавка во вкладышах коренного подшипника выполняется по всей окружности (ЗМЗ-53, ЗИЛ-130), а полукольцевая канавка – со сквозным отверстием в коренной шейке коленчатого вала (ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, КамАЗ-740). Исследованиями [24] установлено, что толщина масляной пленки в нижнем коренном вкладыше без канавки больше, чем с канавкой, поэтому на двигателе ЗМЗ-53 подводящая канавка в нижнем коренном вкладыше была устранена.

Для надёжной работы шатунных подшипников существенное значение имеет место размещения заборного отверстия в коренной шейке. В двигателях ГАЗ-51 удалось исключить задир шеек коленчатого вала переносом заборных отверстий в коренных шейках в нагруженную зону, то есть в зону больших давлений [26]. По данным Горьковского автомобильного завода, при работе двигателя ГАЗ-51 на повышенных оборотах и малых нагрузках коленчатый вал испытывает упругий прогиб по всем четырём коренным шейкам, направленный в сторону кривошипов. При этом со стороны противовесов наблюдаются увеличенные зазоры и низкое давление в кольцевой канавке, там, где расположены заборные отверстия для подачи масла к шатунным подшипникам. Величина давления оказывается недостаточной для нагнетания необходимого количества масла в шатунные подшипники.

Таким образом, надёжность работы подшипников коленчатого вала двигателей в значительной степени определяется конструктивными особенностями забора масла через коренные шейки и подвода через каналы и центробежную ловушку в шатунные шейки.

Как показали исследования [35, 36, 41, 47, 83], изменение давления в системе смазки многих двигателей в процессе эксплуатации описывается экспоненциальной зависимостью

$$p = p_0 e^{-b_p l}, \quad (1.1)$$

где  $p_0$  – давление в конце приработки, приведённое к началу эксплуатации;

$b_p$  – экспериментальный параметр;

$l$  – наработка.

Результаты математической обработки экспериментальных статистических данных по зависимости (1.1) приведены в таблице 1.2, а сами зависимости – частично на рисунке 1.2.

Таблица 1.2 – Параметры экспоненциальной зависимости (1.1) давления в системе смазки двигателей от наработки [41]

Режимы эксплуатации	Параметры			
	$y_0$	$b_p$	$r$	$p$
КамАЗ-740				
Номинальный при 2600 мин <sup>-1</sup>	0,411	-0,00369	-0,972	0,955
Холостой ход при 600 мин <sup>-1</sup>	0,259	-0,00738	-0,989	0,988
ЯМЗ-236				
Номинальный при 2100 мин <sup>-1</sup>	0,633	-0,00311	-0,989	0,978
Холостой ход при 600 мин <sup>-1</sup>	0,364	-0,00635	-0,963	0,982
ЯМЗ-238				
Номинальный при 2100 мин <sup>-1</sup>	0,654	-0,00369	-0,984	0,971
Холостой ход при 600 мин <sup>-1</sup>	0,309	-0,00752	-0,959	0,974
ЗИЛ-130				
Номинальный при 3200 мин <sup>-1</sup>	0,409	-0,00325	-0,992	0,983
Холостой ход при 1000 мин <sup>-1</sup>	0,235	-0,00361	-0,958	0,991

Из рисунка 1.2 видно, что давление в системе смазки двигателя КамАЗ-740 в начале эксплуатации на номинальном режиме в 1,5–1,6 раза и на режиме холостого хода в 1,2–1,4 раза ниже, чем у двигателей ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238.

Интенсивность снижения давления масла при эксплуатации двигателя КамАЗ-740 на номинальном режиме, судя по коэффициенту  $b_p$ , также выше в 1,2 раза, чем у двигателей ЯМЗ-236.

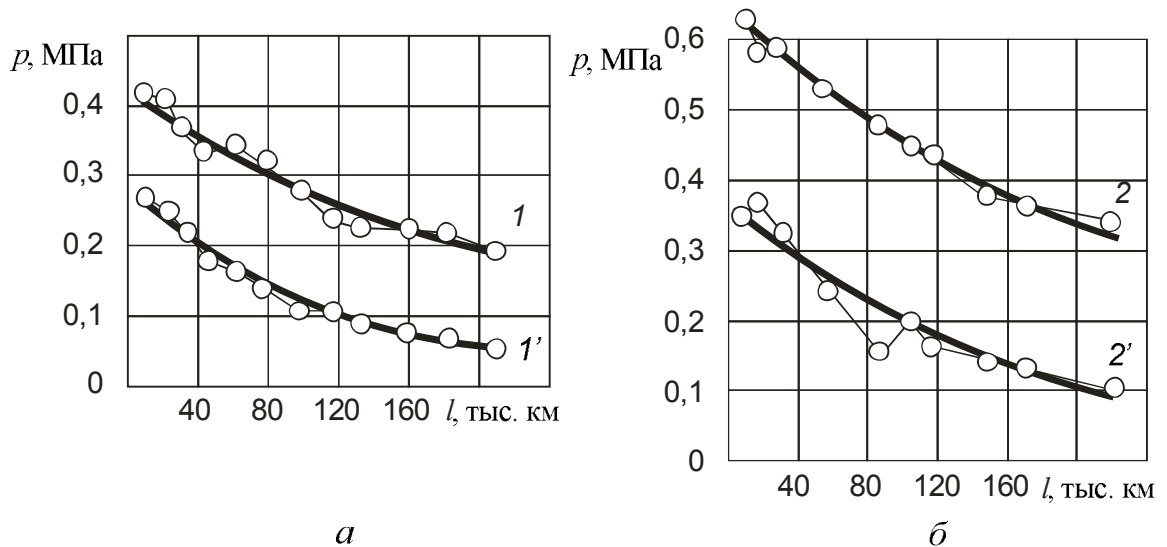


Рисунок 1.2 – Зависимость давления в системе смазки от наработки двигателей: 1 – КамАЗ-740; 2 – ЯМЗ-236

(без штриха – номинальный режим, со штрихом – холостой ход) [41]

Полученные данные свидетельствуют о недостаточной производительности масляного насоса двигателей КамАЗ-740. С учётом данных [35, 36, 41, 47, 83], ресурс подшипников двигателей КамАЗ-740, согласно рисунку 1.2, составит 140 тыс. км (третья категория условий эксплуатации).

## 1.2 Изменение геометрической формы подшипников коленчатого вала

При анализе причин проворачивания шатунных вкладышей в большинстве случаев им как системе отводится пассивная роль. Так, учёные [11, 94, 105] считают, что условия смазки или абразив от начала и до конца опреде-

ляют проворачивание шатунных вкладышей. Однако и механика и физика процесса проворачивания до сих пор остаются неясными. В некоторых работах [11, 12, 105] отмечается, что в процессе эксплуатации происходит деформирование вкладышей подшипников. С одной стороны, это явление объясняется тем, что низкий предел текучести и большой коэффициент линейного расширения бронзовой заливки на вкладыше приводит в процессе работы к деформированию бронзового слоя, что вызывает изменение формы вкладыша, образование прогиба по образующей, схватывание вкладыша с шейкой. Однако при испытании двигателя КамАЗ-740 это предположение не подтвердилось. При проведении опытов с удалением гальваническим способом бронзовой заливки было установлено, что форма вкладыша изменяется и без неё, то есть это изменение обусловлено состоянием стальной основы вкладыша.

С другой стороны, считается, что абразив, оставаясь на вкладыше, вызывает местный разогрев, пластическую деформацию вкладыша, потерю натяга, ослабление посадки вкладыша и его проворачивание. В соответствии с этими представлениями намечаются и реализуются мероприятия по исключению случаев проворачивания шатунных вкладышей.

При анализе деформаций шатунных вкладышей и причин их проворачивания необходимо исходить из упругопластических свойств стальной основы вкладышей и её напряжённого состояния в процессе работы, которые определяются геометрическими параметрами (таблица 1.3).

Анализ состояния шатунных вкладышей двигателей, поступивших в ремонт [32], показал, что проворачиванию вкладышей предшествуют процессы, изменяющие их геометрическую форму, то есть существует предпроворотное состояние вкладыша, характеризующееся изменением его параметров (рисунки 1.3, 1.4):

- в свободном состоянии вкладыша появляется прогиб по образующей ( $\Delta$ );
- снижается размер вкладыша в свободном состоянии;

- на рабочей поверхности вкладышей возникают характерные натирывания в средней части в форме эллипса (зона С);
- на наружной стороне вкладыша появляются характерный след перегрева средней его части в виде тёмной полосы и кавитационные каверны (зона Н).

Таблица 1.3 – Геометрические параметры шатунных вкладышей исследуемого двигателя КамАЗ-740

Наименование параметра	Величина
Диаметр расточки нижней головки шатуна, мм	$85^{+0,021}$
Распрямление вкладыша в свободном состоянии, мм	$85^{+1,5}_{+0,5}$
Материал стальной основы вкладыша	08КП-Н-НТ-2-0-2.2 (ГОСТ 503–71)
Ширина вкладыша, мм	28
Толщина вкладыша, мм	$2,5^{-0,036}_{-0,047}$
Толщина антифрикционного слоя, мм	0,231–0,273
Выступание вкладыша над стыком в контрольном приспособлении под нагрузкой 6,1 кН, мм	0,08–0,120

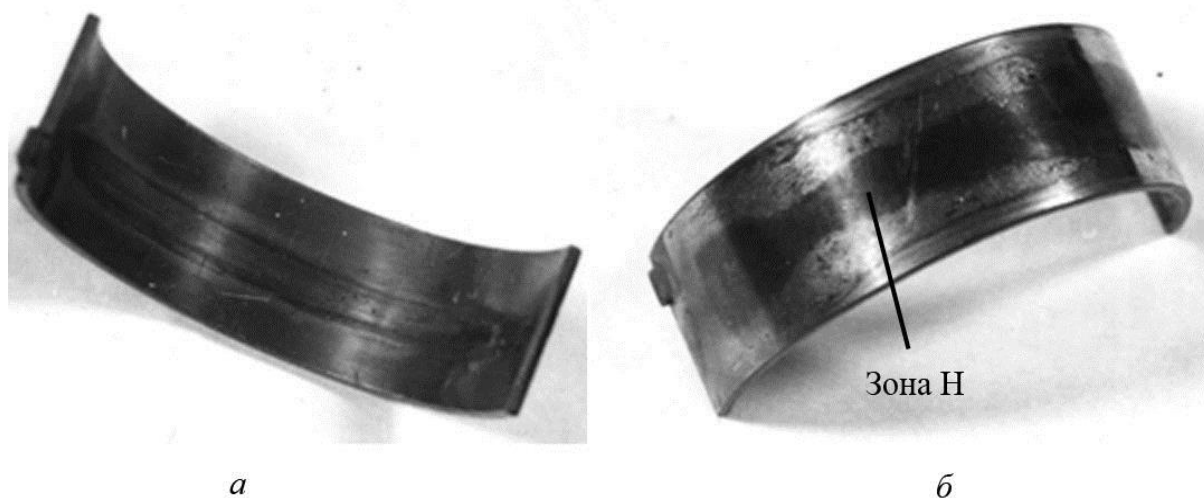


Рисунок 1.3 – Вид вкладыша после эксплуатации:  
*а* – со стороны рабочей поверхности; *б* – со стороны постели

Таким образом, чтобы установить причины проворачивания шатунных вкладышей, необходимо определить напряжённое состояние стальной основы вкладыша, а также факторы, влияющие на изменение его формы, то есть исследовать этап, предшествующий проворачиванию.

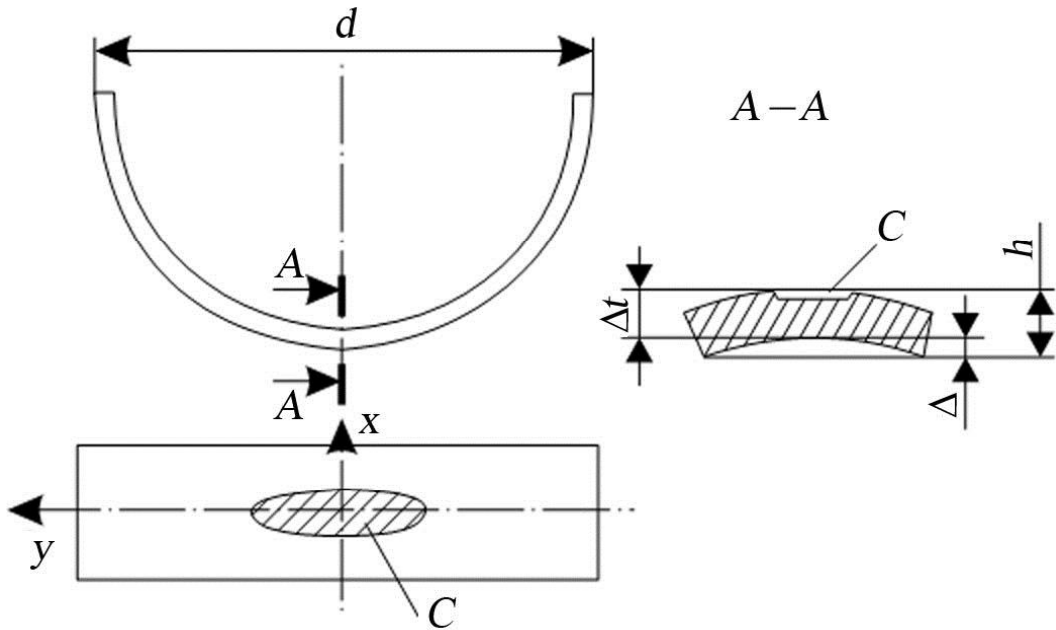


Рисунок 1.4 – Схема деформации шатунных вкладышей и расположения на них зон натиров и прижогов

Исследованиями надёжности шатунных подшипников двигателей V-6 [27, 28, 125] установлено, что критическим параметром является место расположения маслозаборных отверстий на коренных шейках. Во время эксплуатации этих двигателей без нагрузки при пониженных значениях давления масла  $p_m = 0,005 \dots 0,03$  МПа происходило выплавление 2-го и 5-го шатунных подшипников.

Для обеспечения надёжной работы шатунных подшипников маслозаборные отверстия были размещены на наиболее нагруженных участках коренных шеек, что позволило снизить деформацию шатунных подшипников этих двигателей.

Исследованиями надёжности и долговечности коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130, проведёнными в научно-исследовательской лаборатории АРЕМЗ-МАДИ [39, 76], установлено, что основным фактором для проведения капитального ремонта двигателя является образование задиров на шатунных шейках. По этой причине в капитальный ремонт поступает до 44 % двигателей. Часто задиры наблюдаются на шатунных шейках третьего кривошипа. М.А. Григорьев объясняет это худшими антизадирными свойствами сталеалюминиевых вкладышей подшипников по сравнению с триметаллическими, а также снижением запаса производительности масляного насоса более чем на 15 % из-за увеличения исходного диаметрального зазора в коренных подшипниках [24–26].

Некоторые авторы [6, 120] причиной низкой надёжности коленчатого вала считают неудовлетворительные антизадирные свойства вкладышей подшипников при недостаточном (пульсирующем) подводе в них масла. Увеличение задиров на шатунных шейках первого кривошипа двигателя ЗИЛ-130 также может быть вызвано недостаточным подводом масла от первого и второго коренных подшипников [7]. Они наиболее удалены от масляного насоса, поэтому масло поступает к ним с наибольшим запозданием и в меньшем количестве по сравнению с остальными подшипниками. Постоянное уменьшение расхода масла через шатунные подшипники по мере их удаления от насоса приводит к снижению в той же последовательности количества отложений в центробежных ловушках шеек.

Из третьего коренного подшипника масло поступает на смазку коромысел клапанов. Это снижает расход масла через шатунные подшипники третьего кривошипа в диапазоне оборотов от минимальных до средних. Так, при частоте вращения коленчатого вала  $500 \text{ мин}^{-1}$  расход масла через третий коренной подшипник на 10–16 % меньше, чем через остальные коренные подшипники, а следовательно, и через шатунные.

Исследования двигателей ЗИЛ-130 [6, 11, 120] показывают, что распределение износов шатунных шеек и вкладышей при пуске и прогреве соответствует распределению задиров на этих шейках. Износы и задиры возникают вследствие расположения отверстий для выхода масла в более нагруженной зоне шатунной шейки. Это уменьшает расход масла через подшипники, особенно при снижении давления в системе смазки, и создаёт предпосылки для работы шатунных подшипников в условиях граничной смазки.

Основная причина образования задиров на шатунных шейках после пробега автомобиля 120–160 тыс. км – нарушение гидродинамической смазки из-за недостаточного количества масла, поступающего в шатунные подшипники, в связи с большим расходом его через коренные [6, 24]. При нормальном тепловом режиме запас производительности масляного насоса может быть полностью израсходован на оборотах, близких к средним, при увеличении в коренных подшипниках максимального зазора вследствие износа.

Для обеспечения надёжности шатунных подшипников на всех режимах работы двигателя при увеличении диаметрального зазора в коренных подшипниках целесообразно, чтобы запас производительности насоса был достаточным и значительно не снижался из-за износа.

Исследования шатунных вкладышей двигателей ЯМЗ-240, ЯМЗ-240Н были проведены на Ярославском моторном заводе [26, 94]. Основной причиной проворачивания шатунных вкладышей назван абразив. Установлено, что в антифрикционном слое вкладышей после работы двигателя наблюдалось внедрение большого количества стальных и чугунных частиц литейной земли, в каждом комплекте находились вкладыши с глубокими рисками; в центрифугирующих полостях коленчатого вала образовались отложения стальной и чугунной стружки, литейной земли.

У вкладышей с глубокими рисками резко изменяются геометрические размеры. В процессе имитационных испытаний, в которые вошли запуск двигателя без предварительной прокачки системы смазки, работа двигателя на обводнён-



ном и загрязнённом масле, определены конкретная причина проворачивания вкладышей и его механизм: в зазор между шейкой и вкладышем попадают механические загрязнения, при пуске и работе двигателя грязевые частицы образуют глубокие риски на вкладышах. Это сопровождается резким повышением температуры и влечёт за собой изменение геометрических размеров вкладышей. В результате кратковременной работы двигателя с такими вкладышами происходит их проворачивание.

Однако остаётся необъяснимым тот факт, что проворачиваются в основном шатунные вкладыши, а абразивные риски обнаруживаются на коренных подшипниках [32, 39, 41] (рисунок 1.5).

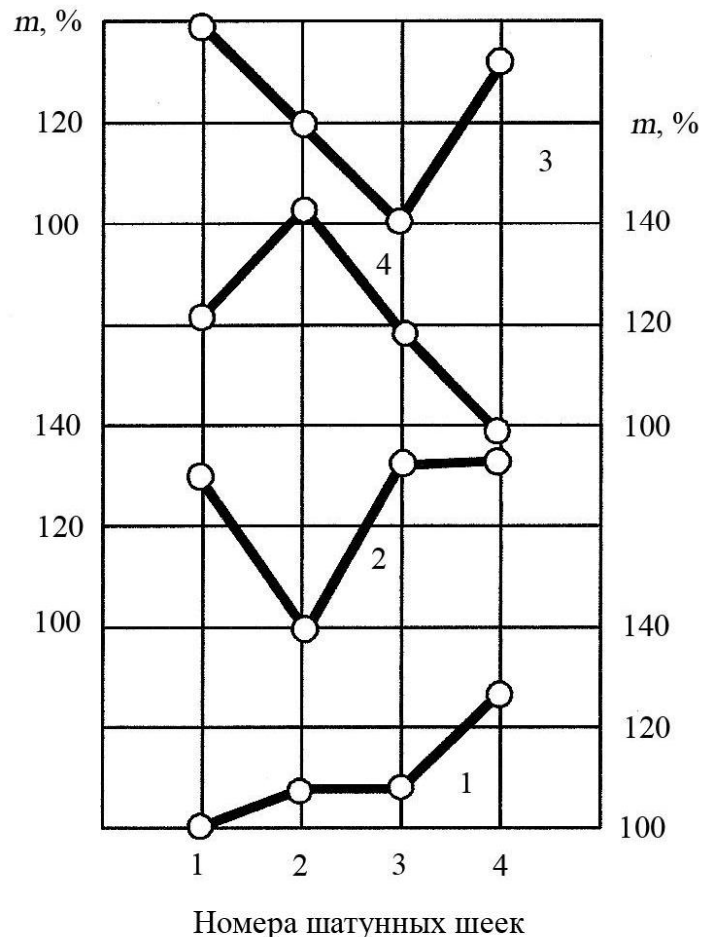


Рисунок 1.5 – Проворачивание вкладышей на 1, 2, 3, 4-й шатунных шейках в зависимости от распределения отложений  $m$  в их полостях

Кроме того, мероприятия по снижению абразивного износа не устранили такой дефект, как проворачивание вкладышей при эксплуатации двигателей.

Исследования, проведённые на дизельном двигателе КамАЗ-740, показали, что эксплуатационные разрушения шатунных вкладышей происходят вследствие их деформаций, на образование которых влияют как параметры самих вкладышей, так и факторы, определяющие их тепловое состояние, – в первую очередь система смазки.

В автомобильных дизелях, в том числе и КамАЗ, в качестве коренных и шатунных подшипников коленчатого вала используются многослойные тонкостенные вкладыши [61, 100, 113–115]. При проворачивании вкладыша фиксирующий выступ срезается, а сам вкладыш вращается с шейкой коленчатого вала, при этом увеличиваются зазоры в сопряжении, повышается температура шейки, масло от высокой температуры испаряется, о чём свидетельствует увеличение расхода картерных газов через сапун.

Вкладыши коренных подшипников проворачиваются в 5 раз реже, чем шатунных [32, 41]. Причины их проворачивания следующие: дефекты масляного насоса, выбивание заглушек и падение давления в системе смазки, абразивный износ шеек и вкладышей, который способствует разрушению антифрикционного слоя, схватывание шейки и вкладыша из-за масляного голодания и деформации вкладышей [32, 41, 76].

Макрогеометрические отклонения происходят и в самом коленчатом валу в виде овальности шеек и его прогиба, то есть вследствие нарушения соосности коренных шеек. Экспоненциальная зависимость этих макрогеометрических изменений коленчатого вала от наработки двигателя теоретически обоснована в работах [35, 36, 41, 47].

Приведённые данные свидетельствуют о необходимости перешлифовывания шеек коленчатого вала или восстановления их другими способами для обеспечения номинальных или ремонтных размеров.

### 1.3 Усталостные разрушения рабочих поверхностей коленчатого вала

Значительная доля коленчатых валов разрушается или поступает на восстановление из-за усталости. С увеличением максимального напряжения долговечность (число циклов нагружения, при котором происходит разрушение в данных условиях эксплуатации) снижается. Эту зависимость называют диаграммой выносливости (кривая Вёлера на рисунке 1.6).

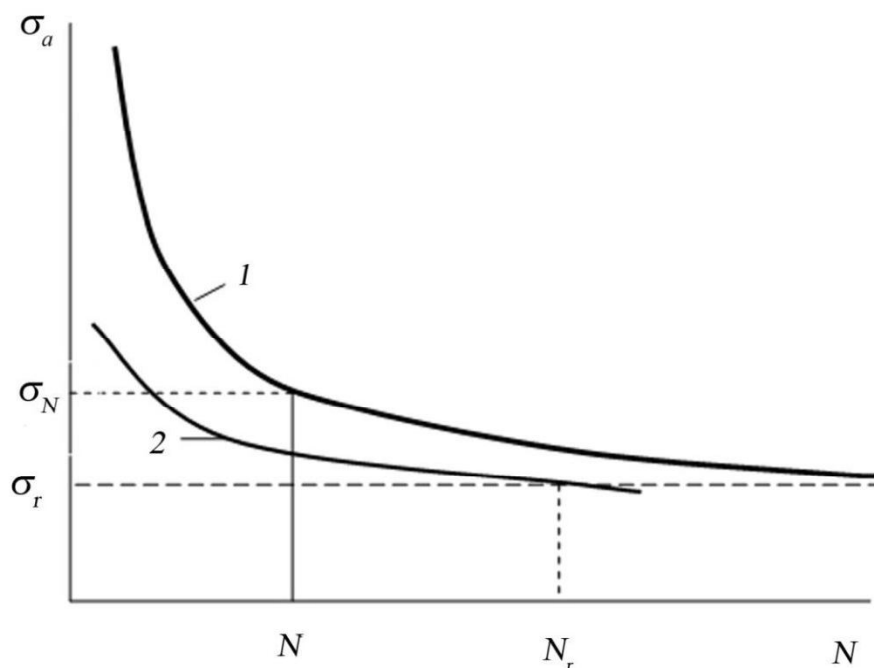


Рисунок. 1.6 – Кривые выносливости (1) и повреждаемости (2)

Кривая выносливости асимптотически приближается к горизонтальной линии, соответствующей уровню напряжения предела выносливости  $\sigma_r$ . Отношение  $\sigma_N / \sigma_r = K_0$  называется коэффициентом циклической перегрузки детали, где  $\sigma_N$  — напряжение при числе циклов  $N$ . Для стали кривая выносливости приблизительно после 1–2 млн циклов нагружения становится почти горизонтальной ( $K_0 = 0$ ). Поэтому при определении предела выносливости обычно ограничиваются 6–10 млн циклов нагружения [41].

Кривая повреждаемости (кривая 2 на рисунке 1.6) представляет собой связь между числом циклов  $N$  и напряжением, при котором разрушения еще нет, но

уже происходят необратимые изменения свойств материала детали и на ней появляются первые усталостные трещины.

Основой для прогнозирования усталостных разрушений является уравнение кривой усталости, характеризующей зависимость числа циклов до разрушения от амплитуды колебаний напряжения. Параметры кривой усталости обусловлены физико-механической характеристикой материалов и определяются по диаграмме нагружения и деформации [41] (рисунок 1.7, б). В зависимости от величины амплитуды колебаний напряжения усталостные разрушения разделяют на малоцикловые (при  $\sigma_T < \sigma_a < \sigma_b$ ) и многоцикловые (при  $\sigma_{-1} < \sigma_a < \sigma_T$ ), что видно из формы усталостной характеристики на рисунке 1.7, а.

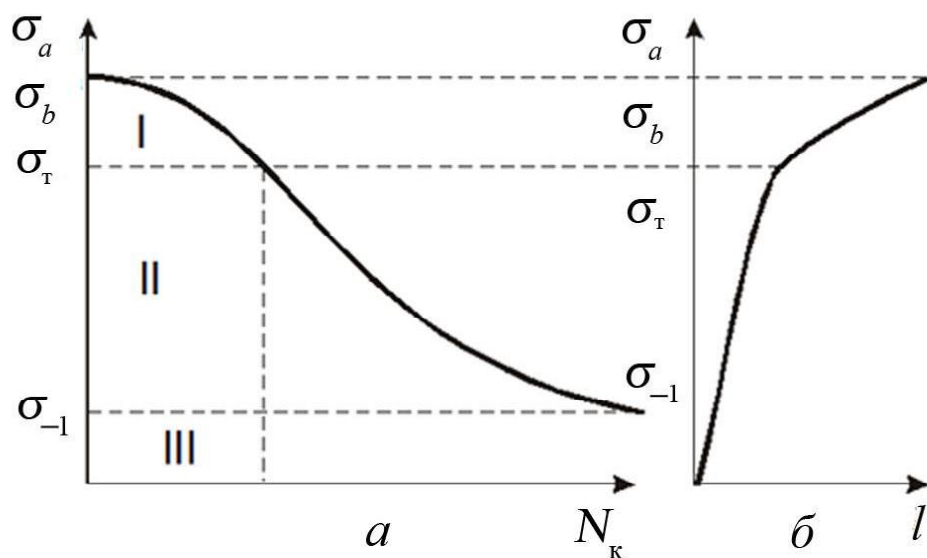


Рисунок 1.7 – Типичная кривая усталости (а)

и диаграмма нагружения (б) деталей:

I – зона малоцикловой усталости;

II – зона многоцикловой усталости; III – зона без усталости

При конструировании автомобилей и их дальнейшей доводке обычно на основе анализа эксплуатационных режимов работы стараются выйти за пределы малоцикловой в область многоцикловой усталости, то есть обеспечить  $\sigma_a < \sigma_T$ . При этом наблюдаются минимальные удельные затраты на изготовление и экс-

платацию (ремонт). Поэтому большинство деталей агрегатов и систем автомобилей, подверженных усталостным разрушениям, работают в области многоциклового усталости. Работа в области без усталости экономически нецелесообразна из-за большой металлоёмкости конструкций.

Наименьший предел выносливости наблюдается при симметричном цикле нагружения [95, 96]. Выносливость стали при изгибе выше, чем при кручении  $(\sigma_{-1})_{кр}$  и растяжении – сжатии  $(\sigma_{-1})_p$ :

$$(\sigma_{-1})_p = (0,7-0,8)\sigma_{-1}, \quad (\sigma_{-1})_{кр} = (0,57-0,62). \quad (1.2)$$

По сравнению с изгибом при кручении и растяжении – сжатии все сечения работают с большим количеством слабых мест (концентраторов напряжений).

Разрушение от усталости обычно происходит из-за дефектов при обработке поверхности детали. Между шероховатостью поверхности и пределом выносливости существует экспоненциальная зависимость. С повышением чистоты поверхности образуется меньше концентраторов напряжений, с увеличением остаточных сжимающих напряжений, интенсивности и глубины наклёпа металл становится более выносливым.

Установлены пропорциональные зависимости предела выносливости от статических механических характеристик:

$$\sigma_{-1} = a + bx, \quad (1.3)$$

где  $x$  – предел текучести  $\sigma_t$ , предел прочности  $\sigma_b$  или твёрдость НВ.

Усталостное разрушение связано с пластической деформацией, при которой происходит взаимодействие дислокаций, скопление вакансий и зарождение усталостных трещин. Большую роль играют такие явления, как адсорбция, диффузия, коррозия.

В эксплуатации коленчатые валы подвергаются воздействию динамических нагрузок от изгиба и кручения. Если воздействующие нагрузки превышают предел усталости металла, происходит разрушение. В зависимости от вида раз-

рушения чётко определяется превалирующее действие нагрузки. Разрушение от изгибающих нагрузок, как правило, начинается в зоне галтели коренных или шатунных шеек и распространяется через щёку. Разрушение от кручения происходит от концентрации напряжений, создаваемых маслозаборным отверстием шатунной шейки, и распространяется под углом  $45^\circ$  к шейке [93].

Основным дефектом остаются трещины шатунной шейки. Внешний вид трещины показан на рисунке 1.8. Фокус разрушения расположен в зоне галтели. Продольно-радиальная трещина образуется при объёмной закалке.

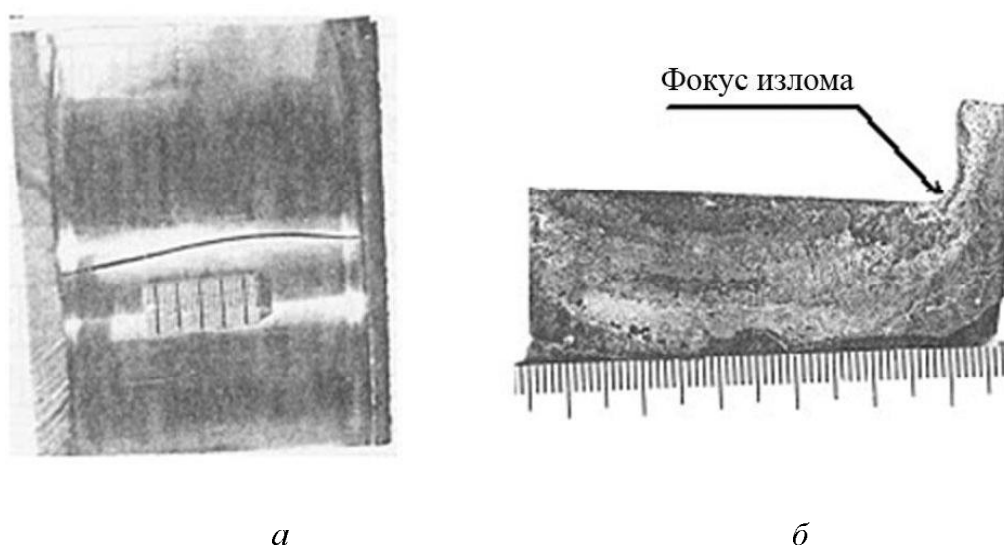


Рисунок 1.8 – Внешний вид продольно-радиальной трещины на шатунной шейке (а) и вид излома по трещине (б)

Глубина распространения трещины составляет 15–20 мм. В зоне трещины наблюдается увеличение глубины закалённого слоя на 1 мм (рисунок 1.9). Там же показан обезуглероженный слой в конце радиальной трещины.

Таким образом, проведённым анализом [93] установлена причина образования трещины. Наибольшее влияние оказывает качество металла заготовки. Поставляемый ЧМК и СМК прокат в виде квадрата 154x154 имеет металлургические дефекты 1,5–2,0 % от выпуска коленчатых валов. Классическая технология выплавки стали 42ХМФА не может гарантировать поставку проката без дефектов слитка (раскатанные пузыри, шлаковые включения, волосовины). Выбра-

ковка по трещинам и кузнечным дефектам в 2003 г. составила 4,46 %, в некоторые месяцы она доходила до 10 % [93].

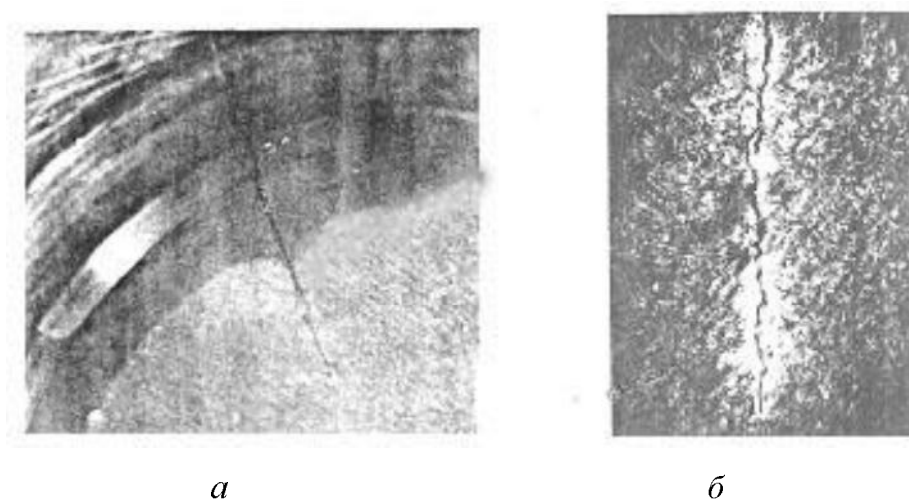


Рисунок 1.9 – Увеличенная глубина закалки в зоне трещины (*а*) и обезуглероженный слой глубиной до 0,1 мм (*б*)

Оскольский электрометаллургический комбинат (ОЭМК) применяет новую технологию – прямое восстановление металла из окатышей, выплавка в электродуговой печи и непрерывная разливка в кристаллизатор. ОЭМК поставляет металл в прутках круглого сечения, предварительно ободренный, группа качества 1 против группы качества 2 ЧМК и СМК.

