

Министерство высшего и среднего специального
образования БССР

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Аспирант Чьонг Минь Тяп

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАДНИХ МОСТОВ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ
(О5.195 - Автомобили и тракторы)

Диссертация на русском языке

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

М и н с к 1 9 7 2

Работа выполнена на кафедре "Автомобили" Белорусского ордена Трудового Красного Знамени политехнического института.

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор И.С.Цитович

Официальные оппоненты: доктор технических наук В.М.Семенов, кандидат технических наук, доцент Г.Н.Девойно

Ведущее предприятие - Белорусский орден Трудового Красного Знамени автомобильный завод

Автореферат разослан " ____ " _____ 1972г.

Защита состоится " ____ " _____ 1972г.

На заседании Объединенного Совета по присуждению ученых степеней по механико-технологическим, машиностроительным, автотракторным и торфяным специальностям при Белорусском ордена Трудового Красного Знамени политехническом институте.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института. Отзывы (в 2-х экземплярах) просим направлять по адресу: г.Минск-27, Ленинский проспект, 65, Белорусский политехнический институт, Ученому секретарю Совета.

Ученый секретарь Совета
кандидат технических наук,
доцент

Н.В.КИСЛОВ

В В Е Д Е Н И Е

В настоящее время во Вьетнаме работают тысячи грузовых автомобилей различных типов. Автомобильный транспорт играет очень важную роль как в борьбе против американских империалистов, так и в строительстве социализма.

Одной из важнейших проблем, стоящих в настоящее время перед наукой и промышленностью, является увеличение долговечности и надежности автомобилей.

Решение этой задачи возможно только при наиболее полном использовании свойств материалов, рациональном конструировании деталей, улучшении качества их обработки, сборки, регулировки, улучшении условий эксплуатации.

Задние мосты грузовых автомобилей являются одним из главных агрегатов автомобиля. Они имеют различные схемы привода к ведущим колесам. Изучение и выбор схемы конструкции задних мостов является важным вопросом.

Одновременно изучение долговечности задних мостов в целом и его деталей в отдельности с успехом можно использовать для решения ряда задач по повышению долговечности задних мостов.

Конструкция заднего моста с колесной передачей является наиболее перспективной для грузовых автомобилей с осевой нагрузкой 10-12 тонн и соответствует современным требованиям в развитии конструкции задних мостов автомобилей большой грузоподъемности.

В диссертации дается теоретическое и экспериментальное исследование износостойкости и работоспособности зубчатых колес, подшипников и шлицевых соединений задних мостов автомобиля МАЗ-500 в условиях эксплуатации и в режиме стендовых испытаний.

Г л а в а I. КОНСТРУКЦИЯ ЗАДНИХ МОСТОВ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Одной из задач исследования является определение оптимальной схемы задних мостов грузовых автомобилей большой грузоподъемности. Анализ конструкции задних мостов произведен методом сравнения по результатам математического анализа напряжений и статистического сопоставления параметров основных деталей мостов различной конструкции.

Для обоснования оптимальной схемы заднего моста автомобиля большой грузоподъемности в данной главе приведены основные требования к ведущим мостам и дан теоретический и экспериментальный анализ различных схем задних мостов советских и зарубежных автомобилей.

В результате анализа установлено, что для автомобилей с осевой нагрузкой 9-12 тонн оптимальной является схема заднего моста с одинарной центральной и колесными передачами.

Г л а в а П. ОСНОВНЫЕ ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ЗАДНИХ МОСТОВ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В данной главе приводится анализ основных факторов, влияющих на работоспособность задних мостов: совершенство конструкции; материал деталей и их термическая обработка; совершенство и уровень технологического процесса изготовления деталей (точность обработки, качество поверхности, поле допусков, сборка и регулировка узлов); уровень эксплуатации и технического обслуживания автомобиля (квалификация водителя и соблюдение правил эксплуатации, качество смазочных материалов, климатические условия, режим эксплуатации и т.д.).

В конце главы приведены данные по материалам, из которых изготавливаются основные детали задних мостов в Советском Союзе и США, а так же данные по долговечности деталей задних мостов ряда автомобилей.

Г л а в а Ш. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ЗАДНИХ МОСТОВ МАЗ-500

Теоретический расчет ресурса зубчатых колес и подшипников качения задних мостов автомобиля МАЗ-500 выполнен по методикам, разработанным на кафедре "Автомобили" и в Проблемной лаборатории автомобилей БПИ.

