

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 130

— 1971 —

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ

~~НАМИ~~

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 130

ОТДЕЛ НАУЧНОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1971

Д-р техн. наук Я. М. Певзнер, инж. А. Е. Плетнев

СТАТИСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В КУЗОВАХ И КАБИНАХ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Динамические качества современных грузовых автомобилей позволяют поддерживать высокие средние скорости движения как в порожнем, так и в груженом состоянии. Большая часть автотранспортных перевозок все еще совершается по дорогам, не имеющим достаточно ровного покрытия. Поэтому весьма важно знать величины, а также амплитудный и частотный состав ускорений, действующих на водителя и перевозимые грузы при движении по реальным дорогам. Использование грузовых автомобилей общего применения для перевозки грузов и установок, обладающих частотно-зависимыми свойствами, выдвигает специфические требования к расчету как самих установок, так и амортизирующих транспортных упаковок.

Для правильного расчета и экспериментального определения реакций перевозимых грузов и установок необходимо знать характеристики их возбуждения, т. е. вибрационные режимы в кузовах грузовых автомобилей.

В лаборатории подвески НАМИ ранее уже проводилась работа по определению вибрационных режимов при движении по реальным дорогам [1]. Однако техника и теория эксперимента в то время не позволили представить полученные результаты в виде, удобном для инженерного применения. В настоящее время разработан и успешно применяется комплекс аппаратуры, позволяющий производить достаточно точную регистрацию измеряемых величин и вести статистическую обработку больших объемов информации. Это позволило провести исследование вибрационных режимов грузовых автомобилей по широкой программе с получением статистически достоверных характеристик ускорений.

1. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИИ

В качестве наиболее универсального параметра, характеризующего вибрационный режим, были выбраны ускорения различных точек автомобиля