Современные математические методы позволяют проводить анализ напряжённо-деформированного состояния коленчатого вала.

Аналитическими расчётами можно учесть тип нагружения, условия эксплуатации, отклонения в геометрии постелей и эпюры нагрузок. На усталостную прочность вала значительно влияют качество поверхности, внутренние включения примесей металла, остаточные напряжения, метод изготовления заготовки для вала и качество поставки. Нарботка 10 млн циклов происходит в достаточно короткий промежуток времени работы двигателя [93]. Особенно быстро циклы нагружения накапливаются при резонансных режимах работы. Это означает, что для определения надёжной работы коленчатого вала нельзя проводить

оценку по пределу ограниченной выносливости. Уровни нагрузок на вал не должны превышать предела усталости его ни при каких типах нагружения или режимах работы двигателя.

Разрушение коленчатого вала при эксплуатации – это катастрофическая ситуация, которая требует огромных расходов на восстановление двигателя. Поэтому наряду с аналитическими методами актуальными и практически необходимыми остаются экспериментальные испытания на усталость.

При испытаниях коленчатых валов на усталость определяют предел выносливости, причём отдельно по моментам на изгиб и кручение. Усталостные испытания проводят по методу Вёлера. Предел выносливости устанавливают при  $10^7$  циклов нагружения [93].

Для прогнозирования усталостных разрушений коленчатого вала необходимы показатели, характеризующие степень разрушения, а также изменение их от наработки. Зависимость и её параметры, определяемые по экспериментальным данным, используют при выборе способа восстановления коленчатого вала.

#### **1.4 Анализ методов определения ремонтных размеров**

Способ восстановления коленчатого вала зависит от интенсивности изнашивания (преимущественно абразивного), вероятности задира шеек из-за проворачивания вкладышей и степени усталостного разрушения.

Шатунные и коренные шейки коленчатых валов автотракторных двигателей восстанавливают с использованием метода определения ремонтных размеров [50, 55, 117, 141]. При этом способе восстановления одну из сопряжённых деталей, обычно наиболее сложную и дорогостоящую, обрабатывают под ремонтный размер, а вторую заменяют новой или восстановленной деталью с соответствующим ремонтным размером. Обработкой под ремонтный размер восстанавливают геометрическую форму, шероховатость и точные параметры рабочих поверхностей деталей.

В ремонтном производстве для восстановления деталей используют два вида ремонтных размеров. К первому относятся свободные, а ко второму – заданные



ремонтные размеры. Восстанавливаемые поверхности деталей могут иметь несколько заданных ремонтных размеров. В этом случае они образуют систему ремонтных размеров.

Свободные ремонтные размеры предусматривают обработку деталей до получения правильной геометрической формы и шероховатости рабочей поверхности. В зависимости от характера и величины износа детали могут получать различные размеры. Сопряжённая деталь подгоняется к восстановленной до её свободного размера. Таким образом, сборка сопряжений со свободными ремонтными размерами связана с методом подгонки.

При обработке деталей под заданные размеры приходится не только снимать дефектный поверхностный слой металла, образовавшийся в результате износа, и восстанавливать геометрическую форму детали, но и вести её механическую обработку до ближайшего ремонтного размера, определяемого в НТД системой ремонтных размеров.

В настоящее время при восстановлении коленчатых валов автотракторных двигателей наиболее широко используют заданные ремонтные размеры (в дальнейшем – ремонтные размеры). Метод определения величины и количества ремонтных размеров вала сводится к следующему [50, 55, 117, 141].

Величину первого ремонтного размера вала вычисляют как разность исходного размера и межремонтного интервала:

$$dp_1 = d_n - \omega, \quad (1.4)$$

где  $d_n$  – размер вала по рабочему чертежу;

$\omega$  – межремонтный интервал.

Последующие ремонтные размеры находят по формулам:

$$\begin{aligned} dp_2 &= d_n - 2\omega; \\ dp_n &= d_n - n\omega, \end{aligned} \quad (1.5)$$

где  $n$  – номер ремонтного размера.

Количество ремонтных размеров зависит от того, во сколько раз максимальный ремонтный припуск больше межремонтного интервала. При этом максимальный

ремонтный припуск – это разница между номинальным размером по рабочему чертежу и предельным размером, до которого можно снимать припуск.

Так, например, количество ремонтных размеров валов определяют по выражению:

$$n_B = \frac{d_H - d_{\min}}{\omega}, \quad (1.6)$$

где  $d_{\min}$  – минимальный диаметр вала, мм.

Величина межремонтного интервала зависит от износа деталей и припуска на её обработку. По мнению В.И. Казарцева [141], межремонтный интервал следует определять с учётом предельного диаметрального износа и максимального диаметрального припуска на обработку детали, величину которого можно установить экспериментальным путём.

Для вала межремонтный интервал вычисляют по формуле:

$$\omega = i_{\text{пр}} + f, \quad (1.7)$$

где  $i_{\text{пр}}$  – предельный износ вала;

$f$  – минимальный диаметральный припуск на его обработку

Некоторые авторы [50, 55, 117, 123, 141] считают, что межремонтный интервал зависит от величины одностороннего максимального износа и одностороннего припуска:

$$\omega = 2(u + z), \quad (1.8)$$

где  $u$  – односторонний максимальный износ вала;

$z$  – односторонний максимальный припуск на его обработку.

Существенная часть деталей попадает на восстановление с износом меньше предельного. При этом износ может быть односторонним. Однако такой подход [123] даёт завышенный результат.

В работе [123] предложено определять минимальный припуск (на диаметр) по следующей формуле:

$$z = \delta_{\text{и}} + 2h, \quad (1.9)$$

где  $\delta_{\text{и}}$  – допуск на биение изношенных шеек при индивидуальной выверке;

$h$  – наибольшая глубина рисок на поверхности шейки.

### Минимальный припуск на обработку коренных шеек

$$z_0 = -\Delta_{\min} + 2f + 2h + \delta_{\text{в}}, \quad (1.10)$$

где  $\Delta_{\min}$  – минимальный радиальный износ шейки,  $\Delta_{\min} = R_{\text{н}} - R_{\text{макс}}$ ;

$f$  – допустимый прогиб коленчатого вала;

$\delta_{\text{в}}$  – допуск на биение поверхностей относительно оси вала, принятых за установочные базы.

Применение данного расчётно-экспериментального метода требует наиболее точно и полно учитывать факторы, влияющие на минимальный припуск. Так, наряду с факторами, учитывающими действительные величины (износ, глубина риска), автор использует факторы, имеющие нормативный характер (допуски на биение и прогиб), которые несут в себе дополнительные погрешности и дают искажённые результаты.

Общие недостатки существующих методов следующие: 1) отсутствуют связи между числом ремонтных размеров и техническим ресурсом детали или хотя бы количеством её восстановлений; 2) не учитывается случайный характер износа.

Рассмотрим схему определения межремонтного интервала В.И. Казарцевым [123] с учётом распределения параметров износа и минимального припуска на обработку шейки коленчатого вала. Отложим на оси величины  $i_{\text{пр}}$  и  $f$  (рисунок 1.10).

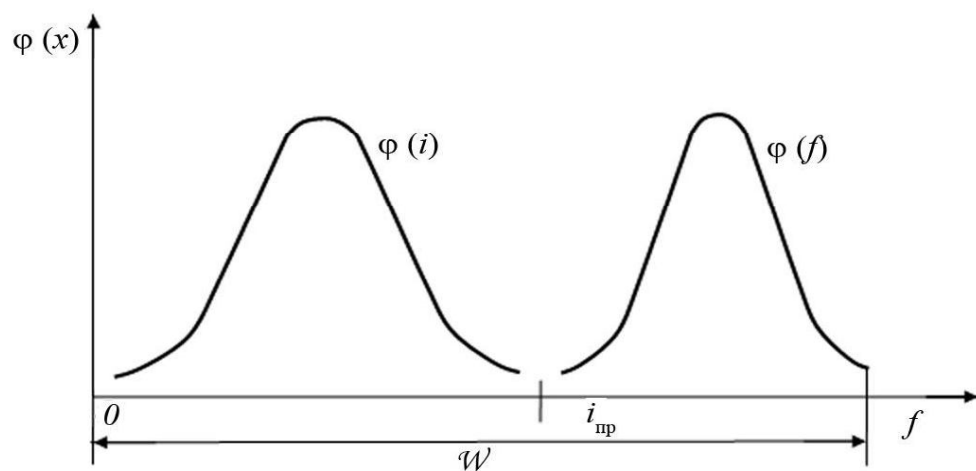


Рисунок 1.10 – Распределение параметров износа  $i$  и минимального припуска  $f$  на обработку шейки коленчатого вала

Очевидно, что основная часть распределения износа находится между началом координат и значением  $i_{\text{пр}}$ , так как в ремонт приходят двигатели часто с отказами цилиндра-поршневой группы и других механизмов, а износы шеек не успевают достичь предельной величины. Логично предположить, что основная часть распределения припуска находится между значениями  $i_{\text{пр}}$  и  $f$ . В этом случае у большинства деталей будет снят лишний припуск, а значит, снизится их долговечность.

Рассмотрим схему определения межремонтного интервала с учётом распределения одностороннего износа и одностороннего минимального припуска на обработку шейки коленчатого вала [117, 123]. Очевидно, что величины  $u$  и  $z$  в формуле (1.8) совпадают с математическими ожиданиями  $\bar{u}$  и  $\bar{z}$  распределения этих параметров на рисунке 1.11. И в этом случае у существенной части (почти у половины) деталей будет снят излишний припуск, а значит, снизится их долговечность.

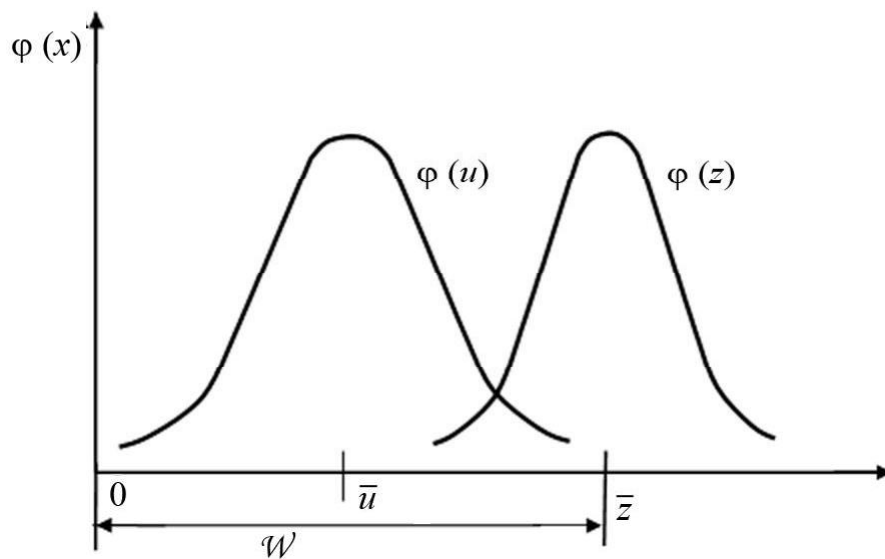


Рисунок 1.11 – Распределение одностороннего износа  $u$  и одностороннего минимального припуска  $z$  на обработку шейки

Таким образом, применение существующих методов построения систем ремонтных размеров деталей приводит к нерациональному использованию ремонтного припуска на их обработку и как следствие – к снижению их долговечности.

Отсутствие в данных методах взаимосвязи между параметрами разрабатываемой системы ремонтных размеров деталей и их долговечностью не позволяет оценить количественно её снижение. Если весь ремонтный припуск на обработку равен интервалу распределения минимального припуска, то в этом случае коленчатые валы не выбраковываются (рисунок 1.12, *a*).

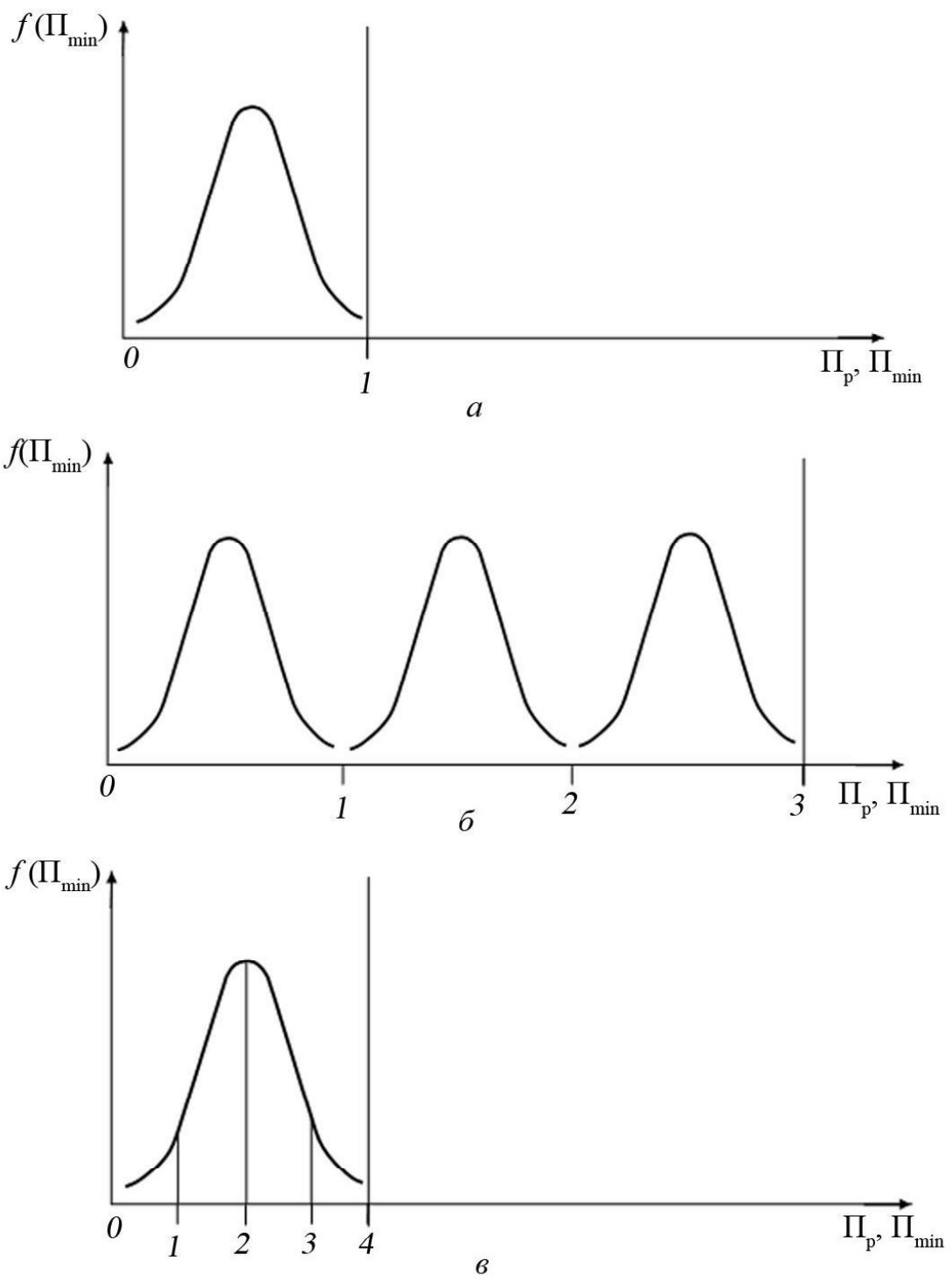


Рисунок 1.12 – Распределение ремонтного припуска

Если введём ремонтный размер 1, то среднее число восстановлений его равно 1 (рисунок 1.12, *а*). При фиксированной величине межремонтного припуска (интервала) среднее число восстановлений будет расти в прямой пропорции (рисунок 1.12, *б*). Если, оставляя общий ремонтный припуск (интервал) без изменения, увеличивать число ремонтных размеров (например до 4) за счёт уменьшения межремонтного интервала, то среднее число восстановлений должно также возрасти (рисунок 1.12, *в*).

Таким образом, детали, попавшие в первый размер, имеют вероятность быть восстановленными ещё либо три, либо два, либо один раз, а попавшие во второй – ещё либо два, либо один раз и т.д. При бесконечном увеличении числа ремонтных параметров приходим к «свободным» ремонтным размерам. В связи с этим при построении системы ремонтных размеров структура их должна быть оптимизирована и обеспечен выбор необходимого общего ремонтного припуска.

### **1.5 Выводы и задачи исследования**

1. В процессе эксплуатации происходит закономерное изменение технического состояния коленчатого вала вследствие изнашивания, изменения геометрической формы и усталостного разрушения.

2. В ремонтном фонде коленчатых валов двигателей КамАЗ-740 можно выделить три группы: первую – с естественным абразивным износом шеек; вторую – с задирами шеек; третью – с усталостными трещинами на шейках.

3. Существующие методы определения ремонтных размеров шеек коленчатого вала рассчитаны только на первую группу ремонтного фонда, что значительно снижает ресурс коленчатого вала.

4. Разработанные технологии восстановления коленчатых валов пригодны лишь для первой и второй групп ремонтного фонда, а для третьей требуется исследовать закономерности усталостного разрушения.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи исследования:

1. Обосновать показатели, позволяющие оценивать степень усталостного разрушения коленчатого вала в процессе эксплуатации и разработать математическую модель определения зависимости глубины усталостной трещины от её длины
2. Провести анализ технического состояния ремонтного фонда коленчатых валов и по экспериментальным данным определить параметры аналитической зависимости показателей усталостного разрушения коленчатого вала от нагрузки двигателя.
3. Разработать схему технологического процесса восстановления коленчатого вала при наличии усталостных трещин и усовершенствовать с учётом этого структуру его эксплуатационно-ремонтного цикла.
4. Дать технико-экономическую оценку эффективности усовершенствованной технологии восстановления коленчатых валов.

## 2 ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

### 2.1 Программа и общая методика исследования

В соответствии с поставленной целью и сформулированными задачами исследования разработана программа, включающая в себя теоретические, экспериментальные исследования и разработку практических рекомендаций (рисунков 2.1).

На этапе аналитических исследований проведён анализ изменения технического состояния подшипников коленчатого вала в процессе эксплуатации двигателя, определяющего ремонтпригодность коленчатого вала. Обоснованы математические модели определения изнашивания, изменения геометрической формы и показателей степени усталостного разрушения коленчатого вала в процессе эксплуатации. Эти модели носят стохастический характер, так как обусловлены действием многих, в том числе и случайных факторов. Математическое моделирование выполнено на основе положений теорий смазки и изнашивания, сопротивления материалов, технической диагностики, теории вероятностей.

После обоснования математических моделей для реальной оценки ремонтпригодности коленчатого вала определены параметры состояния подшипников при эксплуатации и в лабораторных условиях по экспериментальным данным с использованием метода наименьших квадратов.

Для получения экспериментальных данных по фактическому состоянию подшипников коленчатого вала двигателей предложены соответствующие методики экспериментальных исследований, на основании которых разработаны и внедрены практические рекомендации по повышению ремонтпригодности коленчатого вала двигателя, дана технико-экономическая оценка результатов исследований.



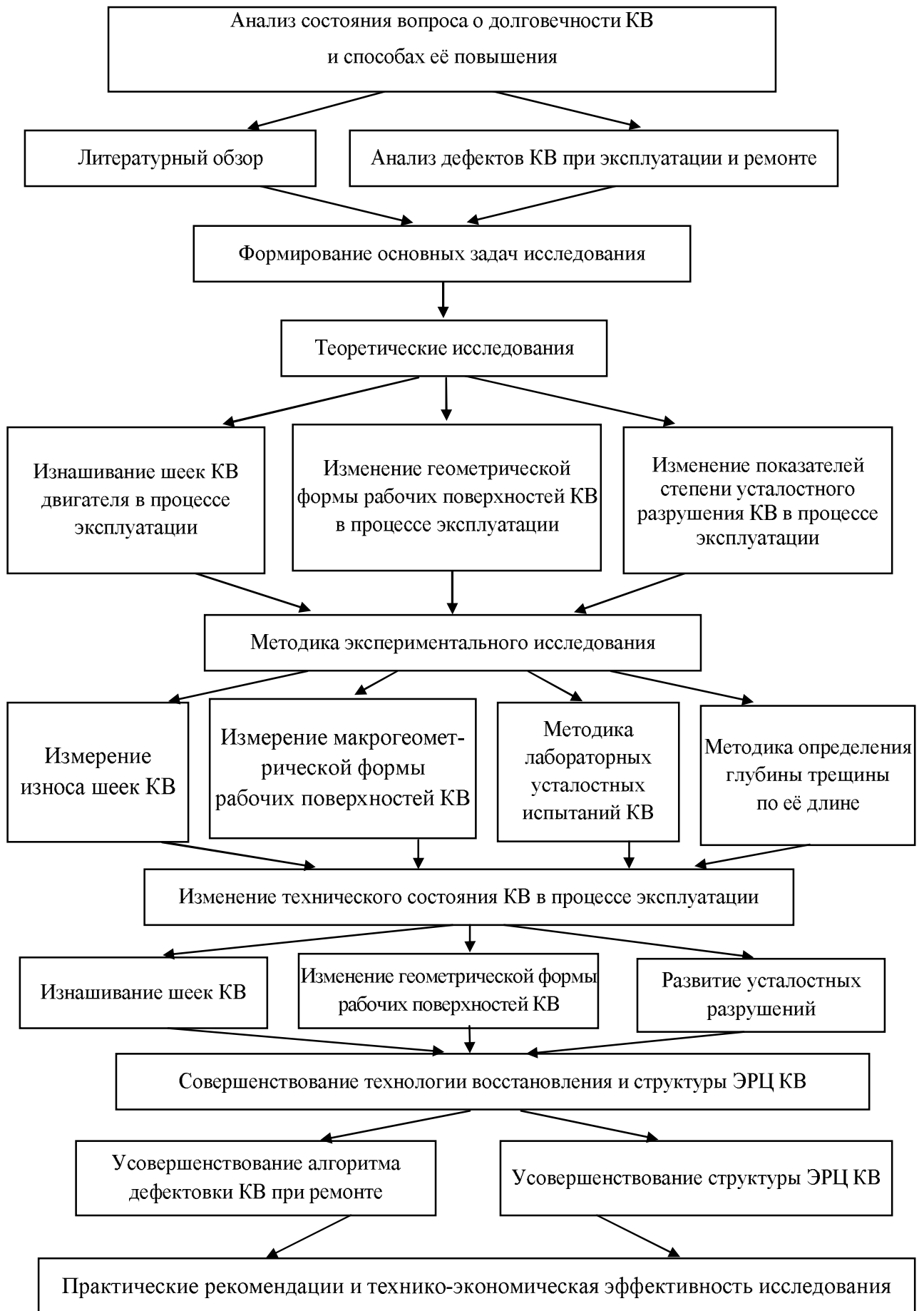


Рисунок 2.1 – Схема программы и методики исследования

## 2.2 Методика экспериментального исследования

### 2.2.1 Методика измерения износа шеек коленчатого вала

Согласно требованиям к методике экспериментального исследования, измерение износа рабочих поверхностей коленчатого вала двигателя производили с достаточно высокой степенью точности. Статистические данные об износе и изменении их геометрической формы получали путём микрометрирования. Микрометражу подвергали рабочие поверхности шеек коленчатого вала, вкладыши. Для фиксирования результатов измерения износа рабочих поверхностей разработаны микрометрические карты.

Износ рабочих поверхностей шеек измеряли после полной разборки коленчатого вала при поступлении его в ремонт. Их техническое состояние проверяли согласно технологии технического обслуживания и ремонта и руководству по эксплуатации двигателей КамАЗ [113–115]. Измерения выполняли на двигателях автомобилей КамАЗ-740, имеющих пробег в интервале от начала эксплуатации до 450 тыс. км, который определяли по спидометру. Данные о техническом состоянии двигателя получали при проведении текущего, предупредительного и капитального ремонтов на следующих предприятиях: ЗАО «Саратовский автокомбинат № 2», ЗАО «Автобаза – Саратовнефтепродукт», ЗАО «Ремдизель» (г. Набережные Челны), ОАО «Саратовский автоцентр КАМАЗ», ОАО «КАМАЗ» (г. Набережные Челны).

При измерении использовали следующие измерительные инструменты: гладкие микрометры МК-75-1 (ГОСТ 6507–78), индикатор ИЧ-10 (ГОСТ 577–68). В связи с тем, что данные о действительных размерах шеек коленчатого вала перед началом эксплуатации отсутствовали, за износ их принимали разницу в размерах изношенного и неизношенного поясов, расположенных между шатунами. За износ коренных шеек было принято отклонение от нижнего предельного конструктивного размера.

Исследование проводили в соответствии с ГОСТ 14846–81.

### *Измерение диаметров шеек коленчатого вала*

Шатунные и коренные шейки коленчатого вала по внешнему диаметру измеряли в двух поясах по двум направлениям (через  $90^\circ$ ). Шатунные шейки измеряли в плоскости кривошипа (рисунок 2.2), коренные – в плоскости 1-й шатунной шейки (рисунок 2.3).

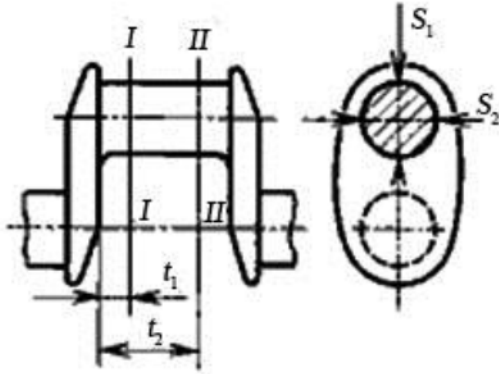


Рисунок 2.2 – Схема измерения шатунных шеек коленчатого вала двигателя

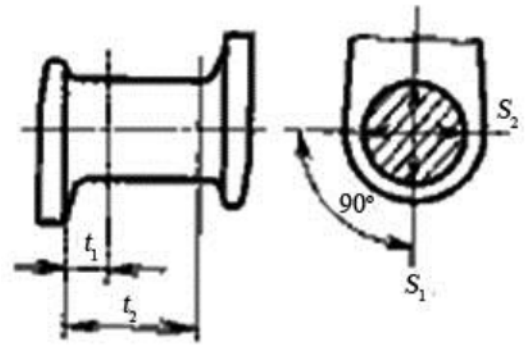


Рисунок 2.3 – Схема измерения коренных шеек коленчатого вала двигателя

### *Измерение биения коленчатого вала*

Величину биения коленчатого вала определяли по средней коренной шейке при установке вала крайними коренными шейками на призмах [116, 117].

#### *Определение прогиба вала:*

- а) вал устанавливали крайними коренными шейками на призмы;
- б) к середине коренной шейки подвели измерительный стержень индикаторной головки таким образом, чтобы при проворачивании вала отклонение малой стрелки происходило в середине шкалы;
- в) вал проворачивали и по показаниям большой стрелки индикатора фиксировали его общее биение;
- г) направление и величину прогиба оси вала определяли как половину общих отклонений стрелки индикатора.

## 2.2.2 Методика исследования состояния ремонтного фонда и трещинообразования на рабочих поверхностях коленчатых валов

Для оценки усталостной прочности коленчатого вала использовали результаты стендовых испытаний, выполненных совместно с НТЦ ОАО «КАМАЗ» и ГОСНИТИ «Ремдеталь» [76, 93]. Испытания проводили на универсальной испытательной машине резонансного типа Л11-20, обеспечивающей установку коленчатого вала без разрезания на отсеки. Испытаниям подвергали образцы – кривошипы с одной шатунной и двумя смежными коренными шейками, имеющими один фиксированный размер, которые по усталостной прочности максимально соответствовали всей партии опытных коленчатых валов, снятых с конвейера. Это относится как к основным (при переменном изгибе), так и к контрольным (при переменном кручении) испытаниям.

Схема стенда для испытания валов на изгиб представлена на рисунке 2.4.

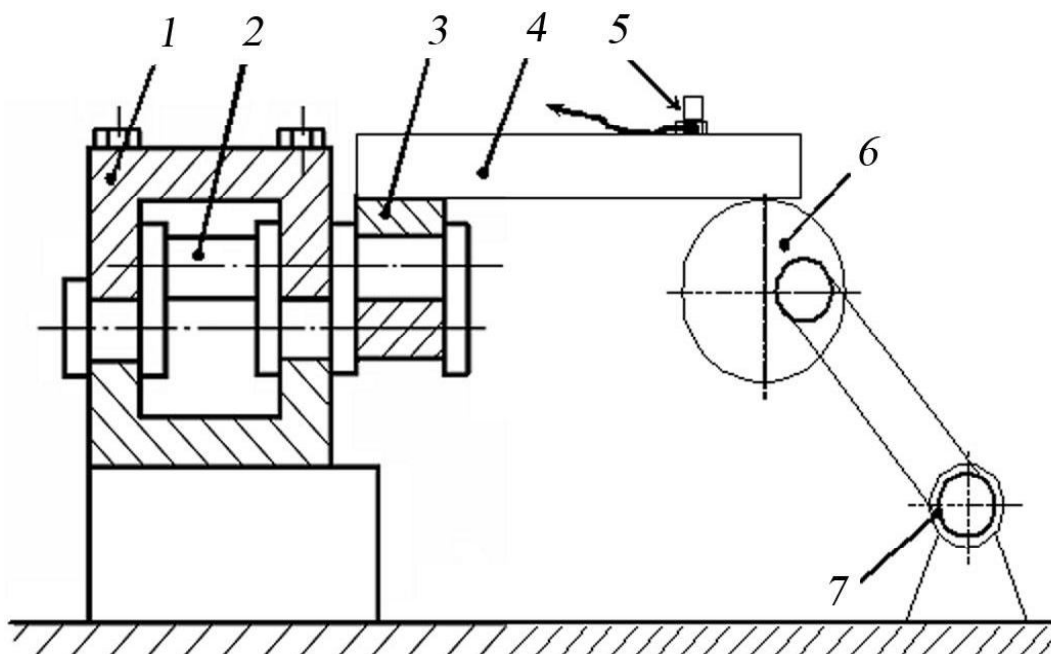


Рисунок 2.4 – Схема стенда для испытания коленчатых валов на изгиб:

1 – опора-захват; 2 – коленчатый вал; 3 – захват шатунной шейки; 4 – ядро;  
5 – акселерометр; 6 – дебалансный вибровозбудитель; 7 – электродвигатель

Полноразмерный коленчатый вал коренными шейками закрепляют в опорах 1 специального приспособления. К шатунной шейке крепится ярмо 4. Нагружение производится через ярмо. Таким образом, испытанию подвергается щека, расположенная между коренной и шатунной шейками. На ярме закреплён дебалансный вибровозбудитель 6, который снабжён двумя валами с дебалансами. В горизонтальном положении дебалансы взаимно сокращаются на нуль. Таким образом, создаётся синусоидальная нагрузка на шатунную шейку в вертикальном направлении. Вдоль оси вала стенд не раскачивается.

Привод валов дебалансного вибровозбудителя осуществляется от электродвигателя 7 постоянного тока. С помощью системы управления частотой вращения двигателя колебательная система вводится в резонанс. Эта система – одномассовая, имеющая жёсткость. В качестве массы выступает масса ярма, вибровозбудителя и шатунной шейки с вынесенной щекой, в качестве пружины – испытываемая щека. Жёсткость ярма должна быть как минимум на порядок выше жёсткости испытываемой щеки, чтобы не ввести ярмо в резонанс. Частота возбуждения находится в диапазоне 50...100 Гц. Для определения предела выносливости коленчатых валов одного варианта испытали от 8 до 12 щёк. Время испытаний коленчатых валов одного варианта при 3-сменной работе – один месяц.

Нагрузку на щеку контролировали с помощью пьезоэлектрического акселерометра 5, установленного на ярмо. Сигнал с акселерометра подаётся на виброизмеритель, снабжённый интегратором. После двойного интегрирования нагрузку контролировали по виброперемещению ярма.

При тарировке стенда определяли зависимость изгибающего момента от перемещения ярма. Тарировку производили при помощи тензодатчиков, наклеенных на щеку коленчатого вала. При этом изгибающий момент и перемещение ярма измеряли в месте установки акселерометра.

При резонансном методе возбуждения был определён момент начала появления трещины. При этом жёсткость колена уменьшается и изменяется резонансная частота и величина виброперемещения ярма. По мере развития трещины требуется вмешательство оператора для поднастройки стенда. Таким образом,

определяли наработку до момента появления трещины и наработку по мере её развития. Полностью доломать щеку при этом не удаётся.

При испытаниях на кручение была использована такая же методика, как и на изгиб. Стенд отличается приспособлением для зажима коленчатого вала (рисунок 2.5). Коренные шейки коленчатого вала устанавливали в зажимах опоры 2 стенда неподвижно. На шатунной шейке закрепляли рычаг 3, симметричный относительно оси вала. Рычаг под действием дебалансного вибровозбудителя совершает угловые колебания. Система работает в резонансе как одномассовая. Массой является рычаг с вибровозбудителем, крутильной жёсткостью – шатунная шейка. При испытаниях на кручение определяли предел выносливости на кручение шатунной шейки. Испытаниям подвергали 8–12 шатунных шеек. Время испытаний на кручение такое же, как и на изгиб. Испытания проводили совместно с ГОСНИТИ «Ремдеталь» [39, 93, 127]

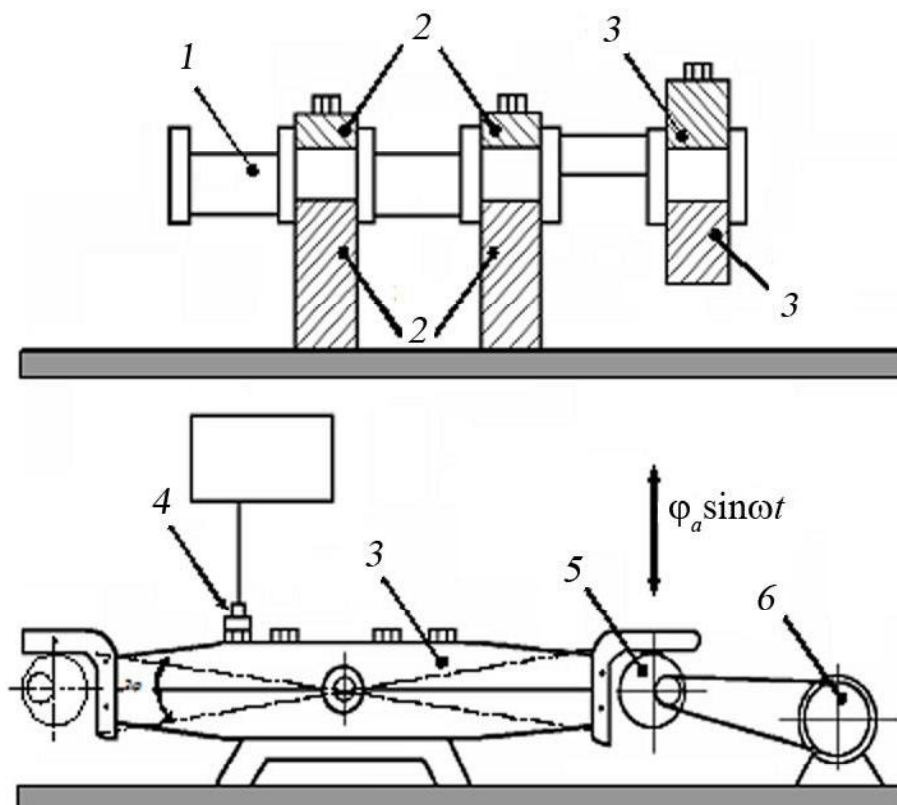


Рисунок 2.5 – Схема испытаний коленчатого вала на кручение:  
 1 – коленчатый вал; 2 – опора-захват; 3 – рычаг; 4 – акселерометр;  
 5 – дебалансный вибровозбудитель; 6 – электродвигатель

Объектом исследований служили коленчатые валы двигателей КамАЗ-740 – новые серийного исполнения и с дефектами на шейках в виде трещин, задиоров и схватывания.