Расчет номинальных напряжений в зубьях шестерен рекомендуется производить по формулам:

$$\sigma_H = \frac{\rho \cdot \sigma_{иц}}{b \cdot m_{нср} \cdot \varphi} \quad \text{по изгибу} \quad (1)$$

и

$$\Pi_H = \frac{\rho \cdot \Pi_1}{b' \cdot \Delta_\delta \cdot \varphi} \quad \text{по контакту} \quad (2)$$

Действительное напряжение определяется по зависимостям

$$\sigma_\delta = \sigma_H \cdot K_\delta \cdot K_K \cdot K_{ТР} \cdot K_\rho \cdot K_o \cdot K_T ; \quad (3)$$

$$\Pi_\delta = \Pi_H \cdot K'_\delta \cdot K'_K \cdot K'_{ТР} \cdot K'_\rho \cdot K'_o \cdot K_T , \quad (4)$$

- где σ_H - номинальное напряжение изгиба, кг/мм²;
 ρ - окружное усилие, кг;
 b - ширина зубчатого колеса у основания зуба, мм;
 $\sigma_{иц}$ - коэффициент изгибного напряжения;
 $m_{нср}$ - нормальный модуль в среднем сечении венца, мм;
 φ - коэффициент вида зуба, учитывающий отличие в напряжениях прямозубых колес и колес с косыми, спиральными и другими зубьями;
 Π_H - номинальное контактное напряжение, кг/мм²;
 Π_1 - коэффициент контактного напряжения;
 b' - контактная ширина пары зацепляющихся зубчатых колес, мм;
 Δ_δ - расчетное межцентровое расстояние, мм;
 σ_δ - действительное изгибное напряжение, кг/мм²;
 Π_δ - действительное контактное напряжение, кг/мм²;
 K_δ и K'_δ - коэффициент динамической нагрузки;
 K_K и K'_K - коэффициент крепления, учитывающий влияние пере-

K_{Tp} и K'_{Tp} - коэффициенты трения, учитывающие материалы контактирующих колес и смазку в контакте;
 K_o и K'_o - коэффициенты обработки, учитывающие обработку выкружки зуба и рабочих профилей;
 K_p и K'_p - коэффициенты, учитывающие длительность нагружения большими крутящими моментами;
 K_T и K'_T - коэффициенты, учитывающие изменение условий работы и свойств металлов при высоких температурах.

Симметричное напряжение изгиба определится по формуле

$$\sigma_{\text{сим}} = \sigma_{\partial} \cdot K_M \quad (5)$$

Определение времени работы зубчатого колеса до выхода из строя S и S' производится согласно зависимостям

$$S = S_{\partial} \cdot \frac{N_{\text{цг}}}{N_{\text{цз}}} \quad (6)$$

$$S' = S'_{\partial} \cdot \frac{N'_{\text{цг}}}{N'_{\text{цз}}} \quad (7)$$

где $N_{\text{цг}}$ и $N'_{\text{цг}}$ - числа циклов действия нагружения, соответствующие $\sigma_{\text{сим}}$ и Π_{∂} , которые определяются по графикам;
 $N_{\text{цз}}$ и $N'_{\text{цз}}$ - эквивалентные числа циклов, соответствующие напряжению $\sigma_{\text{сим}}$ и Π_{∂} , которые должен выдержать зуб оез поломки и выкрашивания, чтобы обеспечить нормируемые пробеги S_{∂} и S'_{∂} .

Определение числа циклов $N_{\text{цз}}$ и $N'_{\text{цз}}$ производилось по двум методам. Первый метод - $N_{\text{цз}}$ и $N'_{\text{цз}}$ определяются методом суммирования усталостных повреждений при работе на всех передачах по формулам:

$$N_{\text{цз}} = N_{\text{цз},k} + N_{\text{цз},k+1} \left(\frac{\sigma_{\text{сим},k+1}}{\sigma_{\text{сим},k}} \right)^m + N_{\text{цз},k+2} \left(\frac{\sigma_{\text{сим},k+2}}{\sigma_{\text{сим},k}} \right)^m + \dots \quad (8)$$

$$N'_{\text{цз}} = N'_{\text{цз},k} + N'_{\text{цз},k+1} \left(\frac{\Pi_{\partial,k+1}}{\Pi_{\partial,k}} \right)^{m'} + N'_{\text{цз},k+2} \left(\frac{\Pi_{\partial,k+2}}{\Pi_{\partial,k}} \right)^{m'} + \dots \quad (9)$$

Показатель степени: $m = 9$ - для цементированных и цинированных зубьев из легированных сталей, $m = 6$ - для нормализованных и улучшенных зубьев при расчете по изгибной усталости;

$m' = 3$ - при расчете зубьев по контактной усталости. Индекс κ присвоен передаче с наибольшим значением $\sigma_{\text{сум}}$, индексы $\kappa+1$, $\kappa+2$ и т.д. - последующим передачам, в порядке убывания $\sigma_{\text{сум}}$.