### 2.2.3 Методика оценки степени усталостных разрушений рабочих поверхностей коленчатого вала

Существует ряд показателей степени усталостного разрушения коленчатого вала: длина, глубина, направление развития трещины, концентрация трещин и др. Наибольшую информативность имеет глубина трещины, так как она связана с ремонтным интервалом и ремонтным припуском, от которых зависит способ восстановления.

Однако между длиной и глубиной трещины существует сложная нелинейная зависимость, которая была получена экспериментально. Длину трещины измеряли с помощью линейки с миллиметровой шкалой и линзы. Затем на шлифовальном станке снимали слой металла толщиной 0,1 мм и снова определяли длину трещины. Такие действия повторяли до полного её исчезновения (рисунок 2.6). Таким образом, устанавливали полную глубину трещины. Для измерений выбирали максимальную по длине и опасную по направлению трещину.

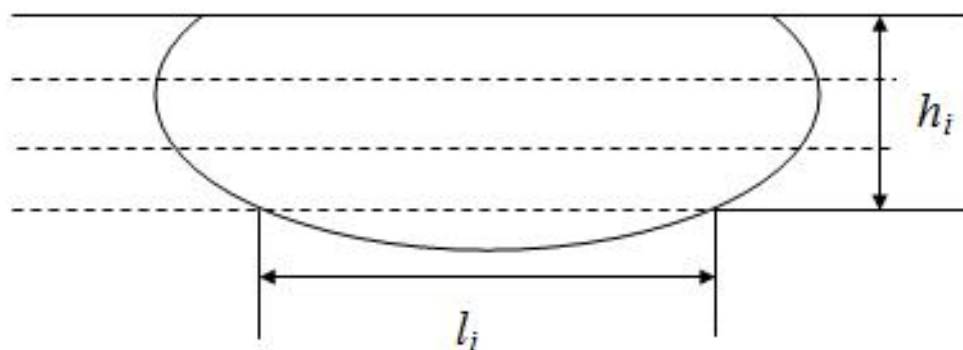


Рисунок 2.6 – Схема определения связи глубины трещины  $h_i$  с её длиной  $l_i$

В зависимости от сочетания различных дефектов на рабочих поверхностях коленчатых валов проведён анализ способа их восстановления.

### 3 АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

#### 3.1 Изнашивание шеек коленчатого вала в процессе эксплуатации

С ростом зазора в подшипнике амплитуда колебаний циклических вихревых движений вала увеличивается [51, 95, 96], что повышает вероятность контакта микровыступов, а также коэффициент полужидкостного трения.

В работах А.С. Денисова интенсивность изнашивания вала и вкладышей имеет вид:

$$\alpha = \alpha_0 + b\Delta S, \quad (3.1)$$

где  $\alpha_0$  – интенсивность изнашивания при устойчивом режиме работы подшипника (в конце периода приработки);

$b$  – коэффициент интенсивности изнашивания на единицу приращения зазора (на единицу износа);

$\Delta S$  – износ.

В работах профессора Ф.Н. Авдонькина [2, 3] приведена прямолинейная зависимость интенсивности изнашивания от удара инерционных сил. Однако, как показывает анализ режимов работы подшипника с гидродинамической смазкой, удар в нём практически не возможен. Кроме того, удар – интегральный показатель, а интенсивность изнашивания – дифференциальный, поэтому установление зависимости между ними является не вполне корректным.

Дифференциальное уравнение (3.1) можно записать в виде

$$\alpha = \frac{dS}{dl} = \alpha_0 + b\Delta S. \quad (3.2)$$

Проинтегрируем полученное выражение:

$$l = \int \frac{dS}{\alpha} = \int \frac{dS}{(\alpha_0 + b\Delta S)}. \quad (3.3)$$



После преобразования

$$l = \frac{1}{b} \ln(\alpha_0 + b\Delta S) + c_{\text{и}}, \quad (3.4)$$

где  $c_{\text{и}}$  – постоянная интегрирования при условии, что  $\Delta S = 0$  при  $l = 0$ ,

$$c_{\text{и}} = -\frac{1}{b} \ln \alpha_0. \quad (3.5)$$

С учётом формулы (3.5) выражение (3.4) примет вид

$$l = \frac{1}{b} \ln \frac{(\alpha_0 + b\Delta S)}{\alpha_0}. \quad (3.6)$$

Зависимость износа от наработки исходя из уравнения (3.6)

$$\Delta S = \frac{\alpha_0}{b} (e^{bl} - 1). \quad (3.7)$$

Износ в начале приработки  $S_0$  зависит от  $\frac{\alpha_0}{b}$ , поэтому интенсивность изнашивания и общий износ с учётом уравнений (3.1) и (3.7) в процессе эксплуатации возрастают по экспоненциальным зависимостям:

$$\alpha = \alpha_0 e^{bl}; \quad (3.8)$$

$$\Delta S = S_0 e^{bl}, \quad (3.9)$$

где  $\alpha_0, S_0$  – соответственно интенсивность изнашивания и износ в начале приработки, приведенные к началу эксплуатации ( $l = 0$ );

$b$  – коэффициент интенсивности изнашивания на единицу износа деталей.

### 3.2 Изменение геометрических параметров сопряжений подшипников коленчатого вала в процессе эксплуатации

Изменение геометрических параметров сопряжений подшипников коленчатого вала в процессе эксплуатации двигателя обусловлено двумя факторами: неравномерностью изнашивания поверхности трения и её остаточными деформациями.

Овальность шеек коленчатого вала двигателя в процессе эксплуатации возрастает в основном из-за неравномерного изнашивания. Конусность их, как правило, незначительная и не имеет определённой тенденции к изменению. Она обусловлена в основном технологическими или конструктивными погрешностями, такими, как, например, асимметричное расположение стержня шатуна относительно нижней головки у двигателей ГАЗ-51. На неравномерность изнашивания шеек по окружности влияет неравномерность приложения нагрузок вследствие действия газовых и инерционных сил двигателя внутреннего сгорания. Наиболее изнашиваемыми участками в плоскости кривошипа являются нижняя и верхняя области шатунной шейки из-за действия максимальных инерционных и газовых сил. В перпендикулярной плоскости износ шеек минимальный. У коренных шеек расположение зон наибольшего и наименьшего износа зависит от конструкции двигателя (рядный, V-образный), порядка работы и расположения отверстий в системе смазки.

Овальность шеек, то есть разница диаметров в указанных плоскостях, в процессе эксплуатации возрастает вследствие различной интенсивности изнашивания шеек в указанных зонах. С учётом линейной зависимости [3, 41] получим:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \alpha_{0_1} + bS_1 \\ \alpha_2 &= \alpha_{0_2} + bS_2 \\ \Delta\alpha &= \alpha_{0_1} - \alpha_{0_2} + bS_1 - bS_2 \end{aligned} \quad (3.10)$$

или

$$\alpha_\varepsilon = \alpha_{\varepsilon_0} + b\varepsilon,$$

где  $\alpha_{\varepsilon_0}$  – интенсивность овализации шеек коленчатого вала в конце приработки, приведённая к началу эксплуатации,  $\alpha_{\varepsilon_0} = \alpha_{0_1} - \alpha_{0_2}$ ;

$\varepsilon$  – овальность шеек,  $\varepsilon = S_1 - S_2$ .

Учитывая, что интенсивность овализации  $\alpha_\varepsilon$  представляет собой производную от овальности по наработке ( $\alpha_\varepsilon = d\varepsilon / dl$ ), получим:

$$l = \int \frac{d\varepsilon}{\alpha_\varepsilon} = \int \frac{d\varepsilon}{\alpha_{\varepsilon_0} + b\varepsilon} = \frac{1}{b} \ln(\alpha_{\varepsilon_0} + b\varepsilon) + c_{\text{и}} \quad (3.11)$$

или

$$e^{b(l-c_{\text{и}})} = \alpha_{\varepsilon_0} + b\varepsilon.$$

Постоянная интегрирования  $c_{\text{и}}$  определяется в соответствии с начальными условиями: овальность  $\varepsilon = 0$  при  $l = 0$ , тогда

$$e^{-bc_{\text{и}}} = \alpha_{\varepsilon_0},$$

следовательно,

$$\alpha_\varepsilon = \alpha_{\varepsilon_0} e^{bl}. \quad (3.12)$$

Таким образом, интенсивность овализации шеек в процессе эксплуатации возрастает. Учитывая, что  $\alpha_\varepsilon$  – производная от  $\varepsilon$  по  $l$ , то экспоненциальная зависимость справедлива и для  $\varepsilon$ , то есть

$$\varepsilon = \varepsilon_0 e^{bl}, \quad (3.13)$$

где  $\varepsilon_0$  – овальность шеек в конце приработки, приведённая к началу эксплуатации.

Аналогичный механизм овализации наблюдается и в коренных опорах блока цилиндров, и в нижней головке шатуна. Однако основное влияние на него оказывает фреттинг-изнашивание поверхностей деталей неподвижных сопряжений

[34]. Зависимость овальности их от наработки также экспоненциальная (3.13) [34, 39, 41].

При эксплуатации возрастает и прогиб коленчатого вала вследствие действия газовых и инерционных сил. Увеличение прогиба при работе ограничивают зазоры в коренных подшипниках. Поскольку зазоры в них в процессе эксплуатации возрастают по экспоненциальной зависимости, то и прогиб коленчатого вала, который при отсутствии несоосности коренных опор блока цилиндров пропорционален зазору в подшипнике, также увеличивается [41]:

$$J = J_0 e^{bl}, \quad (3.14)$$

где  $J_0$  – прогиб в конце приработки;

$e$  – экспонента;

$b$  – параметр, учитывающий влияние зазора в подшипнике на интенсивность деформации вала (параметр  $b$  меньше по величине, чем в зависимости зазора от наработки, так как не учитывается прогиб и значительная жёсткость нового коленчатого вала);

$l$  – наработка двигателя.

### **3.3 Изменение степени усталостных разрушений рабочих поверхностей коленчатого вала в процессе эксплуатации**

Согласно моделям развития трещин, исходят из того, что в начальный момент эксплуатации на поверхностях деталей уже имеются трещины вследствие несовершенства структуры металла, дефектов изготовления, усталостных и коррозионных повреждений.

Развитие трещин длинной эллиптической формы при равномерном растяжении пластинки напряжением  $\sigma$  описаны на основе закона сохранения энергии А.А. Гриффитсом в 1920 г. Нестабильное состояние трещины (хрупкое разрушение) возникает при условии равенства между изменением энергии напряжённого состояния и изменением энергии на образование трещин. В обоих случаях энергия изменяется на единицу поверхности. При равномерном растяжении с напряжением  $\sigma$  энергия на образование трещины изменяется в зависимости от

её площади. Периметр трещины (рисунок 3.1) можно принять равным  $4l_T$ . С учётом энергии  $\gamma$ , приходящейся на единицу площади трещины при единичной толщине пластины, величина изменения энергии  $\sigma$  составляет  $4l_T\gamma$ .

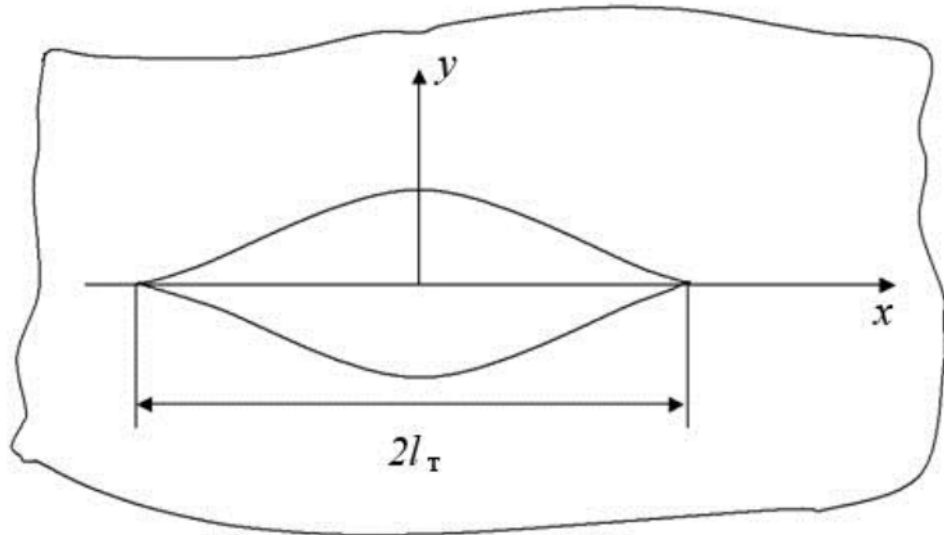


Рисунок 3.1 – Трещина эллиптической формы по А.А. Гриффитсу

Энергия  $\gamma$ , приходящаяся на единицу площади трещины в процессе её развития, зависит от свойств металла и является его характеристикой ( $\gamma \approx 0,01Er_0$ , где  $r_0$  – межатомное расстояние). С образованием трещины освобождается энергия её раскрытия  $E$ .

Изменение напряжённого состояния материала определяют как освободившуюся энергию по обоим краям трещины (рисунок 3.2). Численно освободившаяся энергия на единицу длины трещины при перемещении её края по оси  $y$  на  $U_y$  и напряжении равномерного растяжения  $\sigma$  составляет  $\sigma U_y/2$ .

Для заданных условий по данным теории упругости

$$U_y = (2\sigma\sqrt{l_T^2 - x^2})/E. \quad (3.15)$$

Величина работы на развитие трещины по её толщине и обоим краям

$$\Delta A = -2 \int_{-l_T}^{+l_T} \sigma U_y dx / 2. \quad (3.16)$$

После преобразования получим

$$\Delta A = -\sigma \int_{-l_T}^{+l_T} U_y dx = -\pi\sigma^2 l_T^2 / E. \quad (3.17)$$

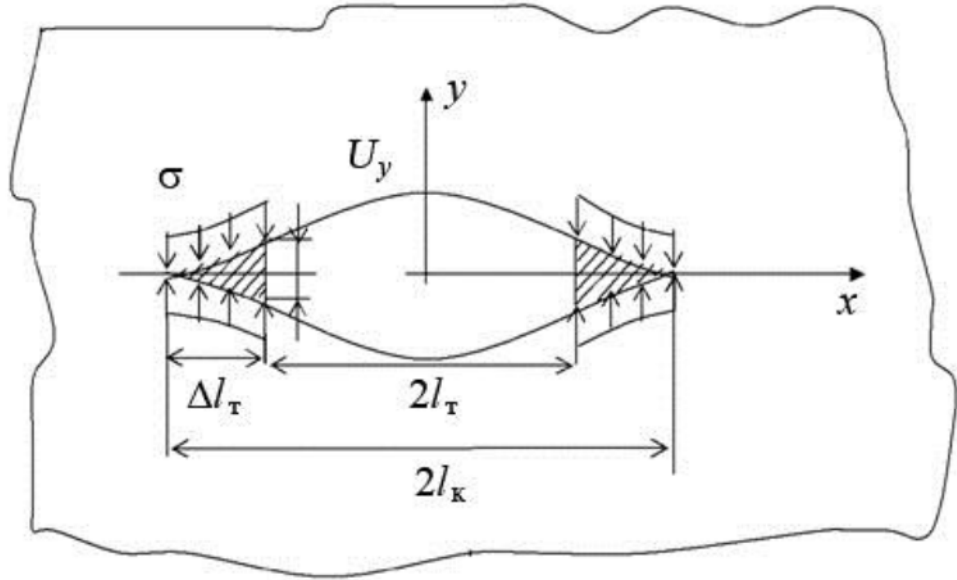


Рисунок 3.2 – Схема роста трещины под действием напряжения

Если при дальнейшем росте трещины добавочно освобождаемая энергия будет меньше необходимой для её дальнейшего развития (меньше работы, потребной для преодоления сил межмолекулярных связей), то трещина не распространится и разрушение не произойдёт.

По мере развития трещины уменьшается энергия напряжённого состояния, растёт энергия на развитие трещины. Максимум энергий определяется условием

$$\frac{d}{dl_T} (4l_T\gamma - \pi\sigma^2 l_T^2 / E) = 0. \quad (3.18)$$

После достижения максимума (рисунок 3.3) трещина увеличивается без подвода энергии извне, развивается за счёт расхода потенциальной энергии упругой деформации пластины, возникает её хрупкое разрушение.

При этом напряжение  $\sigma$  и длина  $l_k$  распространяющейся трещины связаны зависимостями:

$$\begin{aligned} 4\gamma - 2\pi\sigma^2 l_{\dot{\epsilon}} / E &= 0; \\ \sigma\sqrt{\pi l_{\dot{\epsilon}}} &= \sqrt{2E\gamma} = K, \end{aligned} \quad (3.19)$$

где  $K$  – коэффициент интенсивности напряжений,  $K = \sigma\sqrt{\pi l_{\dot{\epsilon}}}$ , критическое значение которого

$$K_{\dot{\epsilon}} = \sigma_{\dot{\epsilon}}\sqrt{\pi l_{\dot{\epsilon}}} = \sqrt{2A\dot{\gamma}} \quad (3.20)$$

при критических величинах  $\sigma_k$  и  $l_k$ .

С практической точки зрения очень важно знать величину  $\sigma_k$  (при которой наступает быстрое разрушение):

$$\sigma_{\dot{\epsilon}} = \sqrt{2A\dot{\gamma} / \pi l_{\dot{\epsilon}}} = \frac{K_{\dot{\epsilon}}}{\sqrt{\pi l_{\dot{\epsilon}}}}. \quad (3.21)$$

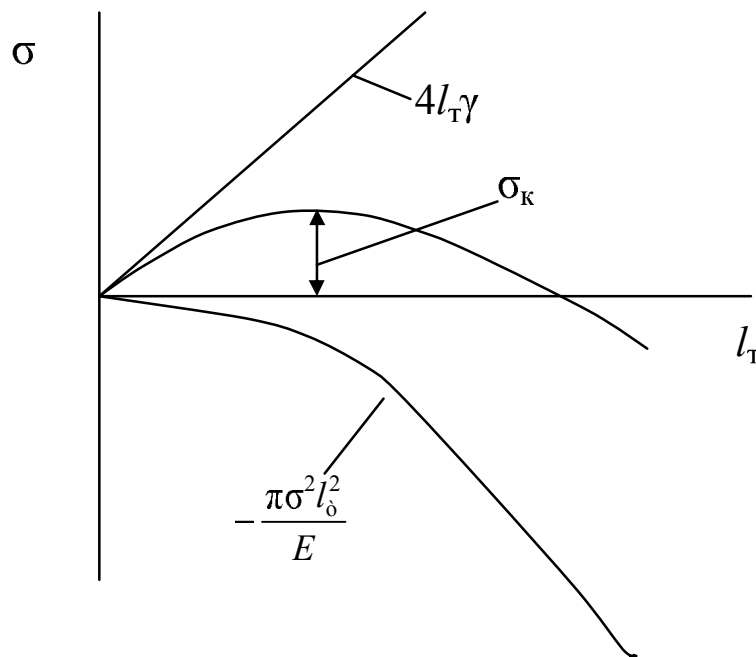


Рисунок 3.3 – Зависимость энергии раскрытия трещины от её длины

В дальнейшем происходит пластическая деформация с развитием трещины в поверхностном слое металла. Энергия на образование местной пластической

деформации  $\gamma_p$  существенно превышает энергию  $\gamma$  разрушения при упругой деформации. Поэтому для металлов суммарная энергия мало отличается от энергии  $\gamma_k$  (то есть,  $\gamma_k = \gamma_p + \gamma \approx \gamma_p$ ). Из этих условий напряжение  $\sigma_k$  при котором трещина начинает распространяться, составляет

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{2E\gamma_k}{\pi l_k}} = \frac{K_k}{\sqrt{\pi l_k}}. \quad (3.22)$$

Энергия пластической деформации приближённо оценивается как работа статического растяжения до предела прочности  $\sigma_b$  и удлинения  $l_b$  (в пределах равномерного деформирования гладкого образца) в слое толщиной  $\Delta$  по нормали к поверхности трещины. Эту работу, по предложению Я. Немец, можно оценить по формуле

$$\gamma_k = (2/3)\sigma_b l_b \Delta. \quad (3.23)$$

Величина  $\Delta$  для малоуглеродистых сталей составляет 0,1–0,5 мм.

По известной величине критической энергии разрушения  $\gamma_k$  из формулы (3.23) можно оценить критическое значение коэффициента интенсивности напряжений в условиях возникновения неустойчивого состояния трещины:

$$K_k = \sqrt{2E\gamma_k}. \quad (3.24)$$

Таким образом, величины  $K_k$  и  $\gamma_k$  являются характеристиками сопротивления металла возникновению хрупкого разрушения при наличии исходной трещины. При заданной длине трещины величину напряжения можно увеличить до критического значения

$$\sigma_k = K_k / \sqrt{\pi l_k}, \quad (3.25)$$

при котором произойдёт неустойчивое спонтанное развитие трещины, и тело разрушится.



Если на пути трещины имеется препятствие, то будет происходить её устойчивое развитие без окончательного разрушения тела в значительном диапазоне изменения нагрузок. В конструкциях, работающих при определенных внешних нагрузках, наличие устойчивых трещин не опасно.

Закономерность разрушения при усталости обусловлена возвратно-поступательными движениями дислокаций и их взаимодействием между собой и другими дефектами кристаллической решётки. При этом возникают вакансии, локальное повышение напряжений и температуры, способствующие зарождению трещин.

На основании современных представлений о дислокационных механизмах образования и развития трещин под действием деформаций была предложена модель физического предела усталости (Ивановой В.С., Терентьева В.Ф.).

Сущность модели заключается в том, что в процессе циклического нагружения при критическом напряжении  $\sigma_k$  в поверхностном слое толщиной 1–3 диаметра зерна происходит поверхностное упрочнение за счёт повышения плотности образующихся дислокаций и процесса старения (рисунок 3.4, *а, б*). По мере увеличения числа циклов нагружений происходит рост дислокаций критической плотности.

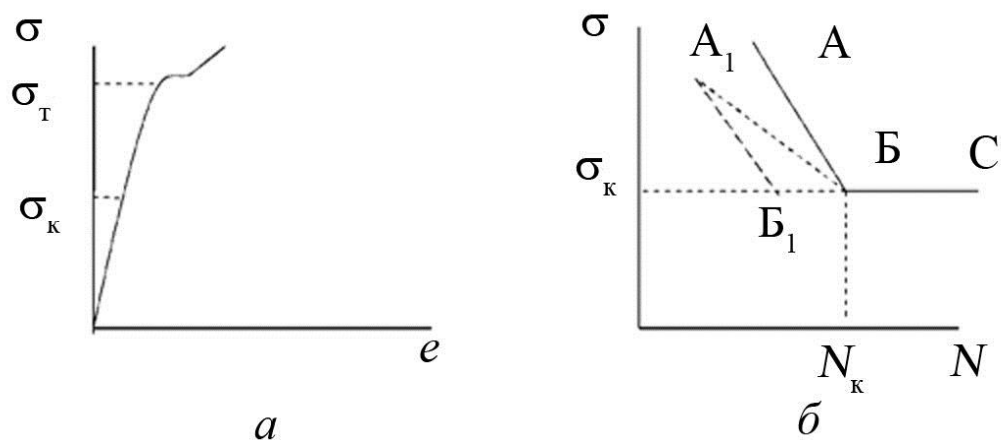


Рисунок 3.4 – Кривая усталости при её физическом пределе  
(по Ивановой В.С. и Терентьеву В.Ф.)

Усталостное разрушение – результат многократно повторённых и быстро чередующихся упругих и пластических деформаций, распределяющихся в силу неоднородности металла неравномерно по объёму детали. Первичные повреждения возникают в микрообъёмах, преднапряжённых местными дефектами, неблагоприятно ориентированных относительно действия нагрузки. Постепенно накапливаясь и суммируясь, локальные повреждения приводят к общему разрушению детали.

В процессах усталостного разрушения большую роль играет очаговое тепловыделение в микрообъёмах, подвергающихся деформациям. В результате повышения температуры прочность металла в микрообъёмах снижается, что облегчает образование новых пластических сдвигов, которые, в свою очередь, способствуют увеличению температуры. У закалённых сталей микронагрев вызывает локальный отпуск и возникновение в перенапряжённых микрообъёмах троститной или сорбитной структуры с пониженной по сравнению с мартенситом прочностью.

С одной стороны, тепловыделение в микрообъёмах тем больше, чем больше амплитуда колебаний напряжения и меньше коэффициент асимметрии цикла. С другой стороны, местное повышение температуры зависит от свойств металла и его структурных составляющих. Температура в микрообъёмах тем больше, чем меньше теплопроводность и теплоёмкость металла и выше его циклическая вязкость.

Процесс развития усталостной трещины состоит из нескольких стадий (рисунок 3.5). Трещины зарождаются на первых этапах нагружения в границах кристаллических объёмов как результат пластических сдвигов «пачек» кристаллических плоскостей, параллельных действию максимальных касательных напряжений.

На определённой стадии нагружения толща металла представляет собой мозаику из зёрен, испытывающих пластическую деформацию, и зёрен, менее напряжённых в силу более благоприятной ориентации кристаллических плоскостей относительно касательных напряжений. Общая упругопластическая де-

формация металла происходит за счёт вытяжки перенапряжённых зёрен относительно друг друга.

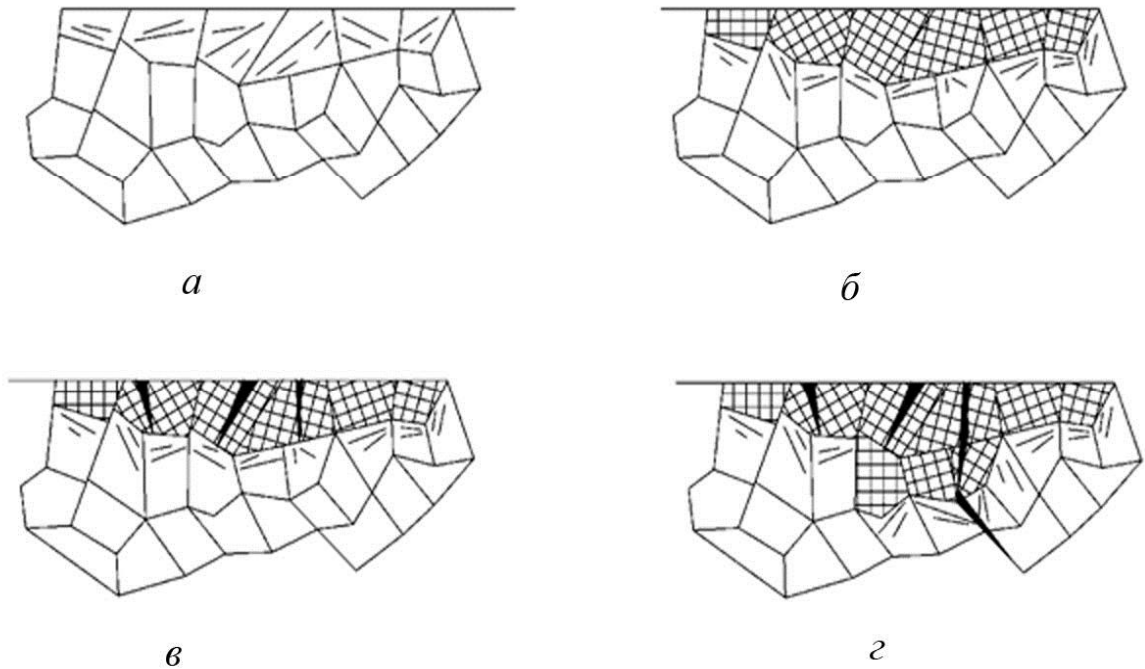


Рисунок 3.5 – Стадии развития усталостной трещины

Образование зародышевых трещин в пределах зерна представляет собой (по Одингу) результат направленного размножения (диффузии) дислокаций типа вакансий к границам зерна (см. рисунок 3.5, *a*). Скорость диффузии пропорциональна напряжениям и температуре и, следовательно, ускоряется в результате микронагрева металла.

Скопление вакансий вызывает разрыхление структуры, возникновение субмикропор и образование первичных трещин. В отдельных зёрнах появляются субмикротрещины (см. рисунок 3.5, *б*). Дальнейшее нагружение до базового количества циклов  $N$  приводит к образованию равномерного упрочнённого слоя с повышенной плотностью закреплённых дислокаций и большим количеством субмикротрещин и микротрещин, размер которых меньше размера зерна (см. рисунок 3.5, *в*). В таком слое при сколь угодно большом числе циклов нагружения дальнейшего развития повреждений не наблюдается. Напряжение,

при котором создаётся упрочнённый поверхностный слой, соответствует физическому пределу усталости  $\sigma_u$ .

Если напряжения продолжают действовать, то процесс повреждения развивается. Дислокации, постепенно распространяясь, выходят на поверхность зерна (см. рисунок 3.5, з). Здесь их движение приостанавливается главным образом из-за препятствия, создаваемого иной кристаллической ориентацией смежных зёрен. Разориентированность кристаллических поверхностей приводит к заклиниванию пластических сдвигов.

Другим препятствием служат межзёренные прослойки (поверхности спайности), обладающие из-за наличия примесей сильно искажённой атомно-кристаллической решёткой, иногда отличной по типу от кристаллической решётки зерна. Образуется своеобразный межзёренный барьер, эффективно тормозящий распространение повреждений. Для того чтобы преодолеть этот барьер, требуется напряжение, значительно превосходящее напряжения, вызывающие внутрикристаллические сдвиги.

На определённом этапе происходят массовый прорыв дислокаций через межзёренные прослойки и переход трещины в смежное зерно. Пробивное напряжение зависит от прочности прослойки и степени разориентированности кристаллических плоскостей смежных зёрен. Легче всего преодолеваются прослойки между зёрнами с одинаково направленными кристаллическими плоскостями. Но случаи смежного расположения одинаково ориентированных кристаллов статистически редки.

Средняя величина напряжения, необходимого для преодоления межзёренных барьеров, определяет сопротивление усталости металла. Предел выносливости можно рассматривать как средний уровень напряжения, при котором трещины ещё остаются в пределах зёрен и частично или полностью залечиваются в периоды отдыха.

Трещина, выходя за пределы зерна, скачкообразно расширяется, превращаясь в макротрещину, и меняет направление, продвигаясь по наиболее слабым

участкам металла примерно перпендикулярно направлению действия максимальных растягивающих напряжений (см. рисунок 3.5, з). Развитие трещины ускоряется из-за резкой концентрации напряжений, возникающих у её основания. Нагрев, происходящий при локальном разрушении, размягчает металл, что, в свою очередь, облегчает распространение трещины. Макротрещина может расти под действием напряжений, гораздо более низких, чем напряжения, необходимые для преодоления межзёренного барьера. Причём напряжения, необходимые для распространения трещины, уменьшаются по мере её роста.

Одновременно развивается большое число трещин (см. рисунок 3.5, з). Одни, наталкиваясь на препятствия, останавливаются, другие – продолжают развиваться. На определённом этапе процесс локализуется: разрастается преимущественно одна или группа смежных трещин, опередивших в своём развитии остальные в силу сосредоточения на данном участке металла дефектов и локальных предварительных напряжений или в силу неблагоприятной ориентации кристаллов относительно действующих напряжений. Смежные трещины соединяются, образуя глубокую разветвлённую систему. Новые пластические сдвиги и трещины не возникают, а успевшие образоваться – прекращают или замедляют своё развитие, так как все деформации принимает на себя главная трещина. Распространение главной трещины, в конечном счёте, приводит к разрушению детали в результате уменьшения её сечения.

В противоположность первым стадиям возникновения внутри- и межзёренных трещин, развивающихся в течение длительного времени, окончательное разрушение наступает внезапно и носит характер хрупкого излома. При напряжениях, превышающих этот предел, происходит образование критической и развитие магистральной усталостной трещины (см. рисунок 3.5, з), что приводит к хрупкому разрушению. Таким образом, последовательность модели физического предела усталости следующая: дислокации – субмикро- – микро- – макротрещины – разрушение.

На усталостных изломах обычно обнаруживаются две зоны. Зона распространения усталостной трещины имеет матовую фарфоровидную поверхность,

свойственную изломам с преобладанием транскристаллитного разрушения. На краях трещины нередко видны заглаженные до блеска, наклёпанные участки – результат соударения, смятия и истирания стенок трещины при периодических деформациях материала. Зона окончательного разрушения имеет кристаллическую поверхность, свойственную хрупким изломам с преобладанием интеркристаллитного разрушения (например, ударным изломам и изломам хрупких материалов).

В зоне разрушения обычно виден полосатый узор, состоящий из ряда параллельных линий – следов скачкообразного продвижения трещины по мере накопления повреждений. Первые трещины почти всегда (за исключением деталей с крупными внутренними дефектами) возникают в поверхностном слое толщиной около трёх поперечников зерна (для стали в среднем 0,05–0,20 мм). Чаще всего трещины образуются в поверхностных зёрнах, повреждённых действием предшествующей механической обработки.

Таким образом, поверхностный слой имеет определяющее значение для сопротивления усталости.