Второй метод - $N_{\text{цз}}$ определяется на основе использования значения общего эквивалентного пробега

$$N_{\text{цз}} = \frac{1000 \cdot S_{\text{эо}} \cdot a \cdot i_p}{2 \pi z_{\kappa}} \quad , \quad (\text{I0})$$

$$N'_{\text{цз}} = \frac{1000 \cdot S'_{\text{эо}} \cdot a \cdot i_p}{2 \pi z_{\kappa}} \quad , \quad (\text{II})$$

где $S_{\text{эо}}$ и $S'_{\text{эо}}$ - общий эквивалентный пробег

$$S_{\text{эо}} = S_{\text{до}} \cdot K_{\text{по}} \quad ; \quad S'_{\text{эо}} = S_{\text{до}} \cdot K'_{\text{по}}$$

$S_{\text{до}}$ - действительные нормируемые пробеги автомобиля;

$K_{\text{по}}$ и $K'_{\text{по}}$ - коэффициенты пробега при расчете зубьев на выносливость по напряжениям изгиба и контакта;

i_p - передаточное число от рассчитываемого зубчатого колеса к ведущему колесу автомобиля;

z_{κ} - рабочий радиус ведущего колеса автомобиля

Результаты расчета зубчатых колес в условиях эксплуатации приведены в табл.1, в условиях испытаний на стенде - в табл.2.

Расчет долговечности подшипников редуктора заднего моста МА8-500 производился по формуле

$$S_{\text{расч.}} = \frac{Q_{\kappa}^{3,33}}{Q_{\kappa \text{ тр}}^{3,33}} S_{\text{до}} \quad , \quad (\text{I2})$$

где Q_{κ} - кинематическая грузоподъемность рассчитываемого подшипника;

$Q_{\kappa \text{ тр}}$ - требуемая кинематическая грузоподъемность подшипника по заданному нагрузочному режиму

Результаты расчета подшипников показывают, что долговечность подшипников главной передачи № 102308 достигает 364 тыс.км; № 27312 - 197 тыс.км. Подшипники дифференциала № 7515 и 2007I20 имеют долговечность более 500 тыс.км.

Т а б л и ц а I
Расчетные пробеги в километрах до разрушения зубчатых
к о л е с

Наименование : деталей :	По изгибу :		По контакту :	
	метод I :	метод II :	метод I :	метод II :
	км :	км :	км :	км :
Ведущая шестерня главной передачи	$6,9 \cdot 10^6$	$4,6 \cdot 10^6$	$2,1 \cdot 10^6$	$3,45 \cdot 10^6$
Ведомая шестерня главной передачи	$5,94 \cdot 10^6$	$3,72 \cdot 10^6$	$5,7 \cdot 10^6$	$9,15 \cdot 10^6$
Ведущая шестерня колесной передачи	$2,79 \cdot 10^5$	$1,64 \cdot 10^5$	$2,1 \cdot 10^5$	$2,31 \cdot 10^5$
Промежуточная шестерня колесной передачи	$2,98 \cdot 10^5$	$1,78 \cdot 10^5$	$5,95 \cdot 10^5$	$6,5 \cdot 10^5$

Т а б л и ц а 2
Расчетные числа циклов до разрушения зубчатых колес
при стендовых испытаниях

Число зубьев и марка стали	Момент на входе в мост, кгм	$\sigma_{\sigma, 2}$ кг/мм ²	$\sigma_{\text{сум}, 2}$ кг/мм ²	Число циклов	Π_{σ} кг/мм ²	Число
				N_{σ}		циклов N_{σ}
I	2	3	4	5	6	7
	300	43,5	34	6	6,65	$2,8 \cdot 10^7$
I2	350	51,0	39,4	$2 \cdot 10^6$ до ∞	7,70	$1,85 \cdot 10^7$
I2ХНЗА	400	57,0	44,6	$7 \cdot 10^4$	8,84	$1,25 \cdot 10^7$
	300	51,0	40,0	$2 \cdot 10^6$ до ∞	6,70	$2,8 \cdot 10^7$
32	350	57,8	45,4	$7 \cdot 10^5$	7,67	$1,8 \cdot 10^7$
I2ХНЗА	400	66,6	52,0	$2 \cdot 10^5$	8,84	$1,25 \cdot 10^7$
	250	59,7	46,0	$2 \cdot 10^6$ до ∞	12,47	$5,2 \cdot 10^6$
20	300	70,0	54,0	$6 \cdot 10^6$	14,40	$2,7 \cdot 10^6$
20ХНЗА	350	82,4	64,4	$9 \cdot 10^4$	17,40	$1,5 \cdot 10^6$
	250	51,0	51,2	$8 \cdot 10^5$	12,47	$5,2 \cdot 10^6$
I9	300	60,0	60,0	$2 \cdot 10^5$	14,40	$2,7 \cdot 10^6$
20ХНЗА	350	71,0	71,0	$5 \cdot 10^4$	17,40	$1,5 \cdot 10^6$

1	2	3	4	5	6	7
	250	42,20	32,60		5,48	$5,0 \cdot 10^7$
58	300	50,60	34,0		6,56	$2,9 \cdot 10^7$
25ХГТ	350	59,20	45,50	$5,5 \cdot 10^5$	7,67	$1,8 \cdot 10^7$
	400	66,60	51,4	$3,0 \cdot 10^5$	8,66	$1,31 \cdot 10^7$

Г л а в а IV. РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ЗАДНИХ МОСТОВ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

В целях выяснения работоспособности задних мостов грузовых автомобилей МАЗ-500 были подвергнуты осмотру и исследованиям 150 мостов, поступивших в капитальный ремонт в период 1969-1970г.