Во-первых, при большинстве видов нагружения поверхностный слой подвергается максимальным напряжениям. Укладка атомов в нём плотнее, чем в нижележащих слоях. В результате взаимодействия поверхностного слоя с менее плотными нижележащими слоями в нём возникают растягивающие напряжения и образуются разрыхления, являющиеся потенциальным источником образования трещин.

Во-вторых, частицы металла, выходящие на поверхность, обладая только односторонними металлическими связями с нижележащим металлом, имеют повышенную активность и легко вступают в связь с частицами окружающей среды. На поверхности металла образуются прочные, не удаляемые обычными способами, адсорбированные плёнки пара, газа, влаги, масел и др. Проникая через микротрещины вглубь металла, они нарушают его сплошность и ослабляют приповерхностный слой. Большое влияние оказывает расклинивающее действие частиц поверхностно-активных веществ (например, активи-

зированных смазочных масел), проникающих в микрощели на поверхности металла (эффект Ребиндера). При ширине щелей порядка сотых долей микрометра развиваются давления в несколько десятков и сотен мегапаскалей, способствующие разрушению металла.

В-третьих, поверхностный слой всегда в большей или меньшей степени повреждён предшествующей обработкой. Механическая обработка, по существу, представляет собой процесс пластической деформации и разрушения металла. Она сопровождается срезом зёрен, выкрашиванием и вырывом отдельных зёрен, появлением микротрещин и возникновением в поверхностном и приповерхностном слоях высоких остаточных напряжений растяжения, близких к пределу текучести материала. Тепловыделение при механической обработке вызывает частичную рекристаллизацию поверхностного слоя, а иногда сопровождается фазовыми и структурными превращениями.

При нагреве в процессе термообработки в поверхностном слое нередко происходят химические и фазовые изменения, например, в сталях – обезуглероживание (разложение цементита с образованием непрочной ферритной корки).

В-четвертых, поверхность металла подвержена воздействию всех видов коррозии, встречающихся в эксплуатации, которая обычно распространяется по межзёрненным прослойкам и микротрещинам и вызывает глубокие повреждения поверхностного слоя.

Поверхности, работающие в условиях трения, подвержены износу, который, нарушая кристаллическое состояние поверхностного слоя, существенно снижает циклическую прочность металла.

Таким образом, в поверхностном слое сосредотачиваются многочисленные и разнообразные субмикро-, микро- и макродефекты, вызванные механическими факторами и неизбежные вследствие технологических условий образования поверхностного слоя, а также в силу особой роли наружного слоя как поверхности раздела между металлом и окружающей средой. Поверхностный слой – концентратор напряжений, присущий каждой детали, влияние его можно ослабить комплексом мероприятий, но нельзя устранить полностью.

Все факторы, нарушающие сплошность и однородность поверхностного слоя и вызывающие очаги повышенных разрывающих напряжений, облегчают возникновение и развитие первичных трещин и резко снижают циклическую прочность металла. Напротив, уплотнение природно-рыхлой структуры поверхностного слоя, создание в нём предварительных напряжений сжатия, хотя бы на небольшой глубине (наклёп, накатывание), значительно повышают сопротивляемость металла циклическим нагрузкам.

Поверхностный слой упрочняют химико-термической обработкой, поверхностным термодиффузионным легированием, уплотнением с помощью наклёпа и др. Существенное значение имеет устранение макро- и микродефектов в поверхностном слое, в частности дефектов, вызванных механической обработкой.

Схема развития усталостных повреждений представлена на рисунке 3.6. На первых стадиях нагружения возникают, сначала в отдельных кристаллических объёмах, пластические сдвиги, не обнаруживаемые обычными экспериментальными методами (светлые точки). С повышением циклов нагружения и уровня напряжений сдвиги охватывают всё большие объёмы и переходят в субмикроскопические трещины, наблюдаемые с помощью электронных микроскопов (точки со штрихами).

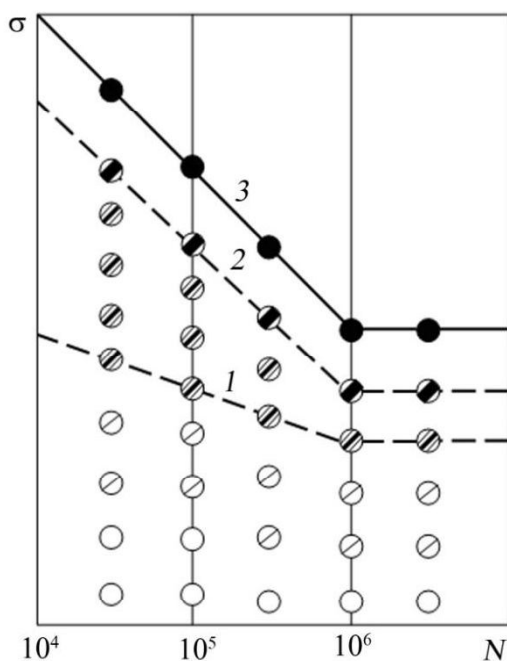


Рисунок 3.6 – Схема возникновения усталостных трещин



При определённом числе циклов нагружения и уровне напряжений (кривая 1 на рисунке 3.6) образуется множество трещин, видимых под оптическим микроскопом (заштрихованные точки). Начало образования металлографически обнаруживаемых трещин условно считают порогом трещинообразования. У низколегированных и углеродистых сталей первые трещины появляются при напряжении, равном 0,7–0,8 разрушающего; у высоколегированных сталей и сплавов алюминия и магния микротрещины обнаруживаются уже при напряжении, равном 0,4–0,6 разрушающего. Порог трещинообразования снижается с укрупнением зерна.

Микротрещины могут длительное время оставаться в пределах кристаллических объёмов (не распространяться), не вызывая заметного снижения прочности. С приближением напряжений к пределам выносливости развитие трещин вступает в критическую фазу (кривая 2 на рисунке 3.6). Микротрещины, прогрессивно расширяясь, превращаются в макротрещины (полузачернённые точки), которые приводят к разрушению (чёрные точки на кривой 3). Практически предел выносливости лежит несколько ниже кривой 2, которая в зависимости от свойств и кристаллического строения металла соответствует напряжению, равному 0,8–0,9 разрушающего.

Основные закономерности развития усталостных разрушений в процессе эксплуатации могут быть обоснованы с помощью кривой многоциклового усталости. Основой для её аналитического описания может служить структурная неоднородность металла и модель процесса микропластического деформирования и разрушения пластических элементов металла при переменном нагружении. В процессе эксплуатации двигателя происходит увеличение циклов нагружения  $N$ . В результате в металле постепенно возрастает количество разрушенных пластических элементов (заштрихованная площадь под кривой распределения напряжений на рисунке 3.7).

По мере разрушения пластических элементов сокращается число несущих упругодеформируемых элементов (не заштрихованная площадь под кривой распределения напряжений на рисунке 3.7). Фактическая амплитуда колебаний

напряжения в упругодеформируемых элементах  $\sigma_{аф}$  возрастает, что приводит к превышению среднего предела текучести  $\bar{\sigma}_0$  и предела прочности. Оставшееся сечение детали при этом уже подвергается хрупкому разрушению (происходит её долом).

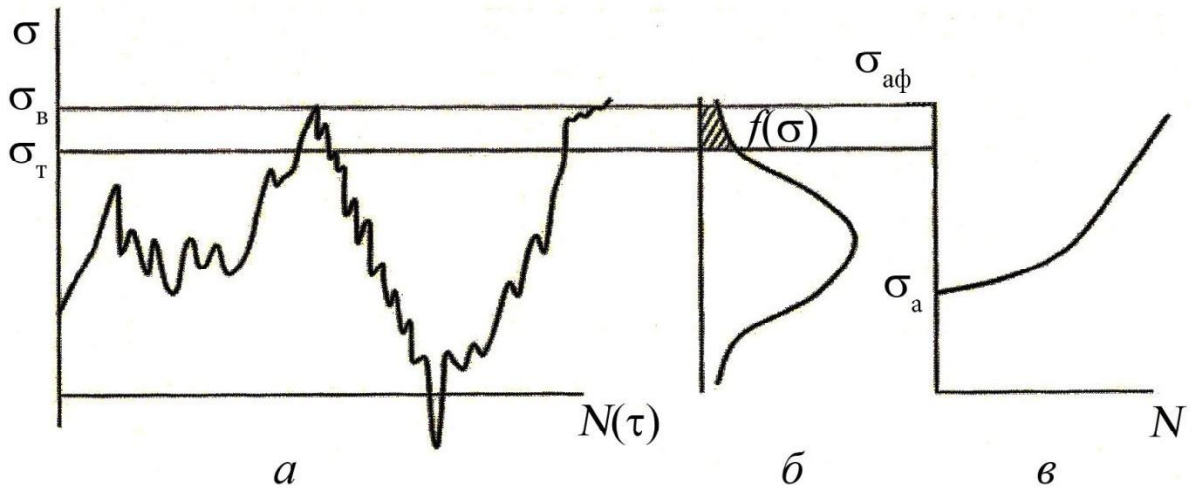


Рисунок 3.7 – Схема влияния неравномерности нагружения материала детали на рост фактической амплитуды колебаний напряжения  $\sigma_{аф}$  с увеличением числа циклов нагружения:  
*a* – изменение напряжения пластических элементов металла;  
*б* – распределение напряжений;  
*в* – рост  $\sigma_{аф}$  в процессе циклического нагружения

Показателями усталостного разрушения таких деталей, как коленчатые валы, рессоры, поворотные кулаки, полуоси и др., могут быть концентрация микро-трещин, их глубина, длина и пропорциональная им площадь разрушения. В настоящее время существуют методы и средства контроля (диагностирования) этих показателей [73, 138, 139, 146]. В качестве критерия для оценки усталостного разрушения таких деталей, как рессоры, предложено отношение повреждённой площади сечения  $F_{п}$  к номинальной площади сечения  $F_{н}$  ( $D = F_{п} / F_{н}$ ) [140].

Данный критерий является безразмерным и удобным для прогнозирования. Однако затруднено определение номинальной площади  $F_{н}$ , так как в процессе эксплуатации возникает и развивается, как правило, множество усталостных трещин, суммарная площадь которых может превышать номинальную площадь сечения детали (например, коленчатого вала, рессоры). Критерий  $D$  может быть

больше единицы, что снижает его информативную ценность. Кроме того, трещины зачастую распространяются не перпендикулярно поверхности детали, а под некоторым углом и по сложной криволинейной поверхности.

Отличительная особенность усталостных разрушений (повреждений) деталей – их меньшая пригодность к восстановлению. Как правило, детали, имеющие усталостные трещины, не подлежат восстановлению и отбраковываются. Наиболее дорогостоящей деталью автомобиля, подвергающейся циклическим нагрузкам и усталостным повреждениям, является коленчатый вал двигателя. Оценить степень его усталостных повреждений можно по количеству (концентрации) усталостных трещин на шейках и галтелях.

При работе коленчатый вал подвергается действию радиальных и тангенциальных составляющих сил, приложенных к его шатунным шейкам, центробежных сил вращающихся масс, реакций опор, а также момента сопротивления вращению трансмиссии. Периодическое действие указанных нагрузок вызывает появление упругих колебаний коленчатого вала (изгибных и крутильных).

Особенно высокие нагрузки действуют на шатунные шейки и щёки коленчатого вала. Характер разрушений его рабочих поверхностей показывает на преимущественное действие изгибающих моментов и меньшее крутящего момента (рисунок 3.8). Усталостные разрушения (трещины) начинаются в области концентраторов напряжений (галтели, отверстия для смазки, грязеуловители).

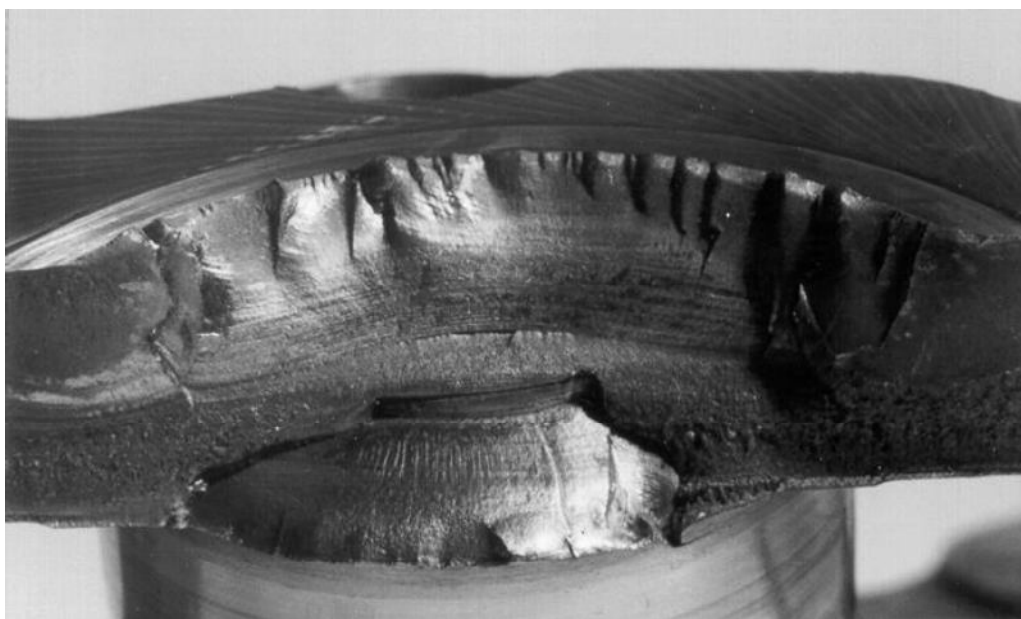


Рисунок 3.8 – Форма усталостного разрушения коленчатого вала по щеке

Наиболее часто усталостное разрушение вала происходит по щеке в зоне перекрытия шатунных шеек (рисунок 3.9). Напряжения изгиба в щеке при этом следующие:

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W}, \quad (3.26)$$

где  $M_{и}$  – изгибающий момент (в процессе эксплуатации практически не меняется);

$W$  – момент сопротивления сечению на изгиб,

$$W = \frac{2J}{S_{г}}, \quad (3.27)$$

$J$  – момент инерции сечения перекрытия,

$$J = \frac{S_{щ} S_{г}^3}{12}, \quad (3.28)$$

$S_{щ}$  – ширина щеки;

$S_{г}$  – минимальное расстояние между галтелями шеек (см. рисунок 3.9).

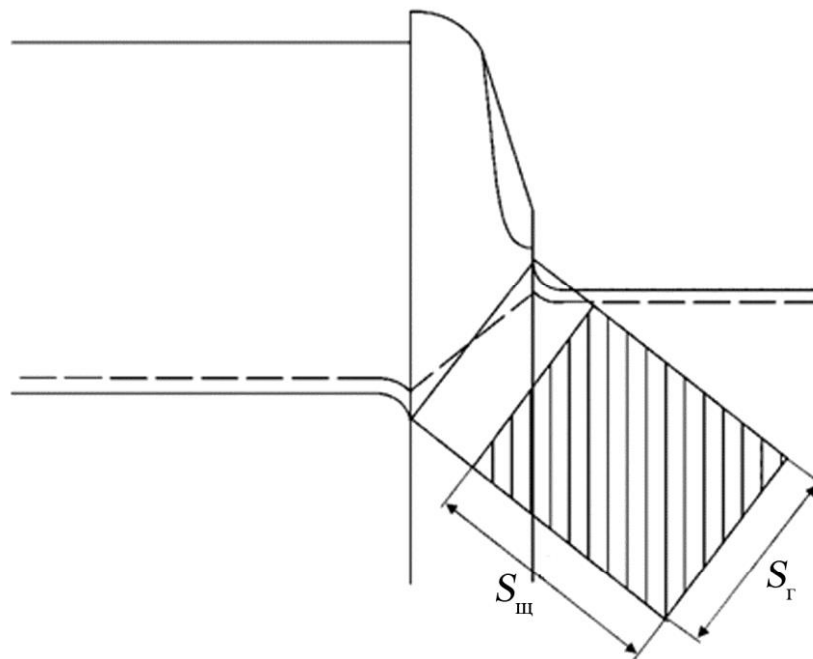


Рисунок 3.9 – Схема опасного сечения щеки и его изменение при перешлифовывании шеек

При перешлифовывании коренных и шатунных шеек на последний ремонтный размер перекрытие сокращается на 2 мм (7,2 %). Расчёты по формулам (3.27), (3.28) показывают, что уровень напряжений изгиба повышается при этом в среднем на 8 %. Несущее сечение существенно снижается в процессе эксплуатации за счёт распространения усталостных трещин от очагов (в данном случае на галтелях), что показано на рисунках 3.8 и 3.10.

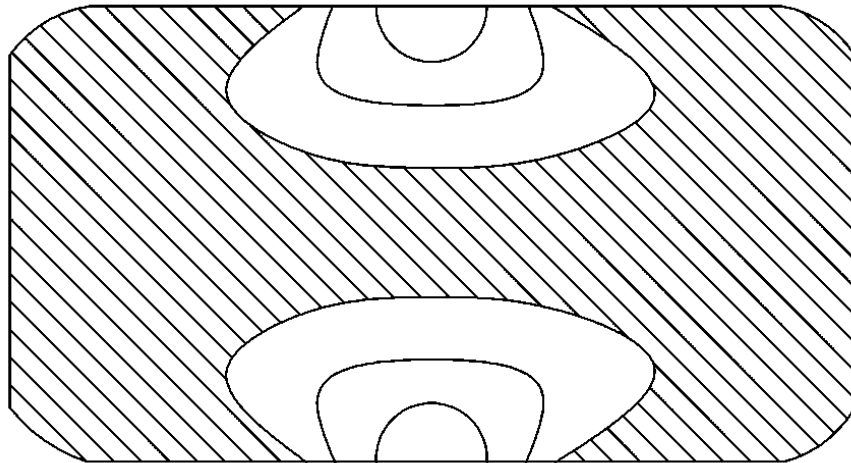


Рисунок 3.10 – Схема развития усталостных трещин в опасном сечении щеки от очагов на галтелях

Основным дефектом остаются трещины шатунной шейки. Внешний вид трещины показан на рисунке 3.8. Фокус разрушения расположен в зоне галтели. Продольно-радиальная трещина образуется при объёмной закалке. Глубина распространения её составляет 15–20 мм. В зоне трещины наблюдается увеличение глубины закалённого слоя на 1 мм.

### **3.4 Математическое моделирование развития усталостных разрушений коленчатого вала в процессе эксплуатации**

Для определения характера зависимости  $\sigma_{аф}$  от  $h_1$  рассмотрим сложнапряжённое состояние коленчатого вала в процессе эксплуатации. Основные виды

деформации – это изгиб и кручение. Нормальные напряжения от изгиба обусловлены зазорами в подшипниках, и амплитуда их пропорционально увеличивается. Касательные напряжения от крутящего момента и крутильных колебаний коленчатых валов появляются с начала эксплуатации, поэтому пренебрегать ими не следует, так как это существенно скажется на усталостной прочности коленчатого вала. Совместное действие напряжений от изгиба и кручения на усталостную прочность коленчатого вала рассмотрим по третьей теории прочности [85].

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_{\text{и}}^2 + M_{\text{кр}}^2}}{W_{\text{и}}} \leq \sigma_{\text{adm}}$$

где  $M_{\text{и}}$  – изгибающий суммарный момент, действующий на коленчатый вал;

$M_{\text{кр}}$  – крутящий момент, действующий на коленчатый вал;

$\sqrt{M_{\text{и}}^2 + M_{\text{кр}}^2} = M_{\text{расч}}^{\text{III}}$  – расчётный момент, действующий на коленчатый вал;

$\sigma_{\text{adm}}$  – максимальное допустимое напряжение;

$W_{\text{и}}$  – момент сопротивления при изгибе.

Тогда

$$\sigma = \frac{M_{\text{расч}}^{\text{III}}}{W_{\text{и}}} \leq \sigma_{\text{adm}}. \quad (3.29)$$

Несмотря на большие значения коэффициента запаса по усталостной прочности 2,5–3,5 [33], появляется вероятность превышения напряжений предела текучести  $\sigma_t$  и прочности  $\sigma_b$  из-за значительных колебаний эксплуатационных нагрузок.

Для математического описания процесса усталостного разрушения, то есть изменения фактической амплитуды напряжений  $\sigma_{af}$  и глубины трещины  $h_t$  с ростом числа циклов нагружения  $N$  необходимо рассмотреть некоторые соотношения и допущения. В качестве первого допущения считаем, что интенсив-

ность разрушения  $\alpha_p = dh_T/dN$  возрастает прямо пропорционально фактической амплитуде действующих напряжений  $\sigma_{aф}$ , то есть

$$\alpha_p = \frac{dh_T}{dN} = a\sigma_{aф}, \quad (3.30)$$

где  $a$  - коэффициент пропорциональности, характеризующий изменение  $\alpha_p$  на единицу амплитуды напряжений  $\alpha = d\alpha_p/d\sigma_{aф}$ .

Это первое допущение можно объяснить законом Гука, по которому в пределах упругости деформация (приводящая к микропластическим разрушениям) прямо пропорциональна величине приложенных напряжений.

С ростом циклов нагружения  $N$  вероятность разрушения  $P_p$  возрастает по сложной кумулятивной зависимости. Кроме того, реальные трещины представляют сложные поверхности, поэтому зависимость  $\sigma_{aф}$  от  $h_T$ , как второе допущение, можно принять в виде:

$$\sigma_{aф} = \sigma'_a + ch_T, \quad (3.31)$$

где  $\sigma'_a = \sigma_a - \sigma_{-1}$ ;

$c$  - коэффициент, характеризующий изменение амплитуды колебаний напряжения на единицу глубины разрушения,

$$c = d\sigma_{aф}/dh_T.$$

Величина  $\sigma'_a$  применяется в качестве свободного члена вследствие того, что усталостные разрушения начинают развиваться только при условии  $\sigma_a > \sigma_{-1}$ , то есть при превышении амплитуды колебаний предела усталости. С учётом зависимости (3.31) дифференциальное уравнение (3.30) примет вид:

$$\frac{dh_T}{dN} = a\sigma'_a + ach_T. \quad (3.32)$$

Интегрирование дифференциального уравнения (3.32) при начальных условиях  $h_T = 0$  при  $N = 0$  позволяет получить зависимость глубины трещины  $h_T$  от числа циклов  $N$  в виде

$$h_{\tau} = h_{\tau_0} (e^{bN} - 1), \quad (3.33)$$

где  $b$  – коэффициент, который с учётом параметров  $a$  и  $c$  имеет размерность, обратную  $N$ ,  $b = ac$ ;

$h_{\tau_0}$  – интенсивность разрушения в начале эксплуатации, обусловленная наличием концентраторов напряжений на поверхности детали (шероховатость, микротрещины от обработки и др.), неоднородностью металла, имеет размерность глубины трещины.

С учётом уравнений (3.31) и (3.33) получим зависимость фактической амплитуды колебаний напряжения  $\sigma_{\text{аф}}$  от числа циклов нагружения

$$\sigma_{\text{аф}} = \sigma'_a e^{bN}. \quad (3.34)$$

Итак, в процессе эксплуатации фактическая амплитуда колебаний напряжения в металле коленчатого вала возрастает по экспоненциальной зависимости (3.34). Разрушение его рабочих поверхностей произойдёт тогда (при  $N = N_{\text{к}}$ ), когда  $\sigma_{\text{аф}}$  оставшихся несущих элементов металла достигнет предела прочности  $\sigma_b$ , то есть с учётом зависимости (3.34)

$$\sigma_b = \sigma'_a e^{bN_{\text{к}}}. \quad (3.35)$$

Отсюда вытекает аналитическое выражение кривой многоциклового усталости

$$N_{\text{к}} = \frac{1}{b} \ln \frac{\sigma_b}{\sigma'_a}. \quad (3.36)$$

Таким образом, можно считать, что в сложившихся условиях эксплуатации автомобиля коленчатый вал в единицу времени за единицу пробега испытывает определённое число циклов нагружения. Следовательно, зависимости (3.34) и (3.36) справедливы и в том случае, когда вместо  $N$  используют такие измерители процесса эксплуатации, как время  $\tau$  и пробег  $l$ :



$$\sigma_{\text{аф}} = \sigma'_a e^{b\tau} \quad \text{и} \quad \sigma_{\text{аф}} = \sigma'_a e^{bl}, \quad (3.37)$$

$$\tau_k = \frac{1}{b} \ln \frac{\sigma_b}{\sigma'_a} \quad \text{и} \quad l_k = \frac{1}{b} \ln \frac{\sigma_b}{\sigma'_a}. \quad (3.38)$$

В выражениях (3.37) и (3.38) значения параметра  $b$  будут другими, чем в зависимостях (3.34) и (3.36).

Все показатели усталостного разрушения коленчатого вала (длина и глубина трещины, концентрация микротрещин, площадь выкрашивания и др.) прямо пропорциональны глубине трещины и возрастают как с ростом числа циклов нагружения по экспоненциальной зависимости (3.33), так и с увеличением  $\tau$  или  $l$ .

Следует отметить, что зависимость (3.33) получена при исследовании периода эксплуатации после приработки. В начале приработки величина напряжения и его амплитуда колебаний более высокие, чем в конце вследствие технологических отклонений. Эта величина может с большей вероятностью превышать предел текучести, что приводит к начальным разрушениям в области малоциклового усталости. В результате в конце периода приработки на поверхности коленчатого вала глубина трещины достигает  $h_{\tau_0}$ . С учётом зависимости (3.33) общая глубина трещины составит

$$h_{\tau} = h_{\tau_0} e^{bN}. \quad (3.39)$$

Параметры данной зависимости для прогнозирования усталостных разрушений определяются с использованием экспериментальных данных, полученных по разработанной методике.

### 3.5 Выводы

1. Закономерное изнашивание шеек по экспоненциальной зависимости (3.8) и изменение геометрической формы коленчатого вала по зависимостям (3.13) и

(3.14) требует восстановления его работоспособности перешлифовыванием под очередной ремонтный размер.

2. Процесс усталостного разрушения обусловлен возвратно-поступательными движениями дислокаций и их взаимодействием между собой и другими дефектами кристаллической решётки. Последовательность модели физического предела усталости следующая: дислокации – субмикро- – микро- – макротрещины – разрушение.

3. В поверхностном слое сосредотачиваются многочисленные и разнообразные субмикро-, микро- и макродефекты, вызванные технологическими условиями его образования, а также особой ролью его как поверхности раздела между металлом и окружающей средой. Поверхностный слой – концентратор напряжений, присущий каждой детали, влияние его можно ослабить комплексом мероприятий, но нельзя устранить полностью.

4. Особенно высокие нагрузки действуют на шатунные шейки и щёки коленчатого вала. Характер разрушений его рабочих поверхностей показывает на преимущественное действие изгибающих моментов и меньшее – крутящего момента.

5. В процессе эксплуатации двигателя происходит увеличение циклов нагружения. В результате в металле постепенно возрастает количество разрушенных пластических элементов и сокращается число несущих упругодеформируемых элементов. Фактическая амплитуда колебаний напряжения в упругодеформируемых элементах возрастает, что приводит к превышению предела текучести и предела прочности. Оставшееся сечение детали при этом уже подвергается хрупкому разрушению.

6. В процессе эксплуатации фактическая амплитуда колебаний напряжения в металле коленчатого вала возрастает по экспоненциальной зависимости (3.34), что обуславливает аналитическое выражение кривой многоциклового усталости (3.36) и аналитическую экспоненциальную зависимость (3.39) глубины усталостной трещины от числа циклов нагружения и наработки.

## АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

### 4.1 Анализ эксплуатационных дефектов коленчатого вала двигателя КамАЗ-740

Коленчатый вал двигателя КамАЗ-740 имеет пять коренных и четыре шатунные шейки. В шатунных шейках вала выполнены внутренние полости (грязесборники), которые сообщаются с масляными каналами в коренных шейках. Коренные и шатунные шейки закалены ТВЧ НРС 52-62. Параметры нового и восстановленного коленчатых валов приведены в таблице 4.1 [127].

Таблица 4.1 – Параметры нового и восстановленного коленчатых валов

Наименование параметра	Значение параметра коленчатого вала	
	нового	восстановленного
1. Диаметр коренных шеек, мм	$95,0^{-0,015}$	$95,0^{-0,015}$
1-го ремонтного размера		$94,5^{-0,015}$
2-го ремонтного размера		$94,0^{-0,015}$
3-го ремонтного размера		$93,5^{-0,015}$
4-го ремонтного размера		$93,0^{-0,015}$
2. Шероховатость цилиндрической части, мкм	0,20	0,16
3. Ширина, мм,	$36^{-0,17}$	$36^{+0,20}_{-0,17}$
1, 2, 3, 4-й коренных шеек		
5-й коренной шейки		$36,5^{+0,05}$
1-й ремонтный размер 1, 2, 3, 4, 5-й коренных шеек	$36,2^{\pm 0,05}$	$36,5^{+0,05}$

Продолжение таблицы 4.1

Наименование параметра	Значение параметра коленчатого вала	
	НОВОГО	ВОССТАНОВЛЕННОГО
4. Радиус галтелей 1, 2, 3, 4, 5-й коренных шеек, мм	$3^{\pm 0,15}$	$3^{\pm 0,15}$
5. Диаметр шатунных шеек, мм: 1-го ремонтного размера 2-го ремонтного размера 3-го ремонтного размера 4-го ремонтного размера	$80^{-0,015}$	$80^{-0,015}$ $79,5^{-0,013}$ $79,0^{-0,013}$ $78,5^{-0,013}$ $78,0^{-0,013}$
6. Шероховатость цилиндрической части, мм	0,20	0,16
7. Ширина шатунных шеек, мм	$67^{+0,12}$	$67^{+0,22}$
8. Радиус галтелей шатунных шеек, мм	$4^{\pm 0,15}$	$4^{\pm 0,15}$
9. Ширина, мм 1-й и 8-й щёк 2, 3, 4, 5, 6-й щёк 7-й щеки	$36,3^{-0,4}$ 27,4 26,6	

В ходе экспериментального исследования проводили наблюдения за 560 коленчатыми валами двигателей КамАЗ-740, поступившими в капитальный ремонт на ЗАО "Ремдизель". При этом фиксировали наличие дефектов на их рабочих поверхностях. Общее представление о структуре дефектов, коэффициенте их повторяемости и количестве коленчатых валов с данными дефектами дают таблицы 4.2 и 4.3.

Из 560 наблюдаемых коленчатых валов ремонтнопригодными, то есть с устраняемыми дефектами, оказались 470, или 84 %, неремонтнопригодными, то есть имевшими неустраняемые дефекты, – 90, или 16 %.

Таблица 4.2 – Коэффициент повторяемости дефектов на рабочих поверхностях коленчатого вала (общее количество изделий – 560 шт.)

№ п/п	Наименование дефекта	Количество коленчатых валов, имеющих дефекты	Коэффициент повторяемости дефектов
1	Проворачивание вкладышей, задиры коренных или шатунных шеек, а также их аварийный износ	124	0,220
2	Биение 3-й коренной шейки более 0,03 мм	385	0,690
3	Трещины на коренных и шатунных шейках	40	0,070
4	Износ шеек более 4-го ремонтного размера	8	0,015
5	Трещины на торцах вала	21	0,040
6	Ослабление посадки, смятие штифтов и разрушение резьбовых отверстий под болты крепления маховика	104	0,190
7	Разрушение резьбы М10 под полумуфту отбора мощности	12	0,210
8	Износ или повреждение поверхности	1	0,002
9	Износ гнезда подшипника или его забоины	28	0,060
10	Увеличение длины пятой коренной шейки	15	0,030
11	Забоины на коренных и шатунных шейках	11	0,020

Наиболее характерный дефект – нарушение работоспособности сопряжения шейки коленчатого вала – подшипники. Некоторые выбракованные коленчатые валы имели одновременно несколько дефектов.

Таблица 4.3 – Коэффициенты повторяемости дефектов на рабочих поверхностях выбракованных коленчатых валов

№ п/п	Наименование неустраняемого дефекта	Количество коленчатых валов с неустраняемыми дефектами		Коэффициент повторяемости дефекта
		шт.	%	
1	Проворачивание вкладышей, задиры коренных или шатунных шеек, а также их аварийный износ (не устраняются шлифованием)	53	58,9	0,090
2	Биение 3-й коренной шейки более 0,9 мм	26	28,9	0,050
3	Трещины на коренных и шатунных шейках (не устраняются шлифованием)	36	40	0,060
4	Износ коренных или шатунных шеек более 4-го ремонтного размера	7	7,8	0,010
5	Разрушения коленчатых валов	8	8,8	0,010
6	Увеличение длины 5-й коренной шейки (износ)	5	5,6	0,010
7	Забойны на шатунных или (и) коренных шейках (не устраняются шлифованием)	2	2,2	0,004
8	Срыв резьбы или забой резьбы под болт крепления маховика	5	5,6	0,010
9	Износ гнезда подшипника или его забоины	1	1,1	0,002
10	Трещины на торцах	2	2,2	0,004

Повторяемость и сочетание дефектов на рабочих поверхностях коленчатых валов приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Коэффициенты повторяемости и сочетание дефектов на рабочих поверхностях коленчатых валов

Сочетание дефектов	Коэффициент повторяемости	Сочетание дефектов	Коэффициент повторяемости	Сочетание дефектов	Коэффициент повторяемости
1	0,59	3, 2	0,02	7, 3	0,02
1, 1	0,09	3, 3	0,17	7, 8	0,01
1, 2	0,23	3, 7	0,02	8, 5	0,06
1, 3	0,20	3, 8	0,05	8, 1	0,02
1, 4	0,03	3, 9	0,01	8, 2	0,01
1, 5	0,06	3, 10	0,01	8, 3	0,05
1, 8	0,02	4	0,08	8, 7	0,01
1, 10	0,01	4, 1	0,03	8, 9	0,01
2	0,29	4, 4	0,04	9	0,01
2, 1	0,23	5	0,09	9, 3	0,01
2, 2	0,06	5, 11	0,06	9, 8	0,01
2, 3	0,02	5, 5	0,03	10	0,02
2, 8	0,01	6	0,06	10, 1	0,01
2, 10	0,01	6, 6	0,06	10, 2	0,01
3	0,40	7	0,02	10, 3	0,01
3, 1	0,20				

#### **4.2 Влияние деформации коленчатого вала на его долговечность**

Долговечность коленчатого вала может характеризоваться количеством восстановлений его коренных или (и) шатунных шеек. Максимальное число вос-

становлений методом ремонтных размеров при заданной технологии обработки и межремонтном интервале зависит от количества ремонтных размеров, возможности их использования, а также от выбраковки коленчатых валов по тем или иным причинам.

При механической обработке шеек коленчатого вала они остаются в исходном размере, либо переходят в очередной ремонтный размер, либо через один или несколько ремонтных размеров.