Мосты поступили в капитальный ремонт после пробега от 80 тыс. до 400 тыс.км. пробега.

Основными деталями ведущих мостов, которые лимитируют долговечность, являются зубчатые колеса и подшипники. Основными видами повреждения шестерен являются: усталостное выкрашивание, отслаивание поверхностного цементированного слоя, сколы, поломки. В чистом виде эти повреждения встречаются весьма редко; обычно наблюдается сочетание нескольких видов повреждений.

Самым распространенным и серьезным видом повреждения зубьев шестерен заднего моста МАЗ-500 является усталостное выкрашивание контактирующих поверхностей и отслаивание цементированного слоя. Оба эти дефекта зачастую сопровождаются сколами на головках и торцах зубьев. Сколы на зубьях ведущих шестерен происходят у торца большого диаметра, что объясняется концентрацией напряжений в местах резких переходов, а так же перераспределением нагрузки вдоль зуба при перекосе шестерни вследствие деформации картера и износа подшипников. Сколы зубьев шестерен колесной передачи и дифференциала часто носят аварийный характер.

Отслаивание цементированного слоя начинается под поверхностью зуба на границе цементированного слоя и сердцевины и происходит обычно после пробегов 90 тыс.км.

Этот дефект не наблюдался при испытании 60 задних мостов МАЗ-500 на стенде при крутящем моменте на входе в мост $M=300-350$ кг.м (что соответствует эксплуатационному режиму при работе на первой передаче).

Это показывает, что причиной такого дефекта, могут быть

наибольшие нагрузки, носящие случайный характер и имеющие небольшую вероятность, возникающие при резком трогании на первой передаче.

Выкрашивание на зубьях нескольких ведущих и ведомых шестерен главной передачи наблюдалось после 120 тыс.км. пробега. У зубьев шестерен колесных передач выкрашивание часто начинается с одной стороны зуба.

На зубьях шестерни колесной передачи и дифференциала наблюдаются пластические деформации. Деформации зубьев ведущей шестерни колесной передачи происходит в результате недостаточной твердости поверхности (HRC=45) и недостатков сборки. Деформация зубьев шестерен дифференциала возникает в результате перенапряженности от перекоса или неправильного зацепления при разрушении втулок сателлитов дифференциала.

Кроме основных видов разрушения зубьев шестерен, задние мосты МАЗ-500 имеют различные виды разрушений других деталей. Так, в дифференциальном механизме слабым звеном являются бронзовые втулки сателлитов. После пробега 120 тыс.км в нескольких случаях наблюдалось перемещение втулок, которые выдвигались при работе к малому торцу сателлита, врезаясь в крестовину. При этом шестерни дифференциала быстро разрушались; иногда происходили поломки сателлитов. Задиры и абразивный износ шеек крестовины приводят к преждевременному разрушению сателлитов и полуосевых шестерен. В некоторых случаях износ после пробега 160 тыс.км достигал 0,82мм на одном торце.

Поломка кожуха полуоси происходит в отдельных случаях после пробега 140 тыс. км. Основной причиной разрушения кожуха является ударная нагрузка при движении автомобиля на неровной дороге. Поломка в большинстве случаев происходит в конце шлицевой части кожуха полуоси.

Виды износа и разрушения подшипников качения в зависимости от вызвавшей их причины имеют обычно различный характер. Выкрашивание часто наблюдается на рабочей поверхности тела качения роликоподшипников колесной передачи. Иногда выкрашивание — у торцов роликов подшипников ступицы колеса. Это объясняется концентрацией напряжений, возникающих около линии контакта поверхности качения роликов и кромки кольца подшипников.

Наряду с определением основных дефектов усталостного и

прочностного характера было проведено исследование износов деталей задних мостов: зубчатых колес и шлицевых соединений. Для исследования износа, зависящего от пробега, был выбран статистический метод.

Шестерни колесной передачи изготовлены из стали 20ХНЗА. Твердость цементированной поверхности зубьев этих шестерен находилась в пределах 56-62 HRC с глубиной цементации 1,0±1,5 мм. В диссертации проводится анализ характера износа по профилю и по длине зуба. Измерение показывает, что износ достигает величины 0,35 мм после пробега 120 тыс.км.

Протекание износа по пробегу при нормальной эксплуатации обычно изображается прямой, т.е. соответствует уравнению:

$$\bar{y}_x = a + bx \quad (I2)$$

где \bar{y}_x -износ, мм;
 x -пробег, км;
 a и b -параметры.

При обработке экспериментальных данных используется уравнение

$$\sum (y - \bar{y}_x)^2 = \min \quad (I3)$$

При этом величины a и b находятся из уравнений:

$$\begin{aligned} \sum ym &= na + b \sum xm & (I4) \\ x \sum ym &= a \sum xm + b \sum x^2 m \end{aligned}$$

Протекание износа во времени для ведущих шестерен колесной передачи в трех диапазонах пробегов определяется уравнениями: Для первого диапазона пробегов (60-130 тыс.км) износ соответствует уравнению

$$\bar{y}_{xI} = -0,045 + 0,0184x \quad (I5)$$

Для второго диапазона пробегов (130-180 тыс.км) износ соответствует уравнению

$$\bar{y}_{xII} = -0,164 + 0,0334x \quad (I6)$$

Для третьего диапазона пробегов (свыше 180 тыс.км) получаем.

$$\bar{y}_{xIII} = -0,37 + 0,1x \quad (I7)$$

Протекание износа шлицев полуоси в зависимости от прогиба имеет два диапазона (для пробегов I - от 60 тыс.км до 140 тыс. и II - свыше 140 тыс.км).

$$\bar{y}_{x_I} = -0,0512 + 0,0346 x, \quad (18)$$

$$\bar{y}_{x_{II}} = -0,21 + 0,048 x \quad (19)$$

Величина износа шлицев полуоси достигает 0,65 мм при 140 тыс.км пробега. Полуоси автомобиля МАЗ-500 выходят из строя, в основном, не от поломки, а от износа шлицев.

Величина износа шлицев кожуха полуоси в зависимости от пробега соответствует уравнению (пробег свыше 60 тыс.км)

$$\bar{y}_x = -0,16 + 0,023 x. \quad (20)$$

Разница в величинах износа после 150 тыс.км достигает 0,25мм в различных условиях сборки и эксплуатации. Средняя величина износа после 150 тыс.км - 0,38мм.

Кожух полуоси преждевременно выходит из строя, в основном, не от износа шлицев, а от поломки.

Режим работы автомобиля в эксплуатационных условиях существенно отличается от режима стендовых испытаний агрегатов. Поэтому эксплуатационный ресурс деталей агрегатов трансмиссии имеет значительно большее рассеивание, чем ресурс при стендовых испытаниях.

В диссертации даны результаты анализа эксплуатационной долговечности деталей задних мостов автомобилей МАЗ-500, поступивших в капитальный ремонт на Минский авторемонтный завод.

Исследование долговечности показало, что рассеивание долговечности (отношение минимального пробега к максимальному) по контактной усталости составляет для ведущей шестерни главной передачи I:9, для сателлитов колесной передачи - I:8, рассеивание долговечности по изгибной усталости для указанных шестерен соответственно составляет I:7 и I:10. Рассеивание долговечности подшипников заднего моста достигает I:9, а рассеивание долговечности оси сателлита - I:7

Результаты исследования показывают, что долговечность по усталости шестерен колесной передачи достигает более 200 тыс. км, а шестеря главной передачи - более 350 тыс.км; долговечность подшипников сателлитов составляет в среднем 130 тыс.км, осей сателлитов - 160 тыс.км.

На основании анализа и статистической обработки результатов исследования 150 задних мостов МАЗ-500 построены кривые распределения долговечности задних мостов, поступивших в капитальный ремонт в период 1969-70г.г. Средний пробег до первого капитального ремонта составляет 175 тыс.км. глава V.

Результаты стендовых испытаний задних мостов грузовых автомобилей анализировались в целях определения причин разрушения шестерен и подшипников. Статистически обработано рассеивание долговечности деталей задних мостов МАЗ-500.

В начале главы изложены методы изучения распределения случайных величин. При анализе долговечности широко применяются следующие распределения: Вейбулла, экспоненциальное, гамма и логарифмически-нормальное. В диссертации представлены методы определения параметров законов распределения, а также метод нахождения критериев согласия.

Распределение долговечности ведущих шестерен колесной передачи заднего моста автомобиля МАЗ-500 соответствует логарифмически-нормальному закону и определяется по формуле:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma x \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2\sigma^2} (\ln x - \mu)^2} \quad (20a)$$

где

$$\mu = \frac{\sum_{i=1}^n \ln x_i}{n} \quad \text{и} \quad \sigma = \frac{\sum_{i=1}^n (\ln x_i - \mu)^2}{n-1}$$

n - количество наблюдений,

при разрушении от изгиба $\sigma = 0,298, \quad \mu = 2,71;$

при разрушении от контакта $\sigma = 0,146, \quad \mu = 2,80.$

Распределение долговечности сателлитов колесной передачи так же соответствует логарифмически-нормальному закону с параметрами $\sigma = 0,4572$ и $\mu = 1,644$ при разрушении от изгибной усталости и $\sigma = 0,3886$ и $\mu = 1,738$ при разрушении от контактной усталости.