Распределение коренных и шатунных шеек по ремонтным размерам до механической обработки приведено в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Распределение коренных и шатунных шеек по ремонтным размерам (общее количество коленчатых валов – 332)

Группа шеек	Ремонтный размер шеек до механической обработки				
	0	I	II	III	IV
Коренные, %	63,8	21,4	10,8	2,4	1,6
Шатунные, %	71,1	16,9	8,1	2,7	1,2

Как видно из таблицы 4.5, номинальный размер (категория 0) имели 63,8 % коренных и 71,1 % шатунных шеек. После механической обработки коренных шеек с номинальным размером осталось 1,8 %, шатунных – 44,5 %.

"Перескок" через один или несколько ремонтных размеров после обработки коренных шеек происходит у 14,1 % от общего количества коленчатых валов, а шатунных шеек – у 12,7 %.

При обработке коренных шеек, имевших категорию 0, "перескок" происходил у 12,3% коленчатых валов, 1-й ремонтный размер – у 6,25 %, 2-й ремонтный размер – у 60,0 %, шатунных шеек – соответственно у 8,4, 14,3, 15,8 % коленчатых валов.



Причина "перескоков" через ремонтные размеры – нехватка припуска на обработку шеек под следующий ремонтный размер, что при заданной технологии обработки обусловлено износами и деформациями коленчатых валов.

Характеристики параметров износа коренных и шатунных шеек, по данным измерения 49 коленчатых валов, представлены в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Характеристики параметров износа коренных и шатунных шеек

Группа шеек	Характеристики параметров износа		
	среднее значение, мм	среднеквадратичное отклонение, мм	коэффициент вариации
Коренные	0,026	0,024	0,92
Шатунные	0,028	0,027	0,97

Износ коренных и шатунных шеек у 46 % коленчатых валов был в допустимых пределах [127].

В качестве осевой деформации принимали биение средней (3-й) коренной шейки относительно общей оси крайних коренных шеек. Анализ биения проводили по данным микрометража 527 коленчатых валов в ЗАО «Ремдизель».

В результате биения был выбракован 61 коленчатый вал, или 11,6 %, 24 из них имели трещины (4,6 %), 105 – задиры на шейках (19,9 %). В пределах номинального значения оказалось 160 валов из 527 наблюдаемых, или 30,4 %, допустимого значения без ремонта – 313, или 59,4 %, вышедших за допустимые значения – 27, или 5,1%.

Распределение коленчатых валов в соответствии с интервалом биения представлено в таблице 4.7.

Таблица 4.7 – Распределение коленчатых валов в соответствии с интервалами биения

Интервалы биения средней коренной шейки, мм	Количество коленчатых валов, имеющих биение	Накопленные частоты
0–0,25	457	0,860
0,25–0,50	24	0,905
0,50–0,750	14	0,932
0,75–1,00	8	0,947
1,00–1,25	11	0,968
1,25–1,50	7	0,981
1,50–1,75	6	0,992
1,75–2,00	2	0,996
2,00–2,25	1	0,998
2,25–2,50	1	1,00

Среднее значение биения по третьей коренной шейке составляет 0,167 мм. Из таблицы 4.7 видно, что 86 % коленчатых валов имеют интервал распределения биения 0–0,25 мм. Возникает вопрос: с чем связано столь значительное рассеивание параметров, определяющих деформации коленчатых валов?

Рассмотрим совместно биение с наличием на шейках задиров и трещин. Для этого общую выборку коленчатых валов по биению разделили на группы. Данные о наличии трещин и задиров приведены на рисунках 4.1, 4.2.

Анализ данных показывает, что из 424 коленчатых валов с интервалом биения 0,0–0,10 мм имели трещины 12,8 % и задир – 5,7 %, из 72 с интервалом биения 0,10–0,90 мм – соответственно 11,1 и 79,2 %, из 31 с интервалом биения 0,9–2,5 мм – 12,9 и 83,9 %.

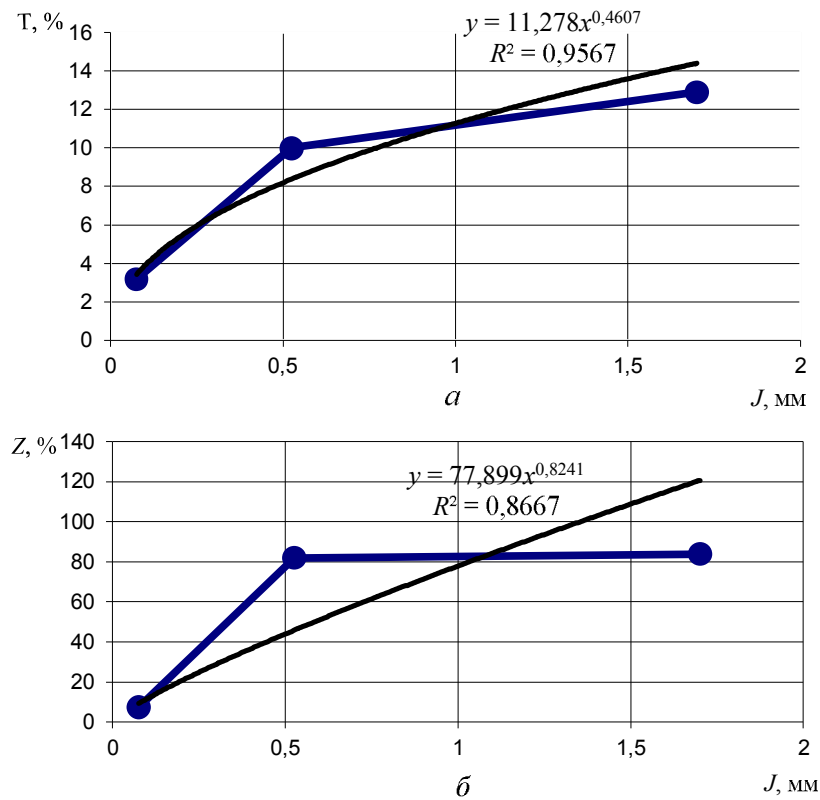


Рисунок 4.1 – Зависимость доли коленчатых валов с трещинами ( $a$ ) и задирами ( $b$ ) от прогиба

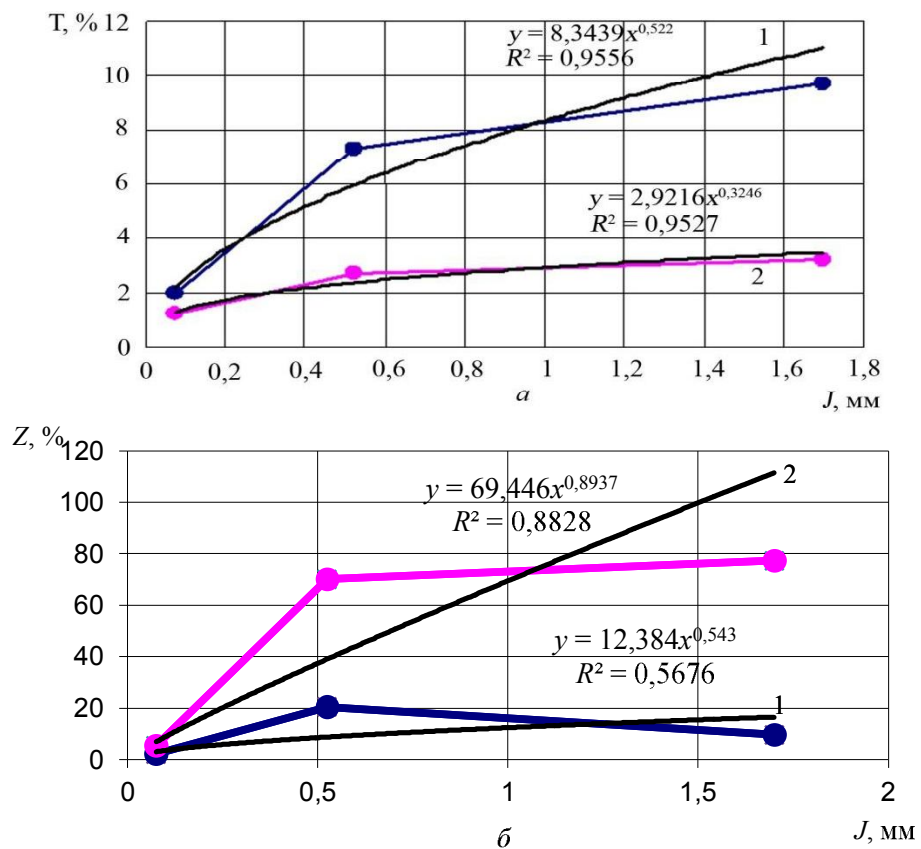


Рисунок 4.2 – Зависимость доли коленчатых валов с трещинами ( $a$ ) и задирами ( $b$ ) на коренных 1 и шатунных 2 шейках от прогиба

Таким образом, биение коленчатых валов и появление трещин обусловлено наличием задиров на коренных и шатунных шейках.

Доля коленчатых валов с трещинами и биением при наличии задиров возрастает. При этом с трещинами при малых биениях (до 0,2 мм) их в 2–3 раза меньше, чем с задирками; при средних биениях (до 0,9 мм) – в 7–10 раз, а при больших биениях – в 6 раз меньше, чем с задирками. На коренных шейках в 1,5–4 раза чаще наблюдаются трещины, а на шатунных в 3–8 раз чаще – задиры.

Задиры на шейках при биении  $> 0,1$  мм имеются у 80–84 % коленчатых валов, трещины – у 11–13 %. Это говорит о том, что статистическая связь между трещинами и биением слабая ( $\delta = 4$ ), а между задирками и биением – весьма сильная ( $\delta = 30$ ).

С ростом биения резко возрастает и выбраковка коленчатых валов. При биении  $> 0,9$  мм выбраковке подлежат до 90 % коленчатых валов (рисунок 4.3).

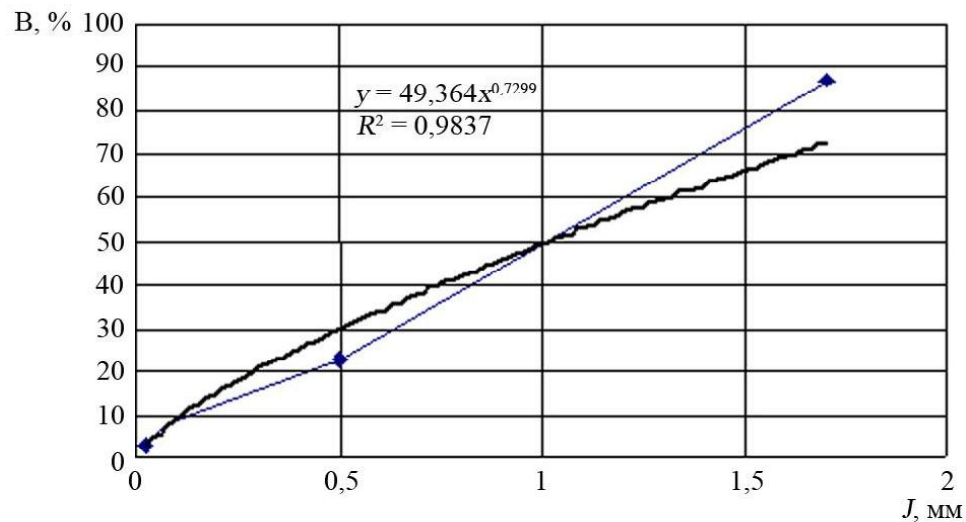


Рисунок 4.3 – Зависимость доли выбракованных коленчатых валов от прогиба

Рассмотрим статистические характеристики биения выбракованных и ремонтпригодных коленчатых валов, полученные по результатам обработки распределений (таблица 4.8).

Таблица 4.8 – Параметры распределения биения ремонтпригодных и выбракованных коленчатых валов

Коленчатые валы	Параметры распределения биения		
	$x$	$\delta$	$\nu$
Выбракованные	0,77	0,66	0,87
Ремонтпригодные	0,090	0,150	1,675
Ремонтпригодные без задиров	0,05	0,07	1,270

Анализ данных таблицы 4.8 показывает, что биение выбракованных коленчатых валов в 8,6 раза выше, чем ремонтпригодных, которые имеют значительное рассеивание биения ( $\nu = 1,675$ ). Распределение биения ремонтпригодных коленчатых валов без задиров снизилось до  $\nu = 1,270$ . Средняя величина биения в 1,8 раза меньше.

Характер приведенных на рисунках 4.1, 4.2 кривых зависимости деформации коленчатых валов от задиров и трещин на шейках свидетельствует об их нелинейности. Особенно значительный рост задиров и трещин наблюдается в интервале биений до 0,9 мм, который считается допустимым для ремонта коленчатых валов с шейками номинального размера [127]. При нормальном изменении технического состояния коленчатых валов во время пробега автомобиля до 200 тыс. км биение составляет в среднем 0,05 мм [117], что не требует ремонта [127]. Следовательно, значительные величины биения обусловлены критическими условиями работы подшипников коленчатого вала, особенно шатунных, а именно задирками. Процесс развития проворачивания шатунных вкладышей подробно изложен в работах [81, 101, 117]. В результате их проворачивания и образования задиров происходит прогиб коленчатого вала и возрастает его выбраковка. Задиров на шатунных шейках в 3,5–8 раз больше, чем на коренных.

Таким образом, для повышения ремонтпригодности коленчатого вала и его долговечности необходимо совершенствовать систему смазки подшипников, особенно шатунных, производить их своевременную замену и устранять прогиб коленчатого вала до ремонта.

### 4.3 Анализ эксплуатационных задиров и трещин на шейках коленчатого вала

При исследовании 552 коленчатых валов двигателей КамАЗ-740 на ЗАО «Ремдизель» было выявлено с задирками на коренных шатунных шейках 117, или 21,2 %. Задирки появляются на шейках единично и группами. Распределение коленчатых валов с единичными и групповыми задирками на коренных и шатунных шейках представлено в таблицах 4.9 и 4.10.

Таблица 4.9 – Распределение коленчатых валов с единичными задирками по номерам коренных и шатунных шеек

Номер шейки	Доля коленчатых валов с задирками, %	Номер шейки	Доля коленчатых валов с задирками, %
1К	–	1Ш	12
2К	1,7	2Ш	17,9
3К	5,1	3Ш	30,8
4К	1,7	4Ш	12,9
5К	2,6	–	–
$\Sigma$	11,1	$\Sigma$	72,7

С задирками на коренных шейках было 20 коленчатых валов, или 17,1 % от их общего числа с задирками, с задирками на шатунных – 74,4 %, с задирками одно-

временно на коренных и шатунных шейках – 8,5 % от общего числа коленчатых валов с задирами. Общее количество коленчатых валов с задирами на коренных шейках (вместе с валами, имеющими задиры на коренных и шатунных шейках) составило 25,6 % от их общего числа с задирами, на шатунных шейках (вместе с валами, имеющими задиры на шатунных и коренных шейках) – 82,9 % от их общего числа с задирами. Коленчатые валы с задирами были как в группе выбракованных, так и в группе ремонтпригодных.

Таблица 4.10 – Распределение коленчатых валов с групповыми задирами по номерам коренных и шатунных шеек

Номер шейки	Доля коленчатых валов с задирами, %	Номер шейки	Доля коленчатых валов с задирами, %
(1–5)К	2,6	2К, 2Ш	1,7
(2–5)К	0,85	2К, 3Ш	0,85
2К, 3К	0,85	3К, 2Ш	1,7
3К, 4К	0,85	3К, 3Ш	0,85
4К, 5К	0,85	4К, 4Ш	0,85
2Ш, 3Ш	1,7	5К, 4Ш	0,85
–	–	2К, 3К, 1Ш, 2Ш	0,85
–	–	3К, 2Ш, 3Ш	0,85
$\Sigma$	7,7	$\Sigma$	8,5

Результаты анализа распределения выбракованных коленчатых валов с задирами на коренных и шатунных шейках приведены в таблицах 4.11 и 4.12. Из них следует, что среди выбракованных в 12 раз больше коленчатых валов с единичными задирами на шатунных шейках, чем на коренных.

Таблица 4.11 – Распределение выбракованных коленчатых валов с единичными задирками по номерам шатунных и коренных шеек

Номер шейки	Количество коленчатых валов с задирками	Номер шейки	Количество коленчатых валов с задирками
1К	–	1Ш	4
2К	1	2Ш	9
3К	1	3Ш	20
4К	–	4Ш	4
5К	1	–	–
$\Sigma$	3	$\Sigma$	37

Таблица 4.12 – Распределение выбракованных коленчатых валов с групповыми задирками по номерам шатунных и коренных шеек

Номер шейки	Количество коленчатых валов с задирками	Номер шейки	Количество коленчатых валов с задирками
(1–5)К	1	2К, 2Ш	–
(2–5)К	–	2К, 3Ш	–
2К, 3К	–	3К, 1Ш	–
3К, 4К	–	3К, 2Ш	1
4К, 5К	1	3К, 3Ш	1
2Ш, 3Ш	–	4К, 4Ш	1
–	–	2К, 3К, 1Ш, 2Ш	1
–	–	3К, 2Ш, 3Ш	1
$\Sigma$	2	$\Sigma$	5

Распределение ремонтпригодных коленчатых валов с задирками на коренных и шатунных шейках представлено в таблицах 4.13, 4.14.



Таблица 4.13 – Распределение ремонтпригодных коленчатых валов с единичными задирками по номерам шатунных и коренных шеек

Номер шейки	Количество коленчатых валов с задирками	Номер шейки	Количество коленчатых валов с задирками
1К	–	1Ш	10
2К	1	2Ш	12
3К	5	3Ш	16
4К	2	4Ш	10
5К	2	–	–
$\Sigma$	10	$\Sigma$	48

Таблица 4.14 – Распределение ремонтпригодных коленчатых валов с групповыми задирками по номерам шатунных и коренных шеек

Номер шейки	Количество коленчатых валов с задирками	Номер шейки	Количество коленчатых валов с задирками
(1–5)К	–	2К, 2Ш	2
(2–5)К	1	2К, 3Ш	1
2К, 3К	1	3К, 2Ш	1
3К, 4К	1	3К, 2Ш	–
4К, 5К	–	–	–
2Ш, 3Ш	2	3К, 3Ш	–
–	–	4К, 4Ш	–
–	–	2К, 3К, 1Ш, 2Ш	–
–	–	3К, 2Ш, 3Ш	–
$\Sigma$	5	$\Sigma$	4

Из таблиц 4.13 и 4.14 следует, что среди ремонтпригодных в 4,8 раза больше коленчатых валов с единичными задирами на шатунных шейках, чем на коренных, а с единичными и групповыми задирами – в 3,7 раза. Таким образом, основная масса задиров находится на шатунных шейках.

Распределение частоты появления задиров на шейках приведено в таблицах 4.15, 4.16.

Задир на шатунных шейках составляют 67,3 %, на коренных – 32,7 %. Среди шатунных и коренных шеек в наибольшей степени подвержены задирам 3-я и 2-я.

Таблица 4.15 – Распределение частоты появления задиров на шатунных шейках

Номер шейки	Номер цилиндра	Доля задиров на шейке в соответствии с номером цилиндра, %	Номер цилиндра	Доля задиров на шейке, %	Общая доля задиров на шейке в соответствии с номером цилиндра, %
1Ш	5Ц	3,4	1Ц, 5Ц	9,4	12,8
	1Ц	–			9,4
2Ш	6Ц	1,7	2Ц, 6Ц	21,3	23,0
	2Ц	1,7			23,0
3Ш	7Ц	5,1	3Ц, 7Ц	27,4	32,5
	3Ц	2,6			30,0
4Ш	8Ц	2,6	4Ц, 8Ц	11,2	13,8
	4Ц	0			11,2

Отметим, что во время гарантийной наработки двигателя на шатунных шейках появляются задиры – основной дефект, приводящий к его отказу. На коренных шейках задиры встречаются редко.

Таблица 4.16 – Распределение частоты появления задиров на шатунных и коренных шейках (с привязкой к номерам цилиндров), %

Характеристика параметра	Номера шеек и цилиндров												
	1К	2К	3К	4К	5К	1Ш		2Ш		3Ш		4Ш	
						5Ц	1Ц	6Ц	2Ц	7Ц	3Ц	8Ц	4Ц
Удельный вес в общем числе задиров на шейках	2,0	7,4	11,3	6,0	6,0	10,0	–	19,3	–	27,3	–	10,7	–
Удельный вес в общем числе задиров на шейках в соответствии с номером цилиндра и шатуна	–	–	–	–	–	8,3	6,1	14,8	14,8	20,9	19,2	8,8	7,1
Удельный вес задиров на шейках с трещинами в общем числе задиров на шейках с трещинами	0	18,2	9,1	0	9,1	18,2	–	18,2	–	18,2	–	9,1	–
Удельный вес задиров на шейках с трещинами в числе задиров на шейках	0	18,2	5,9	0	11,1	13,3	–	6,9	–	4,9	–	6,25	–

На коренных и шатунных шейках некоторых коленчатых валов наряду с задирами имеются трещины.

Доля задиров на шейках с трещинами составляет 7,3 % от общего числа коленчатых валов с задирами. Данные о распределении задиров на шейках с трещинами приведены в таблице 4.16.

Максимальное удельное содержание задиров на коренных шейках с трещинами приходится на 2-ю шейку (18,2 %), на шатунных – на 1-ю шейку (13,3 %).

Как было показано ранее, задиры сопровождаются биением. Характеристики распределения биения по группам коленчатых валов с задирами приведены в таблице 4.17.

Таблица 4.17 – Характеристики распределения биения по группам коленчатых валов с задирами на шейках

Группа коленчатых валов	Характеристики биения коленчатых валов с задирами			Количество коленчатых валов, входящих в группу
	$x$ , мм	$\delta$ , мм	$v$	
1. Группа выбракованных коленчатых валов с задирами на шейках	1,00	0,635	0,635	35
2. Группа ремонтпригодных коленчатых валов с задирами на шейках	0,320	0,314	0,982	70
3. Группа коленчатых валов с задирами только на коренных шейках	0,262	0,306	1,167	18
4. Группа коленчатых валов с задирами только на шатунных шейках	0,601	0,585	0,975	80
5. Группа коленчатых валов с задирами как на коренных, так и на шатунных шейках	0,726	0,201	0,276	7

Коленчатые валы с задирами в среднем имеют биение в 1,8 раза выше, чем из общей выборки, и в 3,1 раза, чем ремонтпригодных. При этом среднее значение биения ремонтпригодных коленчатых валов в 1,7 раза ниже, чем из общей выборки. Биение коленчатых валов с задирами одновременно на коренных и шатунных шейках на 20 % выше, чем с задирами только на шатунных. Доля коленчатых валов с трещинами составляет 7,2 %.

Можно выделить три группы коленчатых валов:

- первая – общая с трещинами;
- вторая – с трещинами и задирами;
- третья – только с трещинами.

Распределение коленчатых валов с трещинами на шейках представлено в таблице 4.18.

Таблица 4.18 – Распределение коленчатых валов с трещинами на коренных и шатунных шейках

Группа	Доля коленчатых валов с трещинами на коренных шейках, %					Доля коленчатых валов с трещинами на шатунных шейках, %			
	1К	2К	3К	4К	5К	1Ш	2Ш	3Ш	4Ш
1	–	7,5	20,0	2,5	32,5	5,0	12,5	10,0	10,0
2	–	11,1	33,3	0	16,7	11,1	11,1	11,1	5,6
3	–	4,5	9,1	4,5	45,5	0	13,6	9,1	–

У 62,5 % коленчатых валов первой группы имеются трещины на коренных шейках, у 37,5 % – на шатунных. Таким образом, с трещинами на коренных шейках их в 1,7 раза больше, чем на шатунных. Наиболее подвержены трещинам 5-я и 3-я коренные и 2, 3, 4-я шатунные шейки.

У 61,1 % коленчатых валов второй группы имеются трещины на коренных шейках и у 38,9 % – на шатунных, то есть их с трещинами на коренных шейках в 1,6 раза больше, чем на шатунных. Наиболее подвержены трещинам 3-я коренная и 1, 2 и 3-я шатунные шейки.

У 63, 6 % коленчатых валов третьей группы трещины наблюдались на коренных шейках и у 22,7 % – на шатунных, то есть с трещинами на коренных шейках их было в 2,8 раза больше, чем на шатунных. Наиболее подвержены трещинам 2, 4, 5-я и 2-я шатунные шейки.

Распределение дефектов на коренных и шатунных шейках коленчатых валов приведено в таблице 4,19.

Таблица 4.19 – Сопоставление распределения дефектов на коренных и шатунных шейках

Дефект	Доля коренных шеек с дефектами, %					Доля шатунных шеек с дефектами, %			
	1К	2К	3К	4К	5К	1Ш	2Ш	3Ш	4Ш
Задиры	2,0	7,4	11,3	6,0	6,0	10,0	9,3	27,3	10,7
Трещины и задиры	–	11,1	33,3	–	16,7	5,6	11,1	11,1	11,1

Доля шеек с трещинами, на которых имеется задир, составляет 27,5 % от их общего числа с трещинами.

Распределение трещин на коренных и шатунных шейках с задирами представлено в таблице 4.20.

Среди коренных шеек, имеющих трещины, задиры встречаются чаще всего на 2-й и 3-й шейках (66,7 и 12,5 %), среди шатунных – на 1, 2 и 3-й шейках (100, 40, 50 %).

Таблица 4.20 – Удельный вес шеек с трещинами и задирами в общем их числе с трещинами

Показатель	Номер шейки								
	коренной					шатунной			
	1К	2К	3К	4К	5К	1Ш	2Ш	3Ш	4Ш
Удельный вес шеек с трещинами	–	7,3	19,5	4,9	31,7	4,9	12,2	9,75	9,75
Удельный вес шеек с трещинами и задирами	–	18,2	9,1	0	9,1	18,2	18,2	18,2	9,1
Удельный вес шеек с задирами	–	66,7	12,5	0	7,7	100	40,0	50,0	25,0

Из приведенных данных видно, что вероятность появления задиров на шатунных шейках с трещинами выше, чем на коренных. При этом трещины чаще встречаются на деформированных коленчатых валах.

Характеристики параметров биения коленчатых валов с трещинами на коренных и шатунных шейках приведены в таблице 4.21.

Таблица 4.21 – Характеристики параметров распределения биения коленчатых валов с трещинами на коренных и шатунных шейках

Выборка коленчатых валов с трещинами	Параметры распределения биения коленчатых валов с трещинами		
	$x$ , мм	$\delta$ , мм	$v$
Общая выборка с трещинами	0,308	0,373	1,21
Выборка с трещинами на коренных шейках	0,334	0,375	1,13
Выборка с трещинами на шатунных шейках	0,257	0,389	1,61

Коленчатые валы с трещинами в среднем имеют биение в 1,8 раза выше, чем в общей выборке, и в 3,4 раза, чем ремонтпригодные, с трещинами на коренных шейках – в 1,3 раза выше, чем на шатунных. Таким образом, такие дефекты, как задир и трещина, на коленчатых валах могут появляться независимо и совместно. Общее количество их с задирами и трещинами составляет 139. Из этой группы только с задирами было 71,2 % коленчатых валов, только с трещинами – 15,8 %, с задирами и трещинами – 12,9 %.

Коленчатые валы с трещинами и задирами на коренных шейках встречались в 1,3 раза чаще, чем с трещинами и задирами на шатунных. У коленчатых валов с задирами на коренных шейках не наблюдалось трещин на шатунных. Коленчатые валы с задирами на шатунных шейках имели трещины как на коренных, так и на шатунных шейках. При этом с задирами на шатунных шейках и трещинами на 3-й коренной шейке их было 85 % от всего количества с задирами на шатунных и трещинами на коренных шейках.

Доля коленчатых валов с трещинами и задирами на шатунных шейках составила 78 % от их числа во второй группе. Номера шатунных шеек с трещинами соответствуют номерам их с задирами, т.е. либо трещины появляются на заданных шатунных шейках, либо задиры возникают на шейках с трещинами.

Таким образом, отчетливо проявляются три вида коленчатых валов:

первый – с задирами и трещинами на коренных шейках;

второй – с задирами и трещинами на шатунных шейках;

третий – с задирами на шатунных и трещинами на коренных шейках.

К первому виду относится 80 % коленчатых валов, ко второму – 100 %. Коленчатые валы третьего вида имеют трещины либо на 3-й, либо на 5-й коренной шейке. При этом у 83 % коленчатых валов трещины находятся на 3-й коренной шейке, а задиры – на одной из шатунных. В 50 % случаев трещины и задиры находились на одном кривошипе.



К первому и второму виду относится 61,1 % коленчатых валов, имеющих задиры и трещины. Можно с большой вероятностью утверждать, что между эксплуатационными трещинами и задирами на коренных и шатунных шейках существует взаимосвязь. Средняя величина биения коленчатых валов с трещинами и задирами составляет 0,475 мм при коэффициенте вариации 0,91, первого вида – 0,75 мм, второго – 0,28 мм, а третьего – 0,5 мм. Биение коленчатых валов второго вида в 2,7 раза ниже, чем первого, то есть задиры и трещины на шатунных шейках по сравнению с коренными ведут к меньшей деформации коленчатых валов.

#### **4.4 Анализ трещин и усталостных разрушений коленчатых валов**

В процессе изготовления коленчатых валов в кузнечном производстве на шатунных и коренных шейках возникают дефекты типа трещин, которые на заводе-изготовителе квалифицируются как волосовины. Брак из-за дефектов, обнаруживаемых после штамповки и механической обработки, составляет около 3 %. Подавляющее количество этих дефектов (~74 %) – трещины.

Как правило, трещины возникают в зонах смыкания штампа. Располагаются они вдоль оси шатунных шеек, а на коренных – как вдоль оси коленчатого вала, так и наклонно к ней.

Из работы [41] следует, что 50 % дефектов находится на 1-й шатунной шейке, 30 % – на 3-й, 20 % – на 4-й, на 2-й дефектов не оказалось.

При нагружении изгиба наиболее опасны трещины в зоне перекрытия шеек с выходом в галтельные переходы, при переменном кручении – трещины на кромках маслоподводящих отверстий и в зоне смыкания штампа.

Трещины в зоне смыкания штампа при изготовлении коленчатых валов обусловлены загрязнением неметаллическими включениями – точечными оксидами и сульфидами. После штамповки коленчатые валы проходят дефектоскопию, изделия с трещинами подлежат выбраковке. После окончательной меха-

нической и термической обработки их вновь подвергают дефектоскопии. Рассматриваемые коленчатые валы были взяты для исследований и усталостных испытаний после последней дефектоскопии. Трещины в зоне смыкания штампа образовались не без влияния обработки шеек ТВЧ. Загрязнения в этой зоне и вне её были “слабыми” звеньями производства.

Коленчатые валы до проведения испытаний вылёживались 3–6 месяцев. За это время у некоторых из них произошла релаксация остаточных напряжений. Трещины, ранее невидимые (для их обнаружения проводилась дефектоскопия), раскрылись настолько, что их края разошлись на несколько сотых долей миллиметра и стали отчетливо просматриваться невооруженным глазом. При этом также вскрылись трещины, ранее не обнаруженные при дефектоскопии. Не исключено, что часть коленчатых валов, попавших сразу после изготовления на сборку двигателей, уже имели потенциальные дефекты, часть которых проявилась в период гарантийной наработки.

Усталостные разрушения и трещины в доремонтном периоде эксплуатации двигателей (при гарантийной наработке) – одна из причин отказа.

Распределение коленчатых валов по типовым дефектам:

1. Дефект в виде трещины без разрушения с наличием проворачивания шатунных вкладышей (66 %).
2. Разрушение по щеке (15 %).
3. Разрушение по шатунной шейке в сечении, где имеется острый концентратор напряжений в виде кромки основания грязесборника (3 %).
4. Разрушение по шатунной шейке с проворачиванием шатунных вкладышей (12 %).
5. Разрушение по шатунной шейке с трещиной металлургического характера (4 %).

Дефект в виде трещины без разрушения с наличием проворачивания шатунных вкладышей – самый массовый.

Разрушение коленчатого вала по шатунной шейке с проворачиванием вкладышей – третье по многочисленности дефектов (12 %), сопровождающееся зна-

чительным биением. Биение является следствием проявления деформации в связи с проворачиванием вкладышей и их отжигом и релаксацией напряжений. Релаксация остаточных напряжений может дать и другой эффект – раскрытие трещин, захлопнутых при термообработке ТВЧ, в зоне смыкания штампа, где прочность поверхностных слоёв металла снижена из-за загрязнений точечными оксидами и сульфидами.

Значительное биение (до 1,0 мм) ведёт к росту изгибающих нагрузок на коленчатый вал и как следствие – к усталостным разрушениям. Усталостное разрушение по щеке – типичное, возникающее в связи с действием на коленчатый вал изгибающих нагрузок.

Разрушение на шатунной шейке происходит как в зоне расположения кромки основания грязесборника, так и в связи с наличием в заготовке дефекта в виде скрытой трещины в зоне перекрытия шеек по линии смыкания штампа. Усталостные разрушения наблюдались у 1,1 % коленчатых валов от их общего числа, поступающих в ремонт.

Для качественного анализа усталостных разрушений было отобрано 35 разрушенных коленчатых валов методом случайного отбора с участка дефектоскопии ЗАО «Ремдизель», которые являются статистически представленной выборкой после прохождения двигателями гарантийной наработки. Средний срок службы разрушенных коленчатых валов составил 4,9 года, что говорит об их относительной «молодости».

Коренные шейки имели средний ремонтный размер 0,82, шатунные – 0,97, что отличается от соответствующих величин (0,409 и 0,509) общего потока коленчатых валов, поступающих с двигателем в ремонт. Это может говорить о том, что среди разрушенных чаще, чем из общего потока, встречаются коленчатые валы, ранее подвергавшиеся ремонтным воздействиям.

Подавляющее большинство разрушенных коленчатых валов имели на шейках сопутствующие дефекты. Только на трёх из 35, что составляет 8,6 %, они не были выявлены.

Основными сопутствующими дефектами оказались: задиры на коренных и шатунных шейках; трещины на цилиндрических и галтельных частях коренных и шатунных шеек; прижоги на шейках и буртиках щёк, оставшихся после шлифования; подрезы исходной галтели при шлифовании со смещением (относительно исходной) новой галтели радиусом менее допустимого.

Дефекты и их удельный вес приведены в таблице 4.22, общее распределение дефектов по шейкам – в таблице 4.23.