Распределение долговечности оси сателлита соответствует

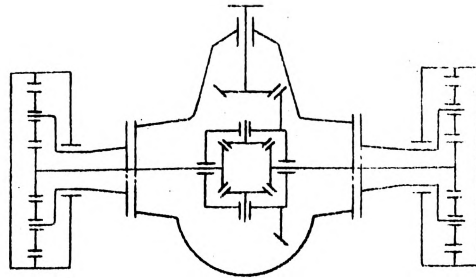


Рис.1. Схема заднего моста автомобиля МАЗ-500

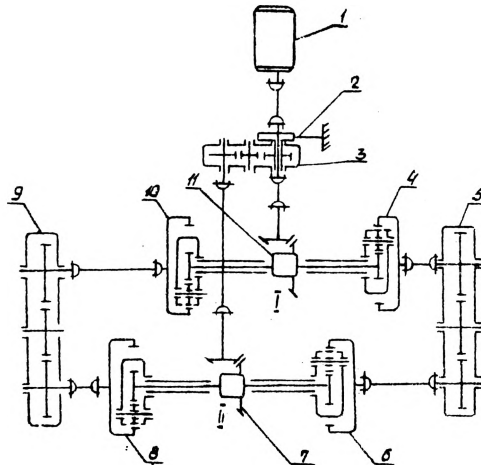


Рис.2. Схема стэнда для испытания задних мостов автомобиля.

1 - электродвигатель стэнда, 2 - устройство для закрутки системы, 3, 5, 9 - редукторы стэнда, 4, 6, 8, 10 - колесные передачи задних мостов, 7, II - главные передачи задних мостов. I - задний мост № I, II - задний мост № II.

этому же закону с параметрами: $\sigma = 0,3619$, $\mu = 2,47$.

Распределение долговечности подшипников сателлитов колесной передачи соответствует закону Вейбулла и определяется формулой

$$f(x) = \frac{\beta}{\alpha} \cdot x^{\beta-1} \cdot e^{-\frac{x^\beta}{\alpha}} \quad (2I)$$

где α - параметр масштаба,
 β - параметр формы,
 x - число циклов до разрушения

После подстановки экспериментальных значений $\alpha = 2138$ и $\beta = 2,8$ формула (2I) примет следующий вид

$$f(x) = \frac{2,8}{2138} \cdot x^{(2,8-1)} \cdot e^{-\frac{x^{2,8}}{2138}} \quad (2Ia)$$

Характеристики распределения долговечности деталей колесной передачи приведены в табл.3.

Т а б л и ц а 3

Параметры распределения долговечности деталей

Деталь	Медиана		Мода		Ср. значение		Дисперсия		
	$N_c \cdot 10^5$	$км \cdot 10^5$	$N_c \cdot 10^5$	$км \cdot 10^5$	$N_c \cdot 10^5$	$км \cdot 10^5$	$N_c \cdot 10^{10}$	$км \cdot 10^{10}$	
Ведущая шестерня	1	15,05	3,02	13,78	2,75	15,75	3,20	23,3	0,955
	2	16,42	1,40	13,50	1,15	18,32	1,57	78,6	0,571
Ведомая шестерня	3	5,17	2,95	4,18	2,40	5,72	3,28	7,96	2,613
	4	5,71	1,59	4,91	1,39	6,17	1,72	6,07	0,467
Подшипники		13,60	1,624	13,21	1,576	13,70	1,637	28,31	0,456
Оси ведомых шестерен		16,00	1,94	14,05	1,675	17,10	2,04	40,88	0,585

(1), (3) - при изгибной усталости;

(2), (4) - при контактной усталости

Рассеивание долговечности (отношение минимальной долговечности к максимальной) по контактной усталости ведущих шестерен 1:8, промежуточных 1:7, по изгибной усталости ведущих шестерен 1:4, промежуточных 1:8.

Рассеивание долговечности подшипников - 1:8, осей промежуточных шестерен - 1:4.

Как показали стендовые испытания, около 70% ведущих шестерен и 40% сателлитов колесной передачи выходят из строя из-за контактной усталости зубьев, более 25% ведущих шестерен и 55% сателлитов - из-за изгибной усталости. Основной причиной выхода из строя подшипников является выкрашивание поверхности роликов; оси сателлитов выходят из строя вследствие одностороннего износа, сопровождаемого выкрашиванием и отслаиванием цементного слоя. Выхода из строя ведомых шестерен не наблюдалось.

По стендовым испытаниям можно рассчитать реальные пробеги автомобиля. Такой расчет был выполнен для ряда деталей задних мостов автомобилей Минского автозавода.

Результаты исследования показывают, что по изгибной усталости 90% ведущих шестерен колесной передачи обеспечивают долговечность свыше $1,95 \cdot 10^5$ км, 90% сателлитов - свыше $1,90 \cdot 10^5$ км. По контактной усталости 90% ведущих шестерен обеспечивают долговечность свыше $1,20 \cdot 10^5$ км, 90% сателлитов - свыше $1,25 \cdot 10^5$ км, 90% роликоподшипников сателлитов - $0,850 \cdot 10^5$ км и 90% осей сателлитов - $1,20 \cdot 10^5$ км.

Средняя расчетная долговечность по изгибу ведущих шестерен составляет $3,23 \cdot 10^5$ км, сателлитов - $3,28 \cdot 10^5$ км, по контакту ведущих шестерен - $1,70 \cdot 10^5$ км, сателлитов $1,72 \cdot 10^5$ км. Средняя долговечность осей сателлитов $2,04 \cdot 10^5$ км, подшипников - $1,63 \cdot 10^5$ км.

Характеристику усталостной прочности - кривые усталости - строят по данным испытаний деталей на усталость. На основании теоретических соображений и многочисленных экспериментальных данных зависимость между напряжением σ , и числом циклов нагружения до разрушения N выражаются следующими формулами:

для изгибной усталости

$$\sigma_i^m N_i = \sigma_2^m N_0 = \text{const} \quad (22a)$$

для контактной усталости

$$\Pi_i^{m'} N_i = \Pi_z^{m'} N_o = const \quad (22)$$

В этих уравнениях любую амплитуду напряжения σ_i или Π_i и соответствующее ей число циклов до разрушения N_i можно рассматривать как случайные величины, зависящие от многих технологических и конструктивных факторов.

Логарифмируя выражение, получаем уравнение прямой линии в координатах $\lg \sigma - \lg N$ с угловым коэффициентом наклона $m, (m')$. Его также можно представить в виде корреляционного уравнения

$$\lg N_i = z_k \frac{\sigma_x}{\sigma_y} (\lg \sigma - \overline{\lg \sigma}) + \overline{\lg N} + \kappa_\sigma S_z \quad (23)$$

где $\overline{\lg N}$ и $\overline{\lg \sigma}$ - среднеарифметические значения логарифмов долговечности и напряжений,

σ_x и σ_y - среднеквадратичные значения соответственно логарифмов долговечности $\lg N$ и логарифмов напряжений $\lg \sigma$.

$S_z = \sigma_x \sqrt{1 - z_k^2}$ - среднеквадратичное отклонение логарифмов долговечности,

κ_σ - коэффициент, соответствующий заданной вероятности, выбираемый по таблице 4,

z_k - коэффициент корреляции.

При применении теории моментов коэффициент корреляции определяется по формуле

$$z_k = \frac{C_{xy}}{\sigma_x \sigma_y}$$

C_{xy} - коэффициент ковариации определяется:

$$C_{xy} = \mu_{11} - m_{10} \cdot m_{01}$$

$$m_{10} = \frac{1}{n} \sum y_i ; \quad m_{01} = \frac{1}{n} \sum x_i ; \quad m_{11} = \frac{1}{n} \sum x_i y_i$$

$$\text{где } y_i = Y_i - \bar{Y} ; \quad \bar{Y} = \frac{1}{n} \sum Y_i ; \quad Y_i = \lg \sigma$$

$$x_i = X_i - \bar{X} ; \quad \bar{X} = \frac{1}{n} \sum X_i ; \quad X_i = \lg N$$

$$\sigma_x = \sqrt{M_{0/2}} ; M_{0/2} = m_{0/2} - m_{0/1}^2 ; m_{0/2} = \frac{1}{n} \sum x_i^2$$

$$\sigma_y = \sqrt{M_{2/0}} ; M_{2/0} = m_{2/0} - m_{1/0}^2 ; m_{2/0} = \frac{1}{n} \sum y_i^2$$

Выражение $z_k \frac{\sigma_x}{\sigma_y}$ в уравнении (23) является угловым коэффициентом кривой усталостной выносливости.

Для оценки полученного корреляционного уравнения вычисляется критерий линейности по формуле $L = 1 - z_k^2$. Основная ошибка критерия линейности Q равна $Q = \sqrt{\frac{1}{n}}$.

Корреляция между $\lg N$ и $\lg \sigma$ будет линейной, если имеет место неравенство $\frac{L}{Q} < 3$. В таблице 4 показаны результаты расчета параметров корреляционного уравнения кривых усталостной прочности шестерен главной передачи заднего моста МАЗ-500.