Таблица 4.22 – Основные дефекты на шейках при усталостном разрушении коленчатых валов

Название дефекта	Удельный вес дефекта, %
Задиры	68,6
Трещины	42,8
Прижоги	22,9
Подрезы	22,9

Таблица 4.23 – Распределение дефектов по шейкам

Обозначение шеек	Доля задиров на шейках, %	Доля трещин на шейках, %	Доля прижогов на щеках, %	Доля подрезов на шейках, %
1К	4,0	–	–	12,5
2К	8,0	–	–	–
3К	48,0	46,7	50,0	–
4К	–	–	12,5	25,0
5К	–	–	–	–
1Ш	8,0	–	–	12,5
2Ш	8,0	6,7	–	25,0
3Ш	16,0	20,0	12,5	12,5
4Ш	8,0	26,0	25,0	12,5
Общее число	100	100	100	100

Наиболее часто повторяющимися (сопутствующими разрушению) дефектами являются задиры (68,6 %) и трещины (42,8 %). И задиры и трещины чаще всего образуются на 3-й коренной шейке. Доля задиров – 48 %, трещин – 46,7 %.

Распределение разрушений по рабочим поверхностям коленчатого вала приведено в таблице 4.24.

Таблица 4.24 – Распределение разрушений по рабочим поверхностям коленчатого вала

Наименование рабочей поверхности	Обозначение	Удельный вес разрушений, %
Щёки	1Щ	9,1
	2Щ	0
	3Щ	9,1
	4Щ	31,8
	5Щ	31,8
	6Щ	13,7
	7Щ	4,5
	8Щ	0
Всего	–	100/62,9
Шатунные шейки	1Ш	15,4
	2Ш	15,4
	3Ш	30,7
	4Ш	38,4
	Всего	–
Коренные шейки	1К	–
	2К	–
	3К	–
	4К	–
	5К	–
	Всего	–
Итого	–	100

Анализ показывает, что наибольшие разрушения приходятся на 4-ю и 5-ю щёки. Удельный вес их составляет 31,8 % ко всем разрушениям коленчатого вала. Эти щёки сопряжены с 3-й коренной шейкой.

Наибольшие разрушения также находятся на 3-й и 4-й шатунных шейках. Удельный вес разрушений 4-й шатунной шейки – 38,4 % ко всем разрушениям коленчатого вала, а 3-й – 30,7 %.

На коренных шейках разрушений не наблюдалось, однако очаги их встречаются в зоне галтелей.

Анализ характера и очагов разрушений коленчатого вала позволил выделить четыре типа:

1 – разрушения, проходящие по щекам в зоне перекрытия коренных и шатунных шеек;

2 – разрушения в цилиндрической части шеек – зоне галтельного перехода (соответственно со стороны одного из цилиндров);

3 – разрушения в цилиндрической части под одним из вкладышей (соответственно со стороны одного из цилиндров), возникающие в результате действия доминирующих изгибающих усилий;

4 – разрушения в цилиндрической части под одним из вкладышей (соответственно со стороны одного из цилиндров), возникающие в результате действия доминирующих усилий кручения.

Распределение коленчатых валов по типам разрушений представлено в таблице 4.25.

Наибольший удельный вес разрушений – по 1-му типу (62,9 %). Реже встречаются разрушения 4-го типа – 5,7 %.

Наиболее “молодыми” являются коленчатые валы с разрушениями 2-го и 1-го типов (3,9 и 4,8 %).

Самые высокие значения среднего ремонтного размера 1,67 – у коренных и 1,83 – у шатунных шеек имеют коленчатые валы с разрушениями 3-го типа, что

соответственно в 4,8 и 3,6 раза выше, чем у коленчатых валов общего потока. На основании этого можно предположить, что большинство коленчатых валов с разрушениями 3-го типа наиболее чувствительны к ремонтным воздействиям, в частности, к уменьшению опасного сечения шейки, числу перешлифовок, качеству шлифования.

Таблица 4.25 – Распределение коленчатых валов по типам разрушений

Тип разрушения	Удельный вес разрушений, %	Средний срок службы разрушенных коленчатых валов	Средний ремонтный размер шеек, мм	
			коренных	шатунных
1	62,9	4,8	0,71	0,71
2	14,3	3,9	0,4	1,2
3	17,1	5,7	1,67	1,83
4	5,7	6,2	0,5	0,5

Очаг разрушения – это, по нашему мнению, место начала разрушения рабочей поверхности коленчатого вала. Ориентиром его могут служить рабочие поверхности, на которых и возле которых данное разрушение началось. Так, например, если очаг разрушения находится на цилиндрической части шатунной шейки под одним из вкладышей шатуна, то местом разрушения, с одной стороны, является шатунная шейка, а с другой – сечение, соответствующее номеру одного из шатунов или цилиндров двигателя.

Каждый тип разрушения имеет определённые очаги. Распределение разрушений по местам возникновения очагов приведено в таблице 4.26.

Наиболее часто очаги разрушения 1-го типа встречаются на галтелях 2-й шатунной шейки со стороны 2-го цилиндра и на галтели 3-й коренной шейки. Их число соответственно равно 7 и 5, удельный вес среди всех очагов разрушений 1-го типа – 31,8 и 22,7 %.

Таблица 4.26 – Распределение разрушений по местам возникновения очагов, %

Обозначение			Удельный вес разрушений по типам, %				Очаг разрушения, %		
щёк	шеек	галтелей, шеек и цилиндров	1	2	3	4	на цилиндрах и галтелях	на шейках	на щеках
			1Щ	1К	Г2	9,1			
	1Ш	5Ц	–	20,0	–	–	2,8	5,7	
2Щ			1Ц	–	20,0			2,8	–
		2К	Г1	–	–	–	–	–	
3Щ		Г2	–	–	–	–	–	–	8,6
		2Ш	6Ц	9,1	20,0	–	–	8,6	
4Щ		2Ц	31,8	–	–	50,0	22,9	–	22,8
		3К	Г1	–	–	–	–	–	
5Щ			Г2	22,7	–	–	–	14,3	–
		3Ш	7Ц	9,1	–	16,7	50,0	11,4	20,0
6Щ			3Ц	4,5	–	33,3	–	8,6	
		4К	Г1	9,1	–	–	–	5,7	5,7
7Щ			Г2	–	–	–	–	–	
		4Ш	8Ц	4,6	40,0	–	–	8,6	17,2
8Щ			4Ц	–	–	50,0	–	8,6	
		5К	Г1	–	–	–	–	0	
Общее число			100	100	100	100	100	100	100

Наибольшее число разрушений находится на 4-й и 5-й щеках. Появление разрушений на них равновероятно. Очаги разрушений 2-го типа – на 4-й шатунной шейке со стороны 8-го цилиндра рядом с 7-й щекой.



Очаги разрушения 3-го типа чаще происходят на 4-й шатунной шейке со стороны 4-го цилиндра рядом с 8-й щекой.

Очаги разрушений 4-го типа зафиксированы также на 2-й шатунной шейке в зоне 2-го цилиндра рядом с 4-й щекой и на 3-й шатунной шейке в зоне 7-го цилиндра рядом с 5-й щекой.

Таким образом, суммарное количество очагов разрушений показывает, что они чаще всего встречаются в зоне 2-го цилиндра (22,9 %), на 2-й шатунной шейке (31,4 %), на 3-й коренной шейке (14,3 %) и на 5-й (25,7 %) и 4-й (22,8 %) щеках.

Дефекты на коленчатых валах находятся в определённой зависимости от типа разрушений.

Данные о месте разрушения рабочих поверхностей коленчатого вала представлены в таблице 4.27.

Таблица 4.27 – Распределение дефектов на коленчатых валах по местам разрушений

Обозначение места разрушения	Дефекты			
	задиры	трещины	прижоги	подрезы
1-й тип				
3КГ1		3К		
3Щ7Ц	3К		3К	
3К72				3Ш
3КГ2			3К	
4КГ1				4К
3КГ1	3К	3К	3К	
2Ш6Ц				2Ш
3КГ1	3К	3К		
4КГ1				
1КГ2	1Ш, 2К			
3КГ1	3К			
3КГ1	2К, 3К			

Обозначение места разрушения	Дефекты			
	задиры	трещины	прижоги	подрезы
2Ш6Ц	3К			
3Ш7Ц	3К			
1КГ2	1К			1К
3КГ2	3К	3К		
3КГ2	3К			
3КГ2	3К	3К		
3КГ1	3К	3К	3К	
3КГ1	3К	3К		
4КГ2			4К	4К
3Ш3Ц		3Ш		
2-й тип				
2Ш (6Ц)	2Ш (6Ц)			2Ш(6Ц)
1Ш(5Ц)				
4Ш(4Ц)	4Ш (4,8Ц)	4Ш	4Ш	4Ш
1Ш(1Ц)	1Ш			1Ш
4Ш(8Ц)				
3-й тип				
3Ш(7Ц)	3Ш(7Ц)			
3Ш(3Ц)	3Ш	3Ш		
4Ш(4Ц)	3Ш(8Ц)	4Ш		
4Ш(4Ц)		4Ш(4Ц)	4Ш	
4Ш(4Ц)	4Ш(4Ц)	4Ш		
3Ш(3Ц)				
4-й тип				
2Ш(2Ц)	2Ш	2Ш		
3Ш(7Ц)	3Ш(7Ц)	3Ш	3Ш(3Ц)	

Распределение коленчатых валов с дефектами по типам разрушений представлено в таблице 4.28.

Разрушения 1-го типа – наиболее многочисленны и типичны не только для рассматриваемых, но и для коленчатых валов других марок двигателей.

Таблица 4.28 – Распределение коленчатых валов с дефектами по типам разрушений

Тип разрушений	Дефекты							
	задиры		трещины		прижоги		подрезы	
	удельный вес по дефекту, %	удельный вес по типу, %	удельный вес по дефекту, %	удельный вес по типу, %	удельный вес по дефекту, %	удельный вес по типу, %	удельный вес по дефекту, %	удельный вес по типу, %
1	60,9	63,6	53,5	36,4	62,5	22,7	62,5	22,7
2	13,0	60,0	6,7	20,0	12,5	20,0	37,5	60,0
3	17,4	66,7	26,7	66,7	12,5	16,7	0	0
4	8,7	100	13,3	100	12,5	50,0	0	0
Всего	100	65,7	100	42,9	100	22,9	100	22,9

Очаги разрушений данного типа зарождаются в зонах галтелей либо коренных, либо шатунных шеек. Доминирующий фактор развития этих разрушений – прогиб коленчатого вала при переменных нагрузках в плоскости кривошипа. На шейках большинства (72,7 %) коленчатых валов, разрушенных по 1-му типу, присутствуют сопутствующие дефекты. Разрушения 1-го типа говорят о том, что щеки имеют ограниченный момент сопротивления, а при наличии дефектов, выходящих на галтели, сопротивление их усталости

существенно снижается, что подтверждают данные о среднем сроке службы коленчатых валов (4,8 года).

Характерными для разрушений 1-го типа являются изломы 4-й и 5-й щёк, сопряженных с 3-й коренной шейкой (63,3 %). На третьей коренной шейке в 13 из 14 случаев имелись сопутствующие дефекты (в основном задиры и трещины).

При этом тип разрушений соответствует среднему значению ремонтных размеров коренных и шатунных шеек разрушенных коленчатых валов, которое незначительно отличается от соответствующей величины у коленчатых валов общего потока.

Разрушения 2-го типа – менее многочисленные, чем 1-го, но сопоставимы с другими типами разрушений. Доминирующий фактор, как и в разрушениях 1-го типа, – прогиб. Очаги разрушений встречаются только в зонах галтелей шатунных шеек. Как правило, на разрушенной шейке имеются одновременно задиры и подрез. Отпуск закалённого слоя, происходящий при задиры, и подрез галтелей резко снижают сопротивление усталости шатунной шейки в зоне галтели. В результате разрушение происходит по цилиндрической части шейки в зоне галтели, а не по щеке. Чаще всего так разрушаются крайние шатунные шейки. Средний ремонтный размер коренных шеек разрушенных коленчатых валов не отличается от этого показателя у валов общего потока, а у шатунных шеек он почти в 3 раза выше. Разрушения 2-го типа встречаются у самых “молодых” коленчатых валов (средний срок службы 3,9 года). Так как величина среднего ремонтного размера шатунных шеек разрушенных коленчатых валов в 3 раза выше, чем валов общего потока, то можно предположить, что они уже находились в аварийных ситуациях. Это и послужило причиной интенсивного шлифования шеек. Такая аварийная «наследственность» про-

является, по-видимому, в повторных задирах и последующих разрушениях по данному типу.

Разрушения 3-го типа по количеству сопоставимы с разрушениями 2-го, но по характеру значительно отличаются от 1-го и 2-го типов разрушений. Очаги разрушения 3-го типа зарождаются в зоне смыкания штампа снизу цилиндрической части шатунных шеек. Разрушение развивается сначала вертикально вверх, что свидетельствует о доминирующем виде нагружения – прогибе при переменной нагрузке. Затем направление разрушения резко изменяется, развиваясь по наклонной и выходя на щеку. Это свидетельствует о том, что резко возрастает роль напряжений от кручения.

В пяти из шести случаев 3-го типа разрушений опасное сечение шейки находилось в зоне кромки основания грязесборника шейки, что связано:

- 1) с эксцентрическим расположением отверстия грязесборника в шейке;
- 2) с наличием концентратора напряжений в виде острой кромки основания грязесборника;
- 3) с наличием концентратора напряжений в виде резкого изменения жёсткости шейки в зоне основания грязесборника.

Средний ремонтный размер разрушенных по 3-му типу шатунных шеек более чем в 4 раза выше, чем у коленчатых валов общего потока, что является причиной дальнейшего ослабления шатунных шеек в опасном сечении. Кроме того, разрушение шеек по 3-му типу сопровождается в 83,3 % случаев задирами и трещинами, что также ослабляет опасное сечение шеек. Разрушения этого типа встречаются на 3-й и 4-й шатунных шейках. Средний возраст разрушенных по этому типу коленчатых валов 6–7 лет, что немного выше, чем разрушенных по 1-му и 2-му типам.

Меньше всего коленчатых валов было разрушено по 4-му типу: только 2 из 35. Разрушения 4-го типа – сложные, многоочаговые изломы, разви-

вающиеся от зарождения трещины до разрушения коленчатого вала при доминирующем влиянии кручения. Влияние изгиба выражено мало. Разрушению сопутствуют трещины в зоне смыкания штампа (сверху и снизу шейки), а также на боковой поверхности шейки. Наибольшие концентраторы напряжений – трещины с наклоном к оси шейки более  $30\text{--}40^\circ$ , а также осевые трещины с разветвлением устьев. Необходимо отметить, что эти дефекты встречались только на средних (2-й и 3-й) шатунных шейках. Средний возраст коленчатых валов, разрушенных по 4-му типу, 6,2 года, что выше, чем по другим типам, а средние ремонтные размеры коренных и шатунных шеек аналогичные и значимо не отличаются от размеров их у коленчатых валов общего потока.

Раскрытию трещин, по-видимому, способствуют прижоги и задиры шеек, которые ведут к релаксации остаточных напряжений, возникших при изготовлении коленчатого вала, термической обработке или при ремонтных перешлифовываниях.

Таким образом, из анализа разрушений коленчатых валов при эксплуатации можно сделать следующие выводы:

- разрушения в большинстве случаев происходят при доминирующем влиянии изгиба в плоскости кривошипа;
- разрушению чаще всего сопутствуют дефекты как факторы риска преждевременного разрушения коленчатого вала;
- наиболее опасным является сочетание дефектов в виде задиров и трещин, задиров и подрезов галтели;
- конструкция полости грязесборника существенно ослабляет шатунные шейки и требует дополнительного исследования с целью её совершенствования или устранения.

#### 4.5 Анализ изнашивания, изменения геометрической формы и развития усталостных разрушений коленчатых валов в процессе эксплуатации

Для прогнозирования износа, изменения геометрической формы, степени усталостного разрушения коленчатого вала необходимы экспериментальные данные, собранные по предложенной методике.

В процессе эксплуатации происходит закономерное изменение технического состояния коленчатого вала, что обусловлено процессами изнашивания, изменения геометрической формы, усталостного разрушения, а также аварийными повреждениями шеек или других его рабочих поверхностей. За последние годы удалось достигнуть высокой износостойкости шеек и вкладышей. Однако ресурс их зависит и от других процессов.

Зависимость износа, овальности шеек, прогиба коленчатого вала, степени усталостного разрушения (длина, глубина, концентрация трещин) от наработки носит стохастический характер. Детерминирующая составляющая стохастического процесса представляет собой экспоненциальное уравнение вида

$$y = y_0 e^{bl}, \quad (4.1)$$

где  $y_0$  – параметр технического состояния рабочих поверхностей коленчатого вала в конце его приработки, приведённой к началу эксплуатации;

$b$  – коэффициент интенсификации;

$l$  – наработка двигателя.

Ресурс коленчатого вала определяется интенсивностью изменения его технического состояния и предельными значениями параметров этого состояния. Эти процессы проанализированы на примере отечественных двигателей ЯМЗ-238 и КамАЗ-740, по которым в СГТУ, в том числе и с участием автора, накоплен значительный экспериментальный материал, приведённый в работах [34, 39, 41]. Всего было измерено и проанализировано около 300 коленчатых валов двигателей КамАЗ-740 и около 150 двигателей ЯМЗ-238.

Зависимости изменения технического состояния коленчатого вала от наработки двигателя приведены на рисунках 4.4–4.8, а параметры экспоненциального уравнения и показатели средней интенсивности указанных процессов  $\bar{\alpha}$  – в таблице 4.29.

Таблица 4.29 – Параметры экспоненциальной зависимости показателей технического состояния коленчатого вала от наработки

Показатели технического состояния	КамАЗ-740			ЯМЗ-238		
	$y_0$	$b$	$\bar{\alpha}$	$y_0$	$b$	$\bar{\alpha}$
Износ шеек, мкм						
коренных	21,6	0,00453	0,311	26,4	0,0037	0,305
шатунных	18,5	0,00430	0,245	18,15	0,0047	0,251
Овальность шеек, мкм						
коренных	3,76	0,00917	0,125	13,03	0,00321	0,141
шатунных	4,27	0,00783	0,112	12,17	0,00403	0,125
Прогиб коленчатого вала, мкм	9,15	0,00829	0,273	7,14	0,0091	0,232
Количество трещин	0,793	0,0075	0,031	0,076	0,0125	0,012
Средняя длина усталостной трещины, мм	0,805	0,0090	0,038	0,428	0,0089	0,0225
Доля поломанных КВ, %	0,264	0,00128	0,042	0,088	0,0118	0,011

Наиболее часто усталостные трещины концентрируются в районе галтелей, а также смазочных каналов (концентраторы напряжений). Собранные статистические данные о количестве усталостных трещин и их средней длине на коленчатых валах двигателей КамАЗ-740 и ЯМЗ-238 в зависимости от наработки (всего проанализировано около 450 коленчатых валов) подтверждают экспоненциальный характер степени их усталостного разрушения (см. рисунки 4.6, 4.7).



При анализе технического состояния двигателей КамАЗ-740 и ЯМЗ-238, поступивших в капитальный и текущий ремонты, определяли также количество разрушенных коленчатых валов, которое с ростом наработки также увеличивается по экспоненциальной зависимости, представленной на рисунке 4.8.

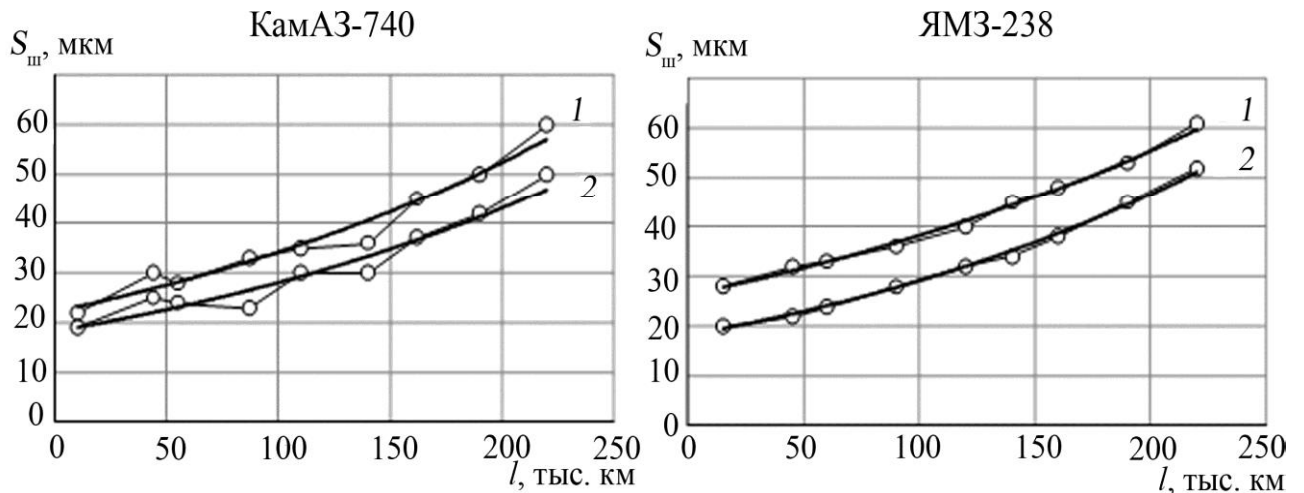


Рисунок 4.4 – Зависимость износа коренных (1) и шатунных (2) шеек от пробега автомобиля

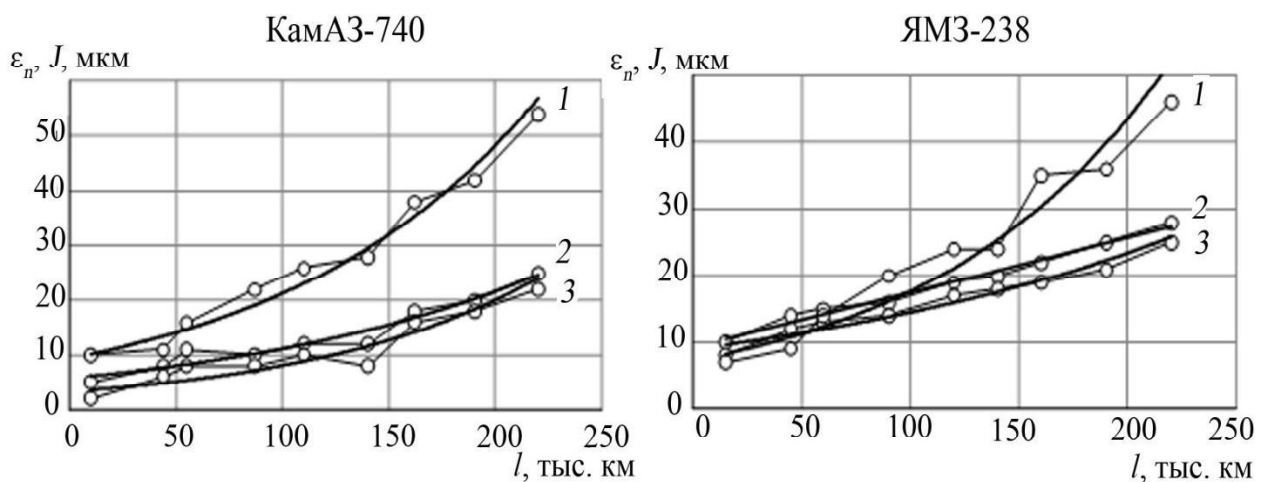


Рисунок 4.5 – Зависимость прогиба коленчатого вала (1), овальности коренных (2) и шатунных (3) шеек от пробега автомобиля

Приведенные на рисунках 4.4–4.8 данные свидетельствуют о значительном влиянии неоднородности металла коленчатого вала и условий его эксплуатации на интенсивность износа и усталостного разрушения.

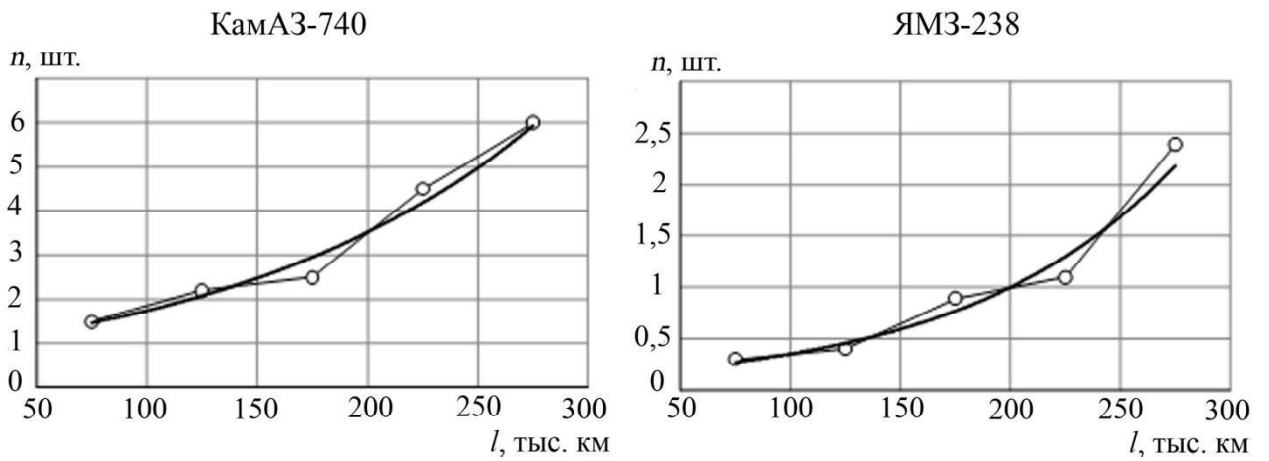


Рисунок 4.6 – Зависимость количества усталостных трещин на коленчатом валу от пробега автомобиля

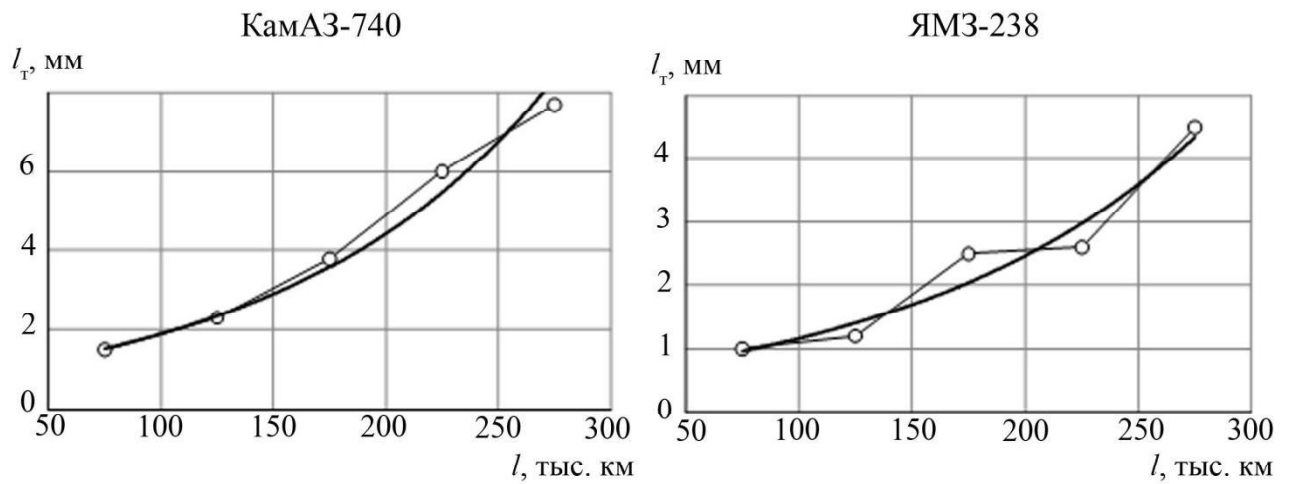


Рисунок 4.7 – Зависимость средней длины усталостной трещины на коленчатом валу от пробега автомобиля

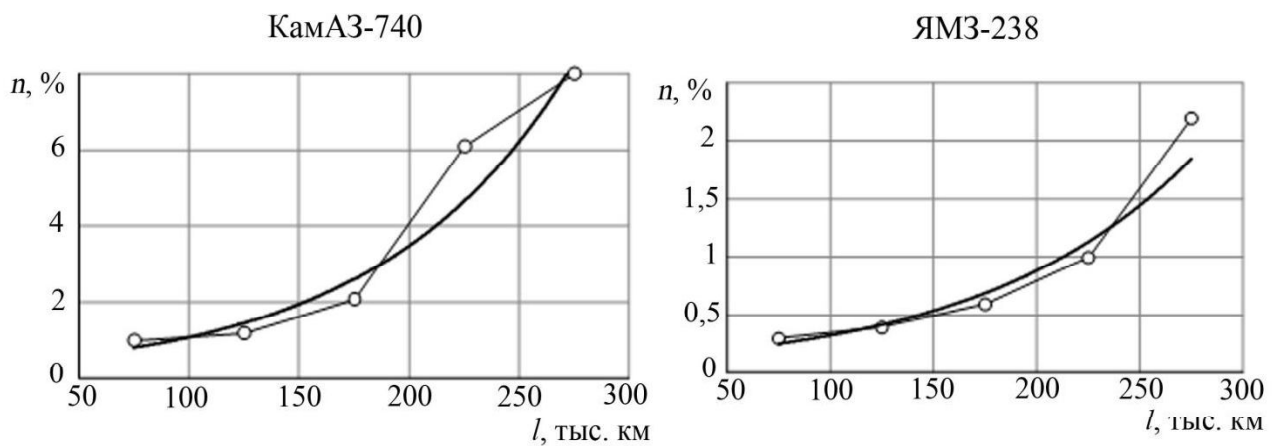


Рисунок 4.8 – Зависимость доли разрушенных коленчатых валов от пробега автомобиля

Коленчатый вал двигателей ЯМЗ-238 изготовлен из марганцовистой стали 50Г (или 50Г-СШ), имеющей хорошие усталостные характеристики, двигателей КамАЗ-740 – из штамповой стали 42ХМФА-Ш, которая склонна к трещинообразованию при хорошей износостойкости.

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя ЯМЗ-238 составляет  $2100 \text{ мин}^{-1}$ , а КамАЗ-740 –  $2600 \text{ мин}^{-1}$ , что существенно повышает уровень амплитуды колебаний циклических нагрузок на последний. Давление в системе смазки двигателей ЯМЗ-238 в среднем в 1,6 раза выше, чем у двигателей КамАЗ-740 [2, 3], что также увеличивает вероятность контакта шеек и вкладышей и контактные нагрузки.

Интенсивность усталостных разрушений коленчатых валов двигателей КамАЗ-740 под действием данных факторов в 2–4 раза выше, чем двигателей ЯМЗ-238. При пробеге автомобиля с двигателем КамАЗ-740 около 200 тыс. км средняя длина трещины достигает на рабочих поверхностях коленчатого вала 4 мм – предельного значения, при котором обычно вал ремонтируют. Перешлифовывание шеек под очередной ремонтный размер лишь в половине случаев устраняет трещины. К этой же наработке количество разрушенных коленчатых валов достигает 4 % (см. рисунок 4.8). При дефектоскопии коленчатых валов двигателей КамАЗ-740, восстановленных наплавкой, отбраковывается более половины ремонтного фонда с наработкой более 200 тыс. км. Их усталостная прочность ещё ниже, чем не восстановленных, так как на их рабочих поверхностях уже накоплены значительные усталостные разрушения (внутренние трещины), которые не всегда можно обнаружить при дефектоскопии. Нарботка таких валов даже при высоком качестве восстановления не превышает 60–80 тыс. км.

Для определения основных факторов, ограничивающих ресурс коленчатых валов, необходимы значения интенсивности анализируемых процессов и предельные значения параметров их технического состояния. При дефектоскопии коленчатых валов с раскрытием критических трещин определили среднее отношение глубины  $h_T$  трещины к её длине  $l_T$  1:10. При этом установили, что отношение  $h_T/l_T$  зависит от длины трещины (таблица 4.30).

Таблица 4.30 – Изменение отношения  $h_T/l_T$  в зависимости от длины трещины

Длина трещины $l_T$ , мм	0–2	2–4	4–6	6–8	8–10
Отношение $h_T/l_T$	1:20	1:10	1:8	1:5	1:3

Изменение данного соотношения обусловлено основными этапами распространения трещины, что показано на рисунке 4.9.

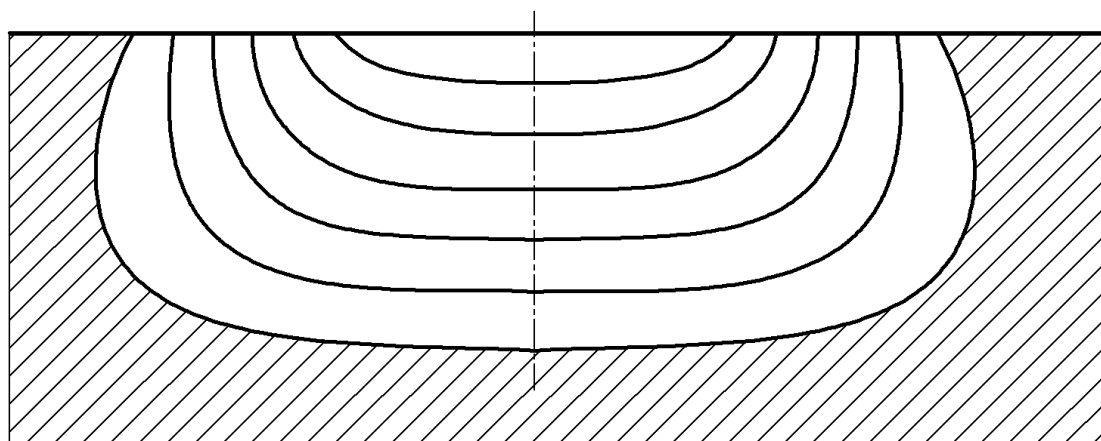


Рисунок 4.9 – Этапы распространения усталостной трещины

Ранее в работах [1, 2] были определены предельные значения показателей технического состояния коленчатого вала и обоснована структура эксплуатационно-ремонтного цикла двигателей, предусматривающие первое перешлифование шеек коленчатого вала при пробеге 200 тыс. км и последующие через 160 тыс. км при третьей категории условий эксплуатации.

С учётом приведённых в таблице 4.29 средних значений интенсивности изменения параметров технического состояния  $\bar{\alpha}$ , их предельных значений был определён средний пробег автомобиля до первого перешлифования шеек коленчатого вала (таблица 4.31).

Вследствие износа и изменения геометрической формы коренных и шатунных шеек коленчатого вала средний пробег автомобиля до первого их перешлифования был близок к 200 тыс. км (с двигателями КамАЗ-740 – 197 тыс.

км, ЯМЗ-238 – 213 тыс. км). При предельной глубине усталостной трещины на рабочих поверхностях коленчатого вала этот пробег снижается в 2,5 раза только у автомобилей с двигателями КамАЗ-740, несмотря на то, что интервал между ремонтными размерами коленчатых валов двигателей КамАЗ-740 (500 мкм) в 2 раза больше, чем двигателей ЯМЗ-238 (250 мкм).

Таблица 4.31 – Результаты расчёта среднего пробега автомобиля до первого перешлифовывания шеек коленчатого вала

Показатели технического состояния	КамАЗ-740			ЯМЗ-238		
	$u_{пр}$ , мкм	$\Delta l$ , тыс. км	$l_{ср}$ , тыс. км	$u_{пр}$ , мкм	$\Delta l$ , тыс. км	$l_{ср}$ , тыс. км
Износ шеек коренных	55–60	177–195	186	55–60	180–196	188
шатунных	45–50	180–200	190	50–55	200–220	210
Овальность шеек коренных	25–30	200–240	220	30–35	214–250	232
шатунных	20–25	182–228	205	25–30	200–240	220
Прогиб КВ	50	–	185	50	–	217
Средняя глубина трещины	250	–	80	125	–	250

Примечание:  $u_{пр}$  – предельное значение, мкм;  $\Delta l$  – интервал пробега автомобиля;  $l_{ср}$  – средний пробег автомобиля до первого перешлифовывания шеек коленчатого вала

Интенсивность усталостных разрушений повышается в результате воздействия концентраторов напряжений, которыми в том числе могут быть оставшиеся трещины после перешлифовывания шеек. Поэтому их целесообразно устранять. Если очередной ремонтный размер не позволяет сделать этого, то следует перешлифовывать шейки на следующий ремонтный размер («пере-

скок» через размер). Поскольку зависимости на рисунке 4.7 получены по средним значениям, то можно считать, что более половины валов двигателей КамЗ-740 должны сразу перешлифовываться на второй ремонтный размер. На практике доля таких валов составляет в среднем 15 %, а остальные идут в эксплуатацию с оставшимися трещинами.

На основе полученной аналитической зависимости развития глубины усталостной трещины на рабочих поверхностях коленчатого вала и изменения их геометрической формы от пробега автомобиля усовершенствованы технология восстановления и структура эксплуатационно-ремонтного цикла коленчатых валов.

#### 4.6 Выводы

1. Анализ дефектов коленчатого вала двигателя КамАЗ-740 показал, что существуют значительные резервы повышения его ресурса как за счёт конструкции и технологии его изготовления, так и различных вариантов технологии его восстановления на крупных специализированных (желательно фирменных) ремонтных предприятиях.

2. Значительные величины биения коленчатых валов обусловлены критическими условиями работы его подшипников, особенно шатунных. В результате проворачивания шатунных вкладышей и образования задиров происходит прогиб коленчатого вала и возрастает его выбраковка. Задиров на шатунных шейках в 3,5–8 раз больше, чем на коренных. Для повышения ремонтпригодности коленчатого вала, его долговечности необходимо совершенствовать систему смазки подшипников, особенно шатунных, производить своевременную замену вкладышей и устранять прогиб вала до ремонта.

3. Номера шатунных шеек, имеющих трещины, соответствуют номерам их с задирями, то есть либо трещины образуются на заданных шатунных шейках, либо задир возникает на шейках с трещинами. Можно с большой вероятностью утверждать, что между эксплуатационными трещинами и задирями на коренных и шатунных шейках имеется взаимосвязь.

4. Разрушение коленчатых валов чаще всего происходит при доминирующем влиянии изгиба в плоскости кривошипа. Ему в подавляющем большинстве случаев сопутствуют дефекты как факторы риска преждевременного разрушения коленчатого вала. Наиболее опасным является сочетание дефектов в виде задиров и трещин, задиров и подрезов галтели. Конструкция полости грязесборника существенно ослабляет шатунные шейки и требует дополнительного исследования с целью её совершенствования или устранения.

5. Вследствие износа и изменения геометрической формы коренных и шатунных шеек коленчатого вала пробег автомобиля до первого перешлифовывания близок к 200 тыс. км (с двигателями КамАЗ-740 – 197 тыс. км, ЯМЗ-238 – 213 тыс. км). При предельной глубине усталостной трещины на рабочих поверхностях коленчатого вала этот пробег снижается в 2,5 раза только у автомобилей с двигателями КамАЗ-740, несмотря на то, что интервал между ремонтными размерами коленчатого вала двигателей КамАЗ-740 (500 мкм) в 2 раза больше, чем двигателей ЯМЗ-238 (250 мкм).

## **5 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ И РАЗРАБОТКА СТРУКТУРЫ ЭКСПЛУАТАЦИОННО-РЕМОНТНОГО ЦИКЛА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА**

### **5.1 Обоснование способов восстановления коленчатого вала в зависимости от его технического состояния**

Выбор способа восстановления коленчатого вала обусловлен техническим состоянием (сочетанием дефектов) двигателя при ремонте. При предупредительном ремонте двигателя КамАЗ-740 [34, 39, 41] с наработкой в условиях третьей категории эксплуатации 120–150 тыс. км шейки коленчатого вала по параметрам износа и овальности не требуют перешлифовывания, их достаточно только полировать. При этом по результатам дефектоскопии возможна правка коленчатого вала, желательно с использованием чеканки галтелей [19, 20].

При капитальном ремонте двигателя КамАЗ-740, имеющего наработку 200–250 тыс. км, применяют следующие способы восстановления: при износе и овальности шеек – перешлифовывание их под очередной ремонтный размер и правка коленчатого вала; при наличии задиров – перешлифовывание через один или несколько ремонтных размеров, а также возможно использование наплавки; при наличии трещин анализируется их глубина по измеренной длине и таблице 4.30. Если глубина трещины меньше половины ремонтного интервала (на сторону), то перешлифовывание производят под очередной ремонтный размер, если больше – то через один или несколько ремонтных размеров в соответствии с глубиной трещины. Если она больше половины последнего ремонтного интервала, то восстановление возможно только с использованием наплавки или подобного способа (напыления, металлизации, приварки пластин и др.). При этом следует учесть, что глубина проплавленного слоя составляет в среднем 2 мм при диаметре наплавляемой



проволоки 1,6–1,8 мм. Если глубина трещины больше глубины проплавления, то часть её останется под наплавленным слоем и в дальнейшем продолжит увеличиваться и может привести к поломке коленчатого вала.

С учётом полученных данных (см. рисунок 4.7, таблицу 4.30) на рисунке 5.1 приведена зависимость средней глубины усталостной трещины от наработки коленчатого вала. Здесь указана доверительная область при доверительной вероятности 0,8.

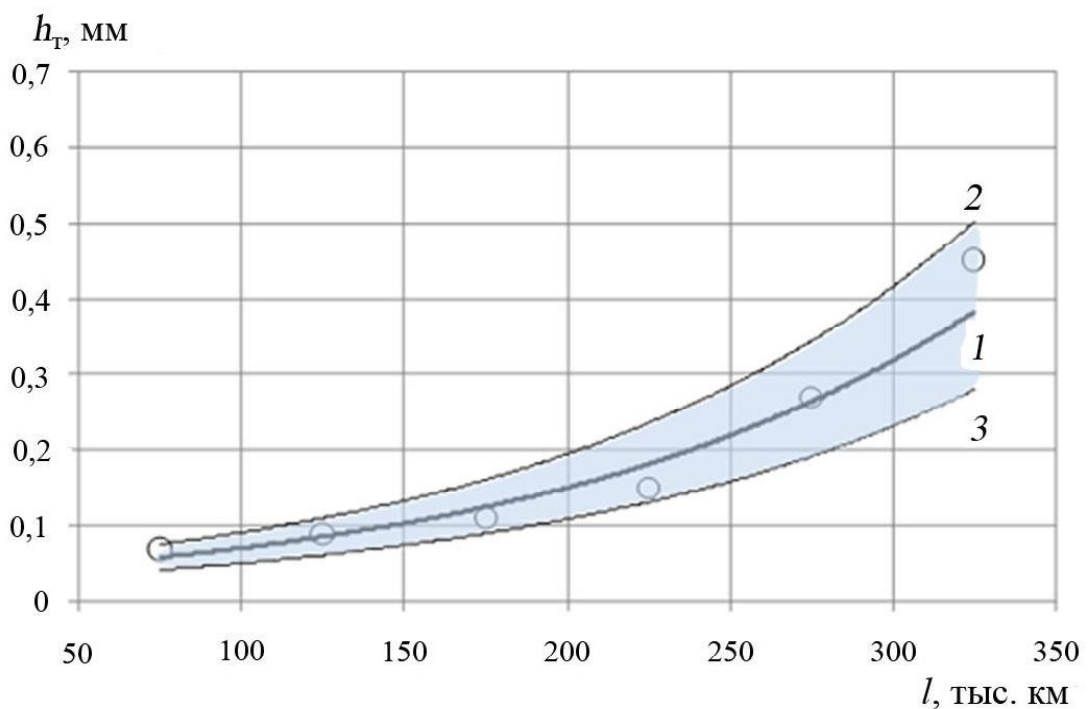


Рисунок 5.1 – Зависимость средней глубины усталостной трещины ( $l$ ) от наработки: 2 – верхняя граница; 3 – нижняя граница доверительной области

Ширина доверительной области определяется принятым уровнем значимости или доверительной вероятности  $P$  и коэффициентом Стьюдента  $t_{PN}$  при заданном числе измерений  $N$  и вычисленном среднеквадратичном отклонении  $S$  как погрешности среднего значения функции [3, 6] (рисунок 5.2) по формуле

$$\varepsilon_a = t_{PN} \frac{S}{\sqrt{N}}, \text{ то есть } a \pm \varepsilon_a. \quad (5.1)$$

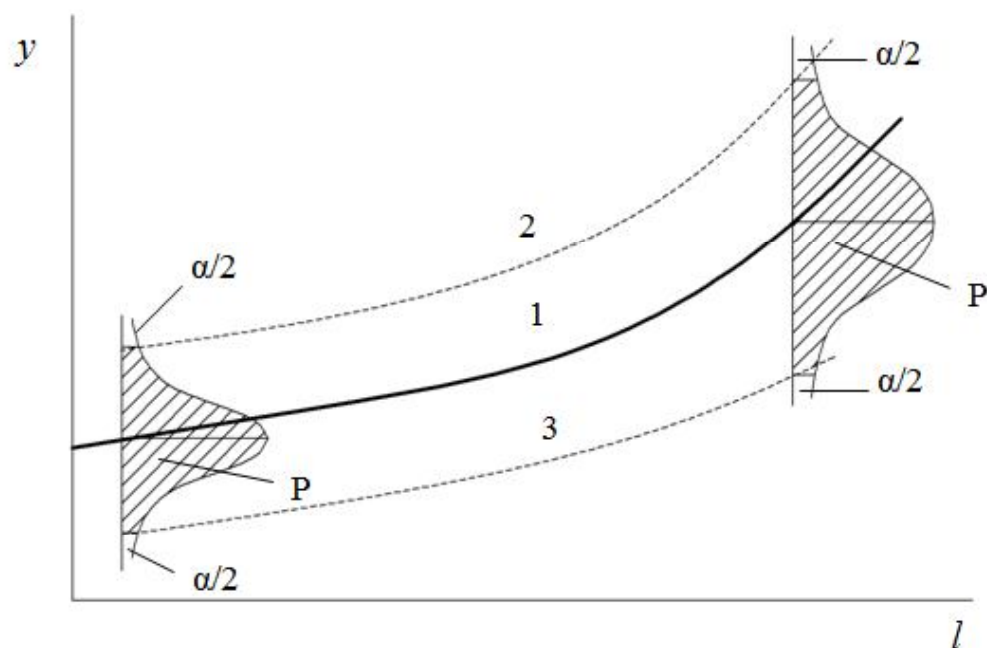


Рисунок 5.2 – К определению ширины доверительной области:

$l$  – средняя линия; 2 – верхняя граница;

3 – нижняя граница доверительной области;

$P$  – доверительная вероятность (заштрихованная площадь);

$\alpha$  – уровень значимости

## 5.2 Совершенствование структуры эксплуатационно-ремонтного цикла коленчатого вала

Полученные при исследовании экспоненциальные зависимости и рекомендованная [41] структура эксплуатационно-ремонтного цикла двигателей КамАЗ-740 третьей категории условий эксплуатации, в соответствии с которой вторичный ресурс двигателей составляет в среднем 80 тыс. км, позволили рассчитать потребность в коленчатых валах на 100 автомобилей в год. При этом установили неремонтопригодные коленчатые валы: при предупредительном ремонте, согласно [41], – 5 %, капитальном – 16 %. Из этого количества неремонтопригодных по причине усталостных трещин, глубина которых больше предельного

значения, при ПР было 2 %, при КР – 9 %. Доля усталостных трещин, имеющих предельное значение глубины, с ростом пробега автомобиля увеличивается с 0,5 до 2,5 % при предварительном и с 5 до 12 % при капитальном ремонте. Результаты расчётов приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Выбраковка коленчатых валов двигателей КамАЗ-740 в зависимости от пробега автомобиля из-за их неремонтопригодности по четырём ремонтным размерам

Пробег автомобиля, тыс. км	Вид ремонта	Номер ремонтного размера коленчатого вала	Замена, %		Затраты, тыс. руб.		Суммарные затраты, тыс. руб.	
			все-го	из-за усталостных трещин	всего	на ликвидацию усталостных трещин	всего	на ликвидацию усталостных трещин
120	ПР	0	5	0,5	5,0	0,5	5,0	0,5
200	КР	1-2	16	5	16,0	5,0	21,0	5,5
280	ПР	1-2	5	1	5,0	1,0	26,0	6,5
360	КР	2-3	16	7	16,0	7,0	42,0	13,5
440	ПР	2-3	5	1,5	5,0	1,5	47,0	15,0
520	КР	3-4	16	9	16,0	9,0	63,0	26,0
600	ПР	3-4	5	2	5,0	2,0	68,0	28,0
680	КР	4-0	16	12	16,0	12,0	84,0	40,0
760	ПР	4-0	5	2,5	5,0	2,5	89,0	42,5
840	СП	–	–	–	–	–	89,0	42,5

Примечание: СП – списание; суммарные – затраты нарастающим итогом.

Затраты на восстановление коленчатых валов определяли по формуле:

$$S = S_1P_1 + S_2P_2 + S_3P_3 + S_4P_4 + S_5P_5, \quad (5.2)$$

где  $S_i$  и  $P_i$  – соответственно затраты и вероятность  $i$ -го способа восстановления:

- 1 – номинальный размер шеек;
- 2 – первый ремонтный размер;
- 3 – «перескок» через один ремонтный размер;
- 4 – через два ремонтных размера;
- 5 – с использованием наплавки.

В данных расчётах учтены случаи шлифования коленчатого вала через ремонтный размер, особенно при задирах.

Стоимость коленчатого вала по результатам анализа прайс-листов принята 100 тыс. руб.

Одним из показателей ремонтпригодности является объединённая удельная оперативная стоимость технических обслуживаний и ремонтов. Настоящее исследование направлено на повышение ремонтпригодности коленчатых валов за счёт сокращения их выбраковки по причине усталостных трещин. Поэтому рассмотрим только те параметры, которые связаны с выбраковкой коленчатых валов из-за усталостных трещин.

Удельные затраты на общую выбраковку коленчатого вала к концу его ресурса

$$C' = (C_{\text{ИР}} + C_{\text{КР}})/l = 89,0/840 = 0,106 \text{ руб./км.}$$

Поскольку по результатам исследования из неремонтпригодных валов четвёртого ремонтного размера можно восстановить 21 %, то снижение удельных затрат на себестоимость перевозок составит

$$\Delta C' = 21,0/840 = 0,025 \text{ руб./км.}$$

На основании теоретических и экспериментальных исследований предложены параметры дефектоскопии коленчатых валов двигателей КамАЗ-740, имеющих усталостные трещины.

Последовательность операций технологического процесса их восстановления представлена в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Операции технологического процесса восстановления

Наименование операции	Цель технологической операции
Моечная	Тщательная очистка коленчатого вала
Слесарная	Зачистка шеек перед дефектоскопией
Дефектовочная	1. Магнитная дефектоскопия 2. Контроль-сортировка
Круглошлифовальная	Предварительное шлифование с минимальным припуском или на 0,5 мм меньше последнего ремонтного размера
Слесарная	Удаление, если возможно, трещин
Дефектовочная	Контрольная магнитная дефектоскопия
Термическая	Предварительный подогрев шеек коленчатого вала до температуры от 100 до 250 °С
Наплавочная	Наплавка шеек вала проволокой сплошного сечения марки Нп-30ХГСА под флюсом АН-348А
Термическая	Отпуск при температуре 500 °С в течение часа
Токарно-винторезная	Черновое точение шеек в пределах 0,5 мм до номинального размера
Слесарная	Вскрытие и зенкование масляных отверстий
Термическая	Нагрев коленчатого вала от 340 до 400 °С
Прессовая	Правка вала чеканкой галтелей в горячем состоянии
Дефектовочная	Магнитная дефектоскопия
Круглошлифовальная	1. Восстановление поверхности шлифовального круга к установленному заводом-изготовителем размеру радиуса галтели 2. Чистовое шлифование шеек коленчатого вала 3. Полирование шеек коленчатого вала
Слесарная	Монтаж съемных противовесов, заглушек и других деталей
Балансировочная	Динамическая балансировка коленчатого вала
Дефектовочная	Окончательная магнитная дефектоскопия
Моечная	Мойка с продувкой маслоканалов
Контрольная	Контроль основных геометрических параметров коленчатого вала (диаметров коренных и шатунных шеек, величины биения центральной коренной шейки)
Упаковочная	Упаковка с консервацией

Дефектоскопию коленчатых валов выполняли с использованием магнитного дефектоскопа по схеме, приведённой на рисунке 5.3.

Первый блок – дефектоскопия по износу, овальности шеек и прогибу вала ( $S_1$ ). При соблюдении этого условия выполняется ремонт ( $P_1$ ) – включающий перешлифовывание шеек под очередной ремонтный размер, правка чеканкой и полирование шеек.

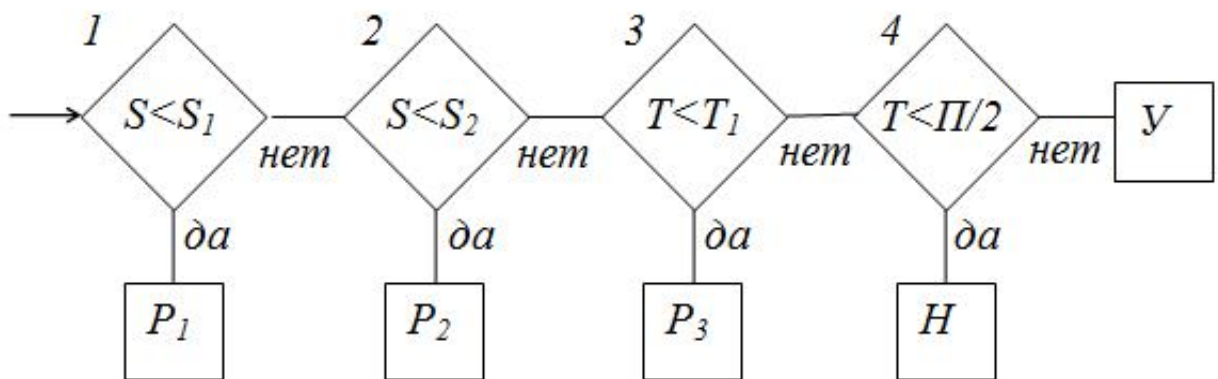


Рисунок 5.3 – Схема алгоритма дефектоскопии коленчатого вала

Второй блок – дефектоскопия по износу в результате задира шеек ( $S_2$ ) и прогибу вала. При соблюдении этого условия осуществляется ремонт ( $P_2$ ), перешлифовывание шеек через очередной ремонтный размер, правка чеканкой и полирование шеек.

Третий блок – дефектоскопия по глубине трещины шеек ( $T_1$ ) и прогибу вала. При соблюдении этого условия производится ремонт ( $P_3$ ), включающий перешлифовывание шеек через несколько ремонтных размеров, правку чеканкой и полирование шеек.

Четвёртый блок – дефектоскопия по глубине трещины шеек ( $T$ ) и прогибу вала. При не превышении глубины трещины половины ремонтного припуска выполняется наплавка ( $H$ ) и дальнейший ремонт, в который входит шлифование шеек, правка чеканкой и полирование. При не соблюдении этого условия вал направляется в утиль.

Для оценки эффективности использования наплавки были собраны статистические данные по межремонтному ресурсу. Распределение наработки до ремонта коленчатого вала получено по результатам статистической обработки данных о 80 новых и 80 восстановленных коленчатых валах. При этом использовали программное средство «Статистика». Распределение ресурса новых и восстановленных коленчатых валов приведено на рисунке 5.4, а параметры распределения – в таблице 5.3.

Таблица 5.3 – Параметры распределения межремонтного ресурса коленчатых валов

Валы	Средние значения $l$ , тыс. км	Стандартное отклонение $\sigma$ , тыс. км	Коэффициент вариации $v$	Относительный вторичный ресурс
Новые	195,2	106,2	0,544	–
Восстановленные	157,4	84,54	0,537	0,806

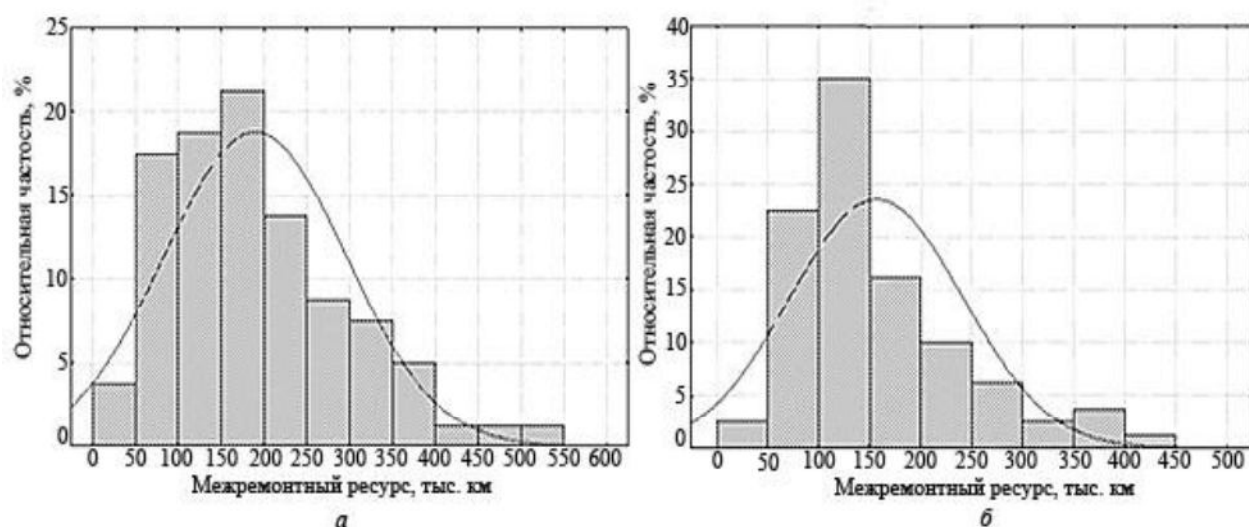


Рисунок 5.4 – Распределение ресурса новых (а) и восстановленных (б) коленчатых валов

Расчёты стоимости восстановления коленчатого вала двигателя КамАЗ-740 по усовершенствованной технологии при годовой программе 300 коленчатых

валов приведены в приложении, из которого видно, что себестоимость восстановления коленчатого вала – 6552,85 руб. Если принять уровень рентабельности 25 %, то она составит 8191 руб., или 8,2 % от стоимости нового коленчатого вала. Это обеспечивает его вторичный ресурс не менее 80 % (см. таблицу 5.3).

Относительное снижение удельных затрат из-за сокращения выбраковки по усталостным трещинам составляет 21 %. Это значение учитывали при оценке экономической эффективности результатов исследования.

Таким образом, внедрение и использование усовершенствованной структуры эксплуатационно-ремонтного цикла и технологии восстановления коленчатых валов позволяет повысить их ремонтпригодность и продлить ресурс двигателей.

### 5.3 Экономическая оценка результатов исследования

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования надёжности и технического состояния коленчатых валов позволяют существенно сократить затраты на поддержание работоспособности двигателей КамАЗ-740 за счёт повышения степени использования ресурса коленчатых валов, что даёт значительный экономический эффект.

Исходными данными для оценки экономического эффекта являются результаты расчётов показателей ремонтпригодности коленчатых валов (см. таблицу 5.1), по которым удельные затраты  $Q'_k$ , связанные с ликвидацией усталостных трещин, сократились на 21 %.

В настоящее время затраты  $Q$  на техническое обслуживание и текущий ремонт, входящие в себестоимость перевозок  $S$  автомобиля КамАЗ, достигают 15 % [42]. На отказы двигателя КамАЗ  $Q_d$  в среднем приходится 27,7 % затрат на их устранение [41].



Доля простоев автомобиля КамАЗ в техническом обслуживании и ремонте  $Y_d$  по причине отказа двигателя составляет 38 % [41], из которой на простои из-за отказа коленчатого вала  $Y_{к.в}$  приходится 46 % [41].

Относительное снижение простоев автомобилей КамАЗ в ТО и Р рассчитывали по формуле

$$\Delta Y = Y_d Y_{к.в} Q'_k. \quad (5.3)$$

Снижение простоев автомобилей КамАЗ

$$\Delta d = d \Delta Y, \quad (5.4)$$

где  $d$  – средний показатель простоев автомобилей КамАЗ в ремонте.

Годовое снижение себестоимости перевозок автомобилями КамАЗ

$$\Delta S_{\text{год}} = l S \Delta S, \quad (5.5)$$

где  $\Delta S$  – относительное снижение себестоимости перевозок автомобилями КамАЗ.

Годовое снижение простоев автомобилей КамАЗ в ТО и Р

$$\Delta Д = \Delta Y l d / 1000. \quad (5.6)$$

Результаты расчётов приведены в таблице 5.4.

Таблица 5.4 – Результаты расчётов годового экономического эффекта

Показатель	Величина
Доходная ставка, руб./км	32
Себестоимость перевозок, руб./км	24
Среднегодовой пробег, тыс. км	100
Средний показатель простоев в ТО и Р, дн./тыс. км	0,6
Доля затрат на ТО и Р в себестоимости перевозок, %	15
Доля отказов двигателя при поломке автомобиля, %	27,7

Показатель	Величина
Доля отказов коленчатых валов относительно отказов ДВС, %	25
Относительное снижение выбраковки коленчатых валов из-за усталостных трещин, %	21
Доля простоев в ТО и Р по причине отказов ДВС, %	38
Доля простоев при устранении отказов подшипников коленчатых валов, %	46
Снижение себестоимости, %	0,22
Снижение простоев в ТО и Р, %	3,67
Снижение простоев в ТО и Р, дн./тыс. км	0,022
Годовое снижение себестоимости ремонта автомобиля, руб.	3960
Годовое снижение простоев автомобиля в ТО и Р, дн.	1,2
Годовое увеличение доходов от эксплуатации автомобиля, руб.	7640
Общий годовой экономический эффект от эксплуатации автомобиля, руб.	11600

С учётом изготовленных ОАО «КАМАЗ» в 2014 г. 32,5 тыс. двигателей годовая экономия составила 377 млн руб. Приведённые значения можно считать минимальными, так как они не учитывают повышение наработки двигателей до ремонта.

#### 5.4 Выводы

1. Получена зависимость средней глубины усталостной трещины от наработки двигателя. Эта зависимость была использована при разработке алгоритма дефектоскопии коленчатого вала.

2. Усовершенствован технологический процесс восстановления коленчатых валов двигателей КамАЗ-740. Разработан алгоритм дефектоскопии коленчатых

валов, который позволил снизить их выбраковку из-за усталостных трещин на 21 % и как следствие – уменьшить удельные затраты на себестоимость перевозок на 0,025 руб./км.

Себестоимость восстановления коленчатых валов составила 8,2 % от стоимости новых, вторичный ресурс – не менее 80 %.

3. За счёт снижения затрат на обеспечение работоспособности двигателей вследствие сокращения выбраковки коленчатых валов из-за усталостных разрушений и затрат на снижение простоев автомобилей в ремонте годовой экономический эффект составил 11600 руб.

## ОБЩИЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. В работе решена актуальная научно-практическая задача повышения ремонтпригодности коленчатых валов и снижения затрат на обеспечение их работоспособности за счёт совершенствования технологии их восстановления при наличии усталостных разрушений, доля которых по результатам литературного обзора и практических наблюдений составляет 43 %.

2. Обоснован основной показатель степени усталостного разрушения коленчатого вала в виде глубины усталостной трещины и установлена аналитическая зависимость её от наработки коленчатого вала в форме экспоненциальной зависимости вероятностного характера (3.39).

3. Установлен средний пробег автомобиля с двигателем КамАЗ-740 до первого перешлифовывания коленчатого вала при наличии усталостных разрушений его рабочих поверхностей, составивший 60–80 тыс. км.

4. Экспоненциальная зависимость изменения глубины усталостной трещины на рабочих поверхностях коленчатого вала от наработки двигателя с высокой степенью тесноты связи (0,8) подтверждена экспериментальными данными.

5. Усовершенствованы технологический процесс восстановления коленчатого вала при наличии усталостных трещин на основе разработанного алгоритма дефектоскопии и структура его эксплуатационно-ремонтного цикла. Себестоимость восстановления коленчатого вала по усовершенствованной технологии составила 8,5 % от стоимости нового. В результате обеспечивается вторичный ресурс вала не менее 80 %.

6. За счёт снижения затрат на обеспечение работоспособности двигателей вследствие сокращения выбраковки коленчатых валов из-за усталостных разрушений и затрат на простои автомобилей в ремонте годовой экономический эффект составил 11600 руб.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Авдонькин, Ф. Н.* Оптимизация изменения технического состояния автомобиля / Ф. Н. Авдонькин. – М. : Транспорт, 1993. – 352 с.
2. *Авдонькин, Ф. Н.* Текущий ремонт автомобилей / Ф. Н. Авдонькин. – М. : Транспорт, 1978. – 269 с.
3. *Авдонькин, Ф. Н.* Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей / Ф. Н. Авдонькин. – М. : Транспорт, 1985. – 215 с.
4. *Авдонькин, Ф. Н.* Надёжность и эффективность автомобилей КамАЗ / Ф. Н. Авдонькин, А. С. Денисов, А.А. Макушин // Автомобильная промышленность. – 1986. – № 5. – С. 21–22.
5. Автомобили КамАЗ : техническое описание и инструкция по эксплуатации. – М. : Машиностроение, 1990. – 447 с.
6. *Андрианов, Ю. П.* Определение причин проворачивания вкладышей подшипников коленчатого вала дизеля лесовозного автомобиля / Ю. П. Андрианов, М. А. Григорьев, Б. М. Бунаков // Химия и технология топлив и масел. – 1976. – № 3. – С. 45–48.
7. *Анискин, Л. Г.* Исследование подачи смазки в коренные подшипники двигателя ЗИЛ-130 на пусковых режимах / Л. Г. Анискин, Б. В. Иванов, Э. Р. Рунг // Науч. тр. Челябинского политехн. ин-та. – 1972. – Вып. 106. – С. 153–158.
8. *Аршинов, В. Д.* Ремонт двигателей ЯМЗ / В. Д. Аршинов, В. К. Зорин, Г. И. Созинов. – М. : Транспорт, 1978. – 310 с.
9. *Баженов, С. П.* Основы эксплуатации и ремонта автомобилей и тракторов / С. П. Баженов, Б. Н. Казьмин, С. В. Носов. – М. : Академия, 2007. – 336 с.
10. *Басков, В. Н.* Эксплуатационные факторы и надёжность автомобиля / В. Н. Басков, А. С. Денисов ; Сарат. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2003. – 269 с.

11. *Буравцев, С. К.* Повышение надёжности шатунных подшипников коленчатых валов двигателей / С. К. Буравцев, Б. К. Буравцев // Двигателестроение. – 1983. – № 3. – С. 3–7.
12. *Быков, В. Г.* Причины необратимых формоизменений тонкостенных вкладышей и пути повышения надёжности подшипников высоконагруженных дизелей / В. Г. Быков, М. А. Салтыков, М. Н. Горбунов // Двигателестроение. – 1980. – № 6. – С. 34–37.
13. *Вайнберг, Дж.* Статистика / Дж. Вайнберг, Дж. Шумекер. – М. : Статистика, 1979. – 389 с.
14. *Вентцель, Е. С.* Теория вероятностей / Е. С. Вентцель. – М. : Высш. шк., 1999. – 476 с.
15. *Венцель, С. В.* Применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания / С. В. Венцель. – М. : Химия, 1979. – 240 с.
16. *Венцель, С. В.* Смазка и долговечность двигателей внутреннего сгорания / С. В. Венцель. – Киев. : Техника, 1977. – 207 с.
17. *Вознесенский, В. А.* Планирование эксперимента в технико-экономических исследованиях / В. А. Вознесенский. – М. : Финансы и статистика, 1981. – 263 с.
18. *Воскресенский, В. А.* Расчёт и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка) : справочник / В. А. Воскресенский, В. И. Дьяков. – М. : Машиностроение, 1980. – 224 с.
19. Восстановление деталей силового агрегата КамАЗ-740.11-240 (EURO-1) / Р. А. Азаматов [и др.] ; под ред. А. С. Денисова. – Набережные Челны : КамАЗтехобслуживание, 2007. – 307 с.
20. Восстановление деталей автомобиля КамАЗ / Р. А. Азаматов [и др.]. – Набережные Челны : КамАЗ, 1994. – 215 с.
21. *Гаркунов, Д. Н.* Триботехника : учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / Д. Н. Гаркунов. – М. : Машиностроение, 1989. – 224 с.

22. *Говорущенко, Н. Я.* Техническая эксплуатация автомобилей / Н. Я. Говорущенко. – Харьков : Вища шк., 1984. – 312 с.
23. *Горохов, В. А.* Ремонт и восстановление коленчатых валов / В. А. Горохов, П. А. Руденко. – М. : Колос, 1978. – 159 с.
24. *Григорьев, М. А.* Износ и долговечность автомобильных двигателей / М. А. Григорьев, Н. Н. Пономарёв. – М. : Машиностроение, 1976. – 248 с.
25. *Григорьев, М. А.* Обеспечение надёжности двигателей / М. А. Григорьев, В. А. Долецкий. – М. : Изд-во стандартов, 1978. – 324 с.
26. *Григорьев, М. А.* Очистка масла в двигателях внутреннего сгорания / М. А. Григорьев. – М. : Машиностроение, 1983. – 148 с.
27. *Гурвич, И. Б.* Долговечность автомобильных двигателей / И. Б. Гурвич. – М. : Машиностроение, 1967. – 103 с.
28. *Гурвич, И. Б.* Эксплуатационная надёжность автомобильных двигателей / И. Б. Гурвич, П. Э. Сыркин, В. И. Чумак. – М. : Транспорт, 1994. – 144 с.
29. *Дажин, В. Г.* Методы оценки надёжности восстановленных деталей / В. Г. Дажин // Вестник машиностроения. – 1976. – № 6. – С. 11–14.
30. *Дажин, В.* Проблемы ремонта двигателей КамАЗ / В. Дажин, Г. Таруленков, В. Лукашевич // Автомобильный транспорт. – 1987. – № 10. – С. 49–51.
31. *Данилов, И. К.* Моделирование и оптимизация структуры эксплуатационно-ремонтного цикла ДВС / И. К. Данилов ; Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2004. – 110 с.
32. *Денисов, А. С.* Анализ причин эксплуатационных разрушений шатунных вкладышей двигателей КамАЗ-740 / А. С. Денисов, А. Т. Кулаков // Двигательное строительство. – 1981. – № 9. – С. 37–40.