Т а б л и ц а 4

Параметры корреляционных уравнений кривых усталостной прочности шестерен главной передачи заднего моста МАЗ-500

Детали	Причины разрушения	Вероятность неразрушения в %	K_ξ	Виды корреляционного уравнения	Мера корреляционного уравнения
Ведущая шестерня	от изгиба	50	0	$\lg N = -7,96 \lg \sigma + 18,38$	0,202
		5	1,64	$\lg N = -7,96 \lg \sigma + 18,71$	-
		95	-1,64	$\lg N = -7,96 \lg \sigma + 18,05$	-
-	от контакта	50	0	$\lg N = -3,69 \lg \pi + 9,85$	0,0101
		5	1,64	$\lg N = -3,69 \lg \pi + 9,87$	-
		95	-1,64	$\lg N = -3,69 \lg \pi + 9,83$	-
Ведомая шестерня	от изгиба	50	0	$\lg N = -7,64 \lg \sigma + 19,40$	0,22
		5	1,64	$\lg N = -7,64 \lg \sigma + 19,76$	-
		95	-1,64	$\lg N = -7,64 \lg \sigma + 19,03$	-
	от контакта	50	0	$\lg N = -3,30 \lg \pi + 9,52$	0,0471
		5	1,64	$\lg N = -3,30 \lg \pi + 9,60$	-
		95	-1,64	$\lg N = -3,30 \lg \pi + 9,44$	-

ВЫВОДЫ

1. Для грузовых автомобилей большой грузоподъемности, имеющих осевую нагрузку 9+12 тонн, применяют четыре основных типа задних мостов:

- а) гипоидный задний мост,
- б) с одинарной центральной и колесной передачами,
- в) с одинарной центральной и бортовой передачами,
- г) с двухступенчатой центральной передачей.

Анализ развития конструкций и расчеты показывают, что при требуемом дорожном просвете, наибольшую долговечность при минимальном весе имеет мост с одинарной центральной передачей и колесными передачами.

2. Сопоставление расчетной долговечности деталей ведущего моста МАЗ-500 с долговечностью при стендовых испытаниях и с реальной долговечностью показало:

а) существующая методика расчета зубчатых колес дает результаты, отличающиеся от эксплуатационных на $\pm 15\%$ (при 90% гарантии неразрушимости),

б) по существующим методикам невозможно определить действительный разброс величин пробегов, соответствующий данным эксплуатации; необходим переход к вероятностным расчетам,

в) существующая методика расчета подшипников качения дает результаты отличающиеся от эксплуатационных в 2+3 раза.

3. Задние мосты МАЗ-500 иногда выходят из строя преждевременно, раньше расчетных сроков; основными причинами преждевременного выхода из строя являются:

- а) разрушение бронзовой втулки сателлита, что вызывает разрушение дифференциала,
- б) выход из строя подшипников колесной передачи,
- в) поломки кожуха полуоси,
- г) выход из строя заднего подшипника ведущей конической шестерни,
- д) выход из строя конических зубчатых колес,
- е) выход из строя шестерен колесной передачи.

4. Преждевременный выход из строя отдельных деталей происходит по трем причинам:

- а) конструктивными недоработкам,

- б) технологическим нарушениям при изготовлении и сборке,
- в) недостаточно стабильного уровня эксплуатации.

5. Конструктивно следует усилить следующие элементы задних мостов:

- а) дифференциал - опорные втулки сателлитов,
- б) подшипники сателлитов колесных передач,
- в) кожух полуоси.

6. Более строго необходимо соблюдать технические условия:

- а) на термообработку и закругления у основания зубьев конических колес заднего моста,
- б) на качество сальников ведущей шестерни и сальников полуоси заднего моста,
- в) изготовления шестерен колесной передачи (точность и термообработку).

7. В эксплуатации необходимо тщательно следить за наличием смазки и работоспособностью сальников, кроме того не допускать больших ударных нагрузок при трогании с места и при буксовании при езде по бездорожью.

8. Установлены зависимости, по которым можно определять средний износ зубьев шестерен колесной передачи, шлицев полуоси и шлицев кожуха полуоси.

9. Установлены законы распределения долговечности подшипников - наиболее близкие результаты дает закон Вейбулла.

10. Установлены приближенные зависимости между стендовыми испытаниями и эксплуатационным пробегом.

Показано, что нет и не может быть одного пересчетного коэффициента от стендовых испытаний (числа часов работы заднего моста на стенде) к пробегу автомобиля в условиях эксплуатации (к километрам пробега). Для различных деталей, в зависимости от режима испытаний пересчет должен быть различным.

II. Задние мосты автомобилей МАЗ-500А выпусков 1971 и 1972г.г. имеют значительно более высокие показатели долговечности, чем мосты предыдущих лет.

Основное содержание диссертации содержится в следующих работах:

1. Чыонг Минь Тяп, Дубровский М.П. Вероятностная оценка работоспособности деталей ведущих мостов грузовых автомобилей. Минск, БПИ. (Принято к опубликованию).

2. Чыонг Минь Тяп. Распределение долговечности деталей ведущих мостов грузовых автомобилей. Жур. "Промышленность Белоруссии" №7, 1972. (Принято к опубликованию).