33. *Денисов, А. С.* Оценка ремонтпригодности коленчатых валов двигателей КАМАЗ и пути ее повышения / А. С. Денисов, Р. К. Галиев, А. Т. Кулаков // Научное обозрение. – 2015. – № 4. – С. 41–43.

34. *Денисов, А. С.* Восстановление шатунов автотракторных двигателей / А. С. Денисов, А. Р. Асоян, В. М. Юдин ; Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2008. – 100 с.

35. *Денисов, А. С.* Изменение технического состояния двигателей в межремонтном периоде / А. С. Денисов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1982. – № 9. – С. 47–49.

36. *Денисов, А. С.* Изменение технического состояния двигателей при эксплуатации в доремонтном периоде / А. С. Денисов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1982. – № 8. – С. 47–50.

37. *Денисов, А. С.* Изменение условий смазки шатунных подшипников в процессе эксплуатации автомобильного дизеля / А. С. Денисов, А. Т. Кулаков // Двигателестроение. – 1986. – № 4. – С. 44–46.

38. *Денисов, А. С.* Корректирование ресурса двигателей в зависимости от сочетания эксплуатационных факторов / А. С. Денисов, В. Н. Басков // Двигателестроение. – 1984. – № 9. – С. 30–33.

39. *Денисов, А. С.* Обеспечение надёжности автотракторных двигателей / А. С. Денисов, А. Т. Кулаков ; Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2007. – 422 с.

40. *Денисов, А. С.* Основы методики инженерного эксперимента : учеб. пособие / А. С. Денисов, В. Н. Басков ; Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2012. – 84 с.

41. *Денисов, А. С.* Основы формирования эксплуатационно-ремонтного цикла автомобилей / А. С. Денисов ; Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 1999. – 352 с.



42. *Денисов, А. С.* Практикум по технической эксплуатации автомобилей : учеб. пособие для студ. учреждений высш. проф. образования / А. С. Денисов, А. С. Гребенников. – М. : Академия, 2012. – 272 с.
43. *Денисов, А. С.* Рациональный срок службы двигателей ЯМЗ-238 / А. С. Денисов, Р. Е. Колосов // Автомобильный транспорт. – 1978. – № 5. – С. 37–39.
44. *Денисов, А. С.* Режим работы и ресурс двигателей / А. С. Денисов, В. Е. Неустроев. – Саратов : Изд-во Сарат. ун-та, 1981. – 112 с.
45. *Денисов, А. С.* Целесообразность предупредительного ремонта двигателей ЯМЗ-238НБ / А. С. Денисов, Ф. Н. Авдоськин // Техника в сельском хозяйстве. – 1977. – № 6. – С. 70–73.
46. *Денисов, А. С.* Что даёт предупредительный ремонт? / А. С. Денисов, П. С. Беликов, И. К. Данилов // Автомобильный транспорт. – 1990. – № 5. – С. 35–37.
47. *Денисов, А. С.* Эффективный ресурс двигателей / А. С. Денисов. – Саратов : Изд-во Сарат. ун-та, 1983. – 108 с.
48. *Дерягин, Б. В.* Что такое трение? / Б. В. Дерягин. – М. : Изд-во АН СССР, 1963. – 227 с.
49. *Долецкий, В. А.* Комплексная система управления качеством на ЯМЗ / В. А. Долецкий // Стандарты и качество. – 1973. – № 1. – С. 36–41.
50. *Доценко, Н. И.* Восстановление коленчатых валов автоматической наплавкой / Н. И. Доценко. – М. : Транспорт, 1965. – 67 с.
51. *Дроздов, Ю. Н.* Прикладная трибология (трение, износ, смазка) / Ю. Н. Дроздов, Е. Г. Юдин, А. И. Белов ; под ред. Ю. Н. Дроздова. – М. : Эко-Пресс, 2010. – 40 с.
52. *Дьячков, А. К.* Трение, износ и смазка в машинах / А. К. Дьячков. – М. : Изд-во АН СССР, 1958. – 123 с.
53. *Дюмин, И. Е.* Ресурс автомобильных двигателей и повышение эффективности его использования / И. Е. Дюмин // Автомобильный транспорт. – 1983. – № 2. – С. 34–37.

54. *Ермолов, Л. С.* Основы надёжности сельскохозяйственной техники / Л. С. Ермолов, В. М. Кряжков, В. Е. Черкун. – М. : Колос, 1982. – 271 с.
55. *Ефремов, В. В.* Ремонт автомобиля. Ч. 1 / В. В. Ефремов. – М.-Л. : Гос-трансиздат, 1936. – 536 с.
56. *Ждановский, Н. С.* Диагностика автотракторных дизелей / Н. С. Ждановский, А. В. Алилуев, А. В. Николаенко. – Л. : Колос, 1977. – 264 с.
57. *Ждановский, Н. С.* Надёжность и долговечность автотракторных двигателей / Н. С. Ждановский, А. В. Николаенко. – Л. : Колос, 1981. – 295 с.
58. *Зайдель, А. Н.* Экспериментальная оценка ошибок измерений / А. Н. Зайдель. – Л. : Наука, 1968. – 153 с.
59. *Зайцев, А. К.* Основы учения о трении, износе и смазке машин / А. К. Зайцев. – М.-Л. : Машгиз, 1947. – Ч. 1. – 256 с. ; Ч. 2. – 220 с.
60. *Зеленцов, В. В.* Основы технологии производства и ремонта автомобилей : учеб. пособие. Ч. 5 / В. В. Зеленцов ; НГТУ. – Н. Новгород, 2009. – 112 с.
61. *Исавнин, Г. С.* Подшипники скольжения автомобильных двигателей / Г. С. Исавнин, П. С. Ермолаев, А. В. Лысых. – М. : НИИНавтопром, 1969. – 53 с.
62. *Канарчук, В. Е.* Долговечность и износ двигателей при динамических режимах работы / В. Е. Канарчук. – Киев : Наукова думка, 1978. – 256 с.
63. *Карасёв, А. И.* Теория вероятностей и математическая статистика / А. И. Карасёв. – М. : Статистика, 1970. – 344 с.
64. *Карпов, Л. И.* Диагностика и техническое обслуживание тракторов и комбайнов / Л. И. Карпов. – М. : Колос, 1972. – 320 с.
65. *Касич, П. Д.* Исследование системы смазки двигателей ЯМЗ / П. Д. Касич // Труды семинара по очистке воздуха, масла и топлива с целью увеличения долговечности двигателей. – М. : ОНТЭИ, 1970. – Вып. 10 ; Кн. 1. – С. 90–100.

66. *Колосов, Р. Е.* Оптимальные сроки замены вкладышей коленчатого вала и поршневых колец двигателей ЯМЗ / Р. Е. Колосов, А. С. Денисов // *Автомобильная промышленность*. – 1978. – № 3. – С. 5–7.
67. *Коровчинский, М. В.* Теоретические основы работы подшипников скольжения / М. В. Коровчинский. – М. : Машгиз, 1959. – 403 с.
68. *Костецкий, Б. И.* Сопротивление изнашиванию деталей машин / Б. И. Костецкий. – Киев : Машгиз, 1959. – 478 с.
69. *Кошкин, К.* Исследование зазора в коренных подшипниках двигателей ЗИЛ-130 / К. Кошкин, Э. Финкельштейн, А. Липкинд // *Автомобильный транспорт*. – 1971. – № 12. – С. 27–29.
70. *Кошкин, К.* Работоспособность шатунных подшипников / К. Кошкин, Э. Финкельштейн, А. Липкинд // *Автомобильный транспорт*. – 1972. – № 1. – С. 29–30.
71. *Крагельский, И. В.* Основы расчётов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М. : Машиностроение, 1977. – 526 с.
72. *Крагельский, И. В.* Трение и износ / И. В. Крагельский. – М. : Машиностроение, 1968. – 482 с.
73. *Кузнецов, Е. С.* Управление технической эксплуатацией автомобилей / Е. С. Кузнецов. – М. : Транспорт, 1990. – 272 с.
74. *Кузьмин, Н. А.* Научные основы процессов изменения технического состояния автомобилей / Н. А. Кузьмин, Г. В. Борисов ; НГТУ. – Н. Новгород, 2012. – 270 с
75. *Кузьмин, Н. А.* Процессы и закономерности изменения технического состояния автомобилей в эксплуатации : учеб. пособие / Н. А. Кузьмин ; НГТУ. – Н. Новгород, 2002. – 142 с.
76. *Кулаков, А. Т.* Особенности эксплуатации, обслуживания и ремонта силовых агрегатов грузовых автомобилей : учеб. пособие / А. Т. Кулаков, А. С. Денисов, А. А. Макушин. – М. : Инфра-Инженерия, 2013. – 432 с.

77. *Лукинский, В. С.* Модели и алгоритмы управления обслуживанием и ремонтом автотранспортных средств / В. С. Лукинский, Е. И. Зайцев, В. И. Бережной. – СПб. : Пб ГИЭА, 1997. – 95 с.

78. *Лукинский, В. С.* Надёжность автомобильных двигателей КамАЗ в рядовой эксплуатации / В. С. Лукинский, В. Ю. Новодворский, В. С. Соколов // Двигателестроение. – 1983. – № 11. – С. 34–36.

79. *Лукинский, В. С.* Об оценке ресурса автомобильного двигателя по техническому критерию / В. С. Лукинский // Автомобильная промышленность. – 1981. – № 1. – С. 5–6.

80. *Лукинский, В. С.* Определение надёжности автомобильных двигателей / В. С. Лукинский. – М. : НИИНавтопром, 1982. – 42 с.

81. *Макаров, М.* Предупредительная замена вкладышей подшипников коленчатого вала дизелей / М. Макаров, Ю. Радин // Автомобильная промышленность. – 1975. – № 7. – С. 35–37.

82. *Макушин, А. А.* Исследование условий работы подшипников коленчатого вала двигателя / А. А. Макушин, А. Т. Кулаков, А. С. Денисов // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2010. – № 3. – С. 36–42.

83. *Малахов, А. В.* Централизованный ремонт агрегатов автомобилей по техническому состоянию : обзор. информ. / А. В. Малахов, А. С. Спиринов ; ЦБНТИ М-ва автомоб. трансп. РСФСР. – М. : Автомобильный транспорт, 1986. – 67 с. – (Серия 4. Техн. экпл. и рем. автомоб. ; вып. 1).

84. *Меламедов, И. М.* Физические основы надёжности (Введение в физику отказов) / И. М. Меламедов. – Л. : Энергия, 1970. – 152 с.

85. *Межецкий, Г. Д.* Сопротивление материалов : учебник для вузов по машиностроительным специальностям / Г. Д. Межецкий, Г. Г. Загребин, Н. Н. Решетник. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Дашков и К, 2013. – 432 с.

86. *Михлин, В. М.* Управление надёжностью сельскохозяйственной техники / В. М. Михлин. – М. : Колос, 1984. – 335 с.

87. *Мишин, И. А.* Долговечность двигателей / И. А. Мишин. – Л. : Машиностроение, 1976. – 280 с.
88. *Морозов, А. Х.* Техническая диагностика в сельском хозяйстве / А. Х. Морозов. – М. : Колос, 1979. – 207 с.
89. Моторные масла. Производство. Свойства. Классификация. Применение / Р. Балтенас [и др.]. – М. ; СПб. : Альфа-Лаб., 2000. – 272 с.
90. Надёжность и долговечность машин / Б. И. Костецкий [и др.]. – Киев : Техника, 1975. – 408 с.
91. Наплавка под флюсом коленчатых валов двигателей ГАЗ-51 и ЗИЛ-120 / В. А. Наливкин [и др.] // Автоматическая сварка. – 1965. – № 2.
92. *Николаенко, А. В.* Повышение эффективности и использования тракторных дизелей в сельском хозяйстве / А. В. Николаенко, В. Н. Хватов. – Л. : Агропромиздат, 1986. – 191 с.
93. Обеспечение качества коленчатого вала автомобильного дизеля / В. Н. Никишин [и др.] // Вестник Саратов. гос. техн. ун-та, 2006. – № 4. – С. 69–76.
94. Обеспечение работоспособности подшипников коленчатого вала автомобильных дизелей / Б. С. Антропов [и др.] // Двигателестроение. – 2004. – № 3. – С. 29–32.
95. *Орлов, П. И.* Основы конструирования. Т. 1 / П. И. Орлов. – М. : Машиностроение, 1977. – 618 с.
96. *Орлов, П. И.* Основы конструирования. Т. 2 / П. И. Орлов. – М. : Машиностроение, 1977. – 573 с.
97. Основы трибологии (трение, износ, смазка) : учебник для технических вузов / под ред. А. В. Чичинадзе. – М. : Наука и техника, 1995. – 778 с.
98. Повышение долговечности транспортных машин / В. А. Бондаренко [и др.]. – М. : Машиностроение, 1999. – 144 с.
99. Повышение надёжности дизелей ЯМЗ и автомобилей КраЗ / под ред. Н. С. Ханина. – М. : Машиностроение, 1974. – 288 с.

100. Подшипники из алюминиевых сплавов / Н. А. Буше [и др.]. – М. : Транспорт, 1974. – 256 с.

101. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта / Мин-во автомобильного транспорта РСФСР. – М. : Транспорт, 1986. – 73 с.

102. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. Ч. II (нормативная) : Автомобили семейства КамАЗ. ПО-200-РСФСР-12-0115-87. – М. : Минавтотранс РСФСР, 1987. – 92 с.

103. *Попык, К. Г.* Автомобильные и тракторные двигатели / К. Г. Попык, К. И. Сидорин, А. В. Костров. – М. : Высш. шк., 1976. – 280 с.

104. Применение наноразмерных материалов при эксплуатации ДВС / В. В. Сафонов [и др.] ; Сарат. гос. агр. ун-т. – Саратов, 2006. – 99 с.

105. Причины и устранение случаев задира и проворачивания вкладышей подшипников коленчатого вала автомобильного дизеля КамАЗ / В. Н. Барун [и др.] // Двигателестроение. – 1983. – № 4. – С. 3–5.

106. *Прокопьев, В. Н.* К вопросу о долговечности подшипников коленчатого вала двигателей ЗИЛ-130 / В. Н. Прокопьев, В. В. Иванов, Э. Р. Рунг // Автомобильная промышленность. – 1974. – № 6. – С. 9–10.

107. *Прокопьев, В. Н.* Определение характеристик смазочного слоя нагруженного подшипника конечной длины / В. Н. Прокопьев // Науч. тр. Челяб. политехн. ин-та. – Челябинск, 1972. – Вып. 106. – С. 159–166.

108. *Прокопьев, В. Н.* Расчёт нагруженности подшипников скольжения двигателей внутреннего сгорания / В. Н. Прокопьев // Науч. тр. Челяб. политехн. ин-та. – Челябинск, 1970. – Вып. 87. – С. 54–64.

109. *Проников, А. С.* Надёжность машин / А. С. Проников. – М. : Машиностроение, 1978. – 592 с.

110. *Пустыльник, Е. И.* Статистические методы анализа и обработки наблюдений / Е. И. Пустыльник. – М. : Наука, 1968. – 288 с.
111. Пути наиболее полного использования ресурса двигателей ЯМЗ-240Б / А. С. Денисов [и др.] // Двигателестроение. – 1979. – № 8. – С. 35–40.
112. *Розенберг, Ю. А.* Влияние смазочных масел на надёжность и долговечность машин / Ю. А. Розенберг. – М. : Машиностроение, 1970. – 312 с.
113. Руководство по ремонту и техническому обслуживанию автомобилей КамАЗ. – М. : РусьАвтоткнига, 2001. – 288 с.
114. Руководства по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту. Двигатели КамАЗ: 740.11-240, 740.13-260, 740.14-300, 740.30-260, 740.50-360, 740.57-320, 740.50-3901001КД. – Набережные Челны : ОАО «КамАЗ», 2002. – 247 с.
115. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту двигателей КамАЗ 740.30-260 и 740.31-240. – Набережные Челны : ОАО «КамАЗ», 2004. – 138 с.
116. *Румшицкий, Л. З.* Математическая обработка результатов эксперимента / Л. З. Румшицкий. – М. : Наука, 1971. – 192 с.
117. *Румянцев, С. И.* Ремонт автомобилей / под ред. С. И. Румянцева. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1986. – 326 с.
118. *Синельников, А. Ф.* Экспериментальное исследование теплового состояния коренных подшипников коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 / А. Ф. Синельников // Тр. Моск. автодор. ин-та. – 1973. – Вып. 58. – С. 30–35.
119. *Слабов, Е.* Необходимость предупредительного ремонта двигателей ЯМЗ-238 / Е. Слабов, М. Григорьев // Автомобильный транспорт. – 1971. – № 5. – С. 24–25.
120. *Смирнов, В. Г.* Повышение долговечности деталей автомобильных двигателей за счёт совершенствования конструкции систем смазки / В. Г. Смирнов, Б. Н. Лучинин. – М. : НИИНавтопром, 1980. – 59 с.

121. *Снеговский, Ф. П.* Расчёт и конструирование подшипников скольжения / Ф. П. Снеговский. – Киев : Техника, 1974. – 100 с.
122. *Сомов, В. А.* Повышение моторесурса и экономичности дизелей / В. А. Сомов. – Л. : Машиностроение, 1967. – 194 с.
123. *Степанов, А. Г.* Технологии и средства повышения долговечности коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания оптимальным использованием ремонтного припуска : дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.03 : защищена 10.10.2003 : утв. 09.01.2004 / Степанов А. Г. – М., 2003. – 394 с.
124. *Суркин, В. И.* Оптимизация параметров шатунного подшипника тракторного дизеля / В. И. Суркин, Г. П. Попов // Двигателестроение. – 1984. – № 3. – С. 41–43.
125. *Сыркин, П. Э.* Условия подвода смазки и повышение надёжности шатунных подшипников двигателей / П. Э. Сыркин, Б. Д. Нурмухамедов, А. А. Кузьмин // Автомобильная промышленность. – 1976. – № 8. – С. 7–9.
126. *Тартаковский, И. Б.* Капитальный ремонт быстроходных дизелей / И. Б. Тартаковский, Н. П. Волошкин, В. Я. Попов. – М. : Машиностроение, 1971. – 480 с.
127. Теоретический анализ изменения напряжённо-деформированного состояния коленчатого вала в процессе эксплуатации / А. С. Денисов [и др.] // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2010. – № 9. – С. 47–51.
128. Техническая эксплуатация автомобилей / под ред. Е. С. Кузнецова. – М. : Транспорт, 1991. – 413 с.
129. Типовые нормы времени на ремонт грузовых автомобилей в условиях автотранспортных предприятий. – М. : Экономика, 1989. – 299 с.
130. *Титунин, Б. А.* Ремонт автомобилей КамАЗ / Б. А. Титунин, М. Г. Старостин, В. М. Мушниченко. – Л. : Агропромиздат, 1987. – 288 с.
131. Трение, изнашивание и смазка : справочник. Кн. 1. – М. : Машиностроение, 1978. – 399 с.



132. Трение, изнашивание и смазка : справочник. Кн. 2. – М. : Машиностроение, 1979. – 358 с.
133. Увеличение ресурса машин технологическими методами. – М. : Машиностроение, 1978. – 216 с.
134. *Федотов, А. И.* Диагностика автомобиля : учебник для вузов. – Иркутск : Изд-во ИрГТУ, 2012. – 468 с.
135. *Федотов, А. И.* Математическое моделирование процессов функционирования автомобилей : учеб. пособие / А. И. Федотов, А. В. Бойко. – Иркутск : Изд-во ИрГТУ, 2012. – 114 с.
136. *Цой, И. М.* Влияние исходного давления масла на износ подшипников коленчатого вала / И. М. Цой, И. Б. Гурвич, Л. П. Вопилов // Автомобильная промышленность. – 1969. – № 5. – С. 3–5.
137. *Черепанов, С. С.* Техническое обслуживание и ремонт машин в сельском хозяйстве / С. С. Черепанов. – М. : Колос, 1978. – 288 с.
138. *Черноиванов, В. И.* Организация и технология восстановления деталей машин / В. И. Черноиванов. – М. : Агропромиздат, 1989. – 336 с.
139. *Чихос, Х.* Системный анализ в трибонике / Х. Чихос. – М. : Мир, 1982. – 351 с.
140. *Чичинадзе, А. В.* Расчёт, испытание и подбор фрикционных пар / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, А. Г. Гинзбург. – М. : Наука, 1979. – 268 с.
141. *Шадричев, В. А.* Основы технологии автостроения и ремонт автомобилей / В. А. Шадричев. – Л. : Машиностроение, 1976. – 560 с.
142. *Шаронов, Г. П.* Применение присадок к маслам для ускорения приработки двигателей / Г. П. Шаронов. – М. : Химия, 1965. – 222 с.
143. *Шейнин, А. М.* Методы определения и поддержания надёжности автомобилей в эксплуатации / А. М. Шейнин. – М. : Транспорт, 1968. – 98 с.
144. *Шейнин, А. М.* Основные принципы управления надёжностью машин в эксплуатации / А. М. Шейнин. – М. : Знание, 1977. – Вып. 1. – 97 с. ; вып. 2. – 42 с.

145. Эксплуатационная надёжность сельскохозяйственных машин / под ред. В. Д. Аниловича. – Минск : Урожай, 1974. – 263 с.
146. Якунин, Н. Н. Методологические основы контроля и управления техническим состоянием автомобилей в эксплуатации / Н. Н. Якунин. – М. : Машиностроение, 2003. – 178 с.
147. Archard, J. F. Elastic Deformation and the Laws of Friction / J. F. Archard // Proc. Roy. Soc. Ser. A. – 1957. – Vol. 243. – N 1233. – P. 190–205.
148. Barysz, I. Zvyšovanie spoľahlivosti a zivomosti dynamicky zatazenych klznych lozisk / I. Barysz, L. Cilik // 8 Vedecka konferencia VSDS, Seccia 3 Dopravna technika. – Zilina, 1988. – S. 21–24.
149. Barwell, F. T. Tribology in production / F. T. Barwell // Product Eng. (Or. Brit). – 1972. – № 7. – P. 263–271.
150. Bowden, P. P. The Friction and Lubrication of Solids / P. P. Bowden, D. Tabor. – Oxford at the Clarendon Press, 1964. – P. 544.
151. Cocks, M. Sliding Contacts in Rolling Bearing / M. Cocks, T. E. Tallian // ASLE Trans. – 1971. – Vol. 14. – № 1. – P. 32.
152. Johnson, G. Failure of components / G. Johnson // Automobile Engineers. – 1996. – March. – P. 108–111.
153. Krause, H. R. Tribomechanical Reaction in the Friction and Wearing Process of Iron / H. R. Krause // Wear. – 1971. – Vol. 18. – № 3. – P. 403–412.
154. Martin, F. A. Developments in engine bearings / F. A. Martin // Tribol Retiproc. Engines. Proc. 9-th Leeds-Lyon Symp. Tribol 7–10 sept. 1982. – P. 9–28.
155. Moore, D. F. Principles and Applications of Tribology / D. F. Moore // Pergamon Inter. Library, 1975. – 272 p.
156. Rabinowicz, E. Friction and Wear of Materials. I. Wiley / E. Rabinowicz. – New York, 1965. – 244 p.
157. Schilling, A. Les huiles pour Motuvs et le graissage des Moteuvs / A. Schilling. – Т. П. – 1962.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

### Технико-экономическое обоснование технологии восстановления коленчатых валов

Технико-экономическую эффективность и себестоимость  $C_B$  восстановления шеек коленчатого вала двигателя КамАЗ-740 по предложенной технологии рассчитывали с помощью принятых методик. При этом должно выполняться условие:

$$C_B < C_{\text{нов}} \quad (1)$$

Себестоимость восстановления определяли по укрупнённой методике [102] на основании установленных общемашиностроительных нормативов [103].

Состав необходимого оборудования и его стоимость в соответствии с данными ООО «Нестандартные решения» и «Промышленные объявления» [95, 107, 117] приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Оборудование и инвентарь

Наименование операции	Оборудование и инвентарь	Габаритные размеры оборудования на участке в плане, мм	Стоимость, тыс. руб.
Моечная	Специальная моечная установка	900×600	20
Слесарная	Углошлифовальная машина, модель AG125B, мощность 900 Вт	–	1,2
Дефектовочная	Магнитный дефектоскоп, модель ДМП-2	1500×600	50

Наименование операции	Оборудование и инвентарь	Габаритные размеры оборудования на участке в плане, мм	Стоимость, тыс. руб.
Термическая	Специальная пропановая горелка	–	4
	Инфракрасный термометр MS6530 компании MASTECH с диапазоном 51...537 °С	–	3
Наплавочная	Специальная установка для наплавки коленчатых валов на базе станка модели 1K62 с наплавочной головкой А-580М и источником питания дуги ВДУ-506	3200×900	300
Термическая	Термическая печь СШО 5,0.5,0.10,0/5,0	1030×920	120
Шлифовальная	Станок для шлифования коленчатых валов, модель 3А423	3200×1600	1000
Слесарная	Электрическая дрель, модель НРD-501 (HANDER)	–	0,8
Прессовая	Специальный пресс для правки коленчатых валов	1500×600	40
Слесарная, контрольная, упаковочная	Слесарный верстак	1200×600	5
Балансировочная	Станок для балансировки коленчатых валов, модель СБД 300-Р	1600×950	160
Итого		13,53м <sup>2</sup>	1704

Общую площадь участка определяли по формуле

$$F_{\text{уч}} = F_{\text{об}} K_{\text{п}}, \quad (2)$$

где  $F_{\text{об}}$  – площадь оборудования,  $F_{\text{об}} = 13,53 \text{ м}^2$ ;

$K_{\text{п}}$  – коэффициент плотности расстановки оборудования,  $K_{\text{п}} = 4,5$ .

Отсюда

$$F_{\text{уч}} = 13,53 \cdot 4,5 \approx 61 \text{ м}^2.$$

Затраты времени и электроэнергии на восстановление коленчатых валов по предлагаемой технологии представлены в таблице 2.

Стоимость 1 кВт·ч составила 5,0 руб. (данные 2015 г.).

Таблица 2 – Затраты времени и электроэнергии

Наименование операции	Мощность, кВт	Время, ч	Затраты, руб.
Моечная	–	0,25	–
Слесарная	0,9	0,1	0,45
Дефектовочная	10	0,25	12,5
Шлифовальная	10	1,5	75,0
Слесарная	0,9	0,2	0,9
Дефектовочная	10	0,25	12,5
Термическая	–	0,5	–
Наплавочная	10	4,5	225,0
Термическая	9,7	2	97,0
Шлифовальная	10	3,5	175,0
Слесарная	0,6	0,5	1,5
Термическая	9,7	1	48,5

Наименование операции	Мощность, кВт	Время, ч	Затраты, руб.
Прессовая	–	0,2	–
Дефектовочная	10	0,25	12,5
Шлифовальная	10	1,5	75,0
Слесарная	–	0,5	–
Балансировочная	1,5	1	7,5
Дефектовочная	10	0,25	12,5
Моечная	–	0,25	–
Контрольная	–	0,3	–
Упаковочная	–	0,3	–
Итого	103,3	19,1	755,85

Следовательно, затраты за год составили 226755 руб.

Стоимость материалов, затраченных на восстановление одного коленчатого вала (цены взяты из прайсов ООО «МеталлПродукт», «ПульсЦен Екатеринбург» и ООО «Барк СПб» 2015 г.) приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Стоимость материалов

Материалы	Расход	Стоимость, руб.
Проволока 1,2 Нп-30ХГСА	4,5 кг	350,0
Флюс АН-348 А	5 кг	400,0
Шлифовальный круг (1 шт. на 5 КВ)	0,2 шт.	900,00
Полировальные ленты (грубая)	0,25 шт.	100,0
Полировальные ленты (тонкая)	0,25 шт.	100,0
Свёрла	0,1 шт.	10,00
Фрезы	0,1 шт.	15,00
Итого		1875,0

Следовательно, годовые затраты на материалы составили 562500 руб.

Стоимость потребляемой воды и водоотведения определяли в соответствии с действующей в 2015 г. ценой  $1\text{ м}^3$  подачи и отведения воды и годовым её расходом  $P_{\text{год}}^{\text{вода}}$ :

$$S_{\text{год}}^{\text{вода}} = C_{\text{отв}}^{\text{вода}} P_{\text{год}}^{\text{вода}}, \text{ руб.}, \quad (3)$$

где  $C_{\text{отв}}^{\text{вода}}$  – цена  $1\text{ м}^3$  воды,  $C_{\text{отв}}^{\text{вода}} = 26,37$  руб.;

$P_{\text{год}}^{\text{вода}}$  – годовой расход воды,  $P_{\text{год}}^{\text{вода}} = 17,7 \text{ м}^3$ .

Отсюда

$$S_{\text{год}}^{\text{вода}} = 26,37 \cdot 17,7 = 466,7 \text{ руб.}$$

Стоимость израсходованной за год тепловой энергии для отопления помещения определяли исходя из принятой для базового периода цены  $1 \text{ Гкал} = 1312,24$  руб.:

$$P_{\text{теп}} = \frac{C_r t V C_{\text{теп}}}{1000000}, \text{ руб.}, \quad (4)$$

где  $C_r$  – норма расхода тепла на  $1 \text{ м}^3$  здания ( $15 \text{ м}^3$ ), ккал/ч;

$t$  – продолжительность отопительного периода,  $t = 4320$  ч;

$V$  – объём отапливаемых помещений,  $\text{м}^3$ ,  $V = 61 \text{ м}^3$ ;

$C_{\text{теп}}$  – цена  $1 \text{ Гкал}$ , руб.

Отсюда

$$P_{\text{теп}} = \frac{15 \cdot 4320 \cdot 61 \cdot 1312,24}{1000000} = 5187,03.$$

Результаты расчётов приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Статьи расходов

Наименование статей расходов	Цена по тарифу	Стоимость, руб.
Водоснабжение и водоотведение, руб./ $\text{м}^3$	26,37	466,7
Отопление, руб./Гкал	1312,24	80046,7
Итого		80513,4

Амортизационные отчисления на основные фонды за год вычисляли по соответствующим нормам от балансовой стоимости каждого объекта:

$$C_{a.o} = \sum_1^m C_{o\phi_i} \frac{П_{н.а}}{100}, \text{ руб.}, \quad (5)$$

где  $C_{o\phi_i}$  – стоимость основных фондов, руб.;

$П_{н.а}$  – норма амортизации, % от балансовой стоимости объекта,

$$П_{н.а} = \frac{100}{D_{ам}}, \%, \quad (6)$$

$D_{ам}$  – срок полезного использования амортизируемого имущества данного .....объекта, для зданий и сооружений – 40 лет, для технологического .....оборудования – 10 лет.

Отсюда

$$П_{здан} = \frac{100}{40} = 2,5\%; \quad П_{обор} = \frac{100}{10} = 10\%.$$

Расчёты приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Отчисления на содержание основных фондов

Наименование	Площадь, м <sup>2</sup>	Высота, м	Стоимость 1 м <sup>3</sup> , руб.	Общая стоимость, руб.	Амортизационные отчисления, руб.
Производственные здания	61	6	3200	1171200	29280
Технологическое оборудование	–	–	–	1704000	170400
Итого				2875200	199680



Годовые затраты на оплату труда работников-повременщиков рассчитывали по формуле:

$$C_{з.п} = N_{раб} S_M \cdot 12, \quad (7)$$

где  $N_{раб}$  – необходимое количество рабочих для достижения проектной мощности участка,  $N_{раб} = 3$  чел.;

$S_M$  – среднемесячный оклад 1 рабочего,  $S_M = 15000$  руб.

Отсюда

$$C_{з.п} = 3 \cdot 15000 \cdot 12 = 540000 \text{ руб.}$$

Единый социальный налог составил 26 % (2015 г.) от оплаты труда:

$$C_{есн} = C_{з.п} \frac{H_{есн}}{100}, \text{ руб.}, \quad (8)$$

где  $H_{есн}$  – ставка единого социального налога.

$$C_{есн} = 540000 \frac{26}{100} = 140400 \text{ руб.}$$

Годовой экономический эффект от использования предлагаемого технологического процесса рассчитывали на примере восстановления коленчатого вала двигателя КамАЗ-740. Стоимость нового – около 100000 руб.

Годовой экономический эффект определяли по выражению [102]:

$$\mathcal{E}_Г = (C_H - C_B) Q_B, \quad (9)$$

где  $C_H$  – стоимость нового коленчатого вала,  $C_H = 100000$  руб.;

$C_B$  – себестоимость восстановления, руб.;

$Q_B$  – годовой объём восстановления,  $Q_B = 300$  шт.

Себестоимость восстановления коленчатого вала рассчитывали по формуле:

$$C_B = C_M + C_{з.п} + C_{д.з.п} + C_{есн} + C_{н.р} + C_{а.о}, \quad (10)$$

где  $C_M$  – стоимость материалов, руб.;

$C_{з.п}$  – основная заработная плата, руб.;

$C_{д.з.п}$  – дополнительная заработная плата,  $C_{д.з.п} = 40\%$  от основной, руб.;

$C_{есн}$  – единый социальный налог, руб.;

$C_{н.р}$  – затраты на электроэнергию, водопотребление, отопление, руб.;

$C_{а.о}$  – амортизационные отчисления на основные фонды;

$$C_B = 562500 + 540000 + 216000 + 140400 + 307268,4 + 199680 = 1965848,4.$$

Следовательно, себестоимость восстановления одного коленчатого вала  $C_B = 6552,83$  руб.

В условиях современной рыночной экономики возникают трудности в определении программы восстановления за год. Однако при условии внедрения предлагаемого технологического процесса на предприятиях автомобильного транспорта можно использовать коэффициент относительной экономической эффективности [102]:

$$K_9 = \frac{Ц_H}{C_B}, \quad (11)$$

$$K_9 = \frac{100000}{6552,83} = 15,26.$$

Отсюда годовой экономический эффект составил

$$Э_Г = (100000 - 6552,83) \cdot 300 = 28034151 \text{ руб.}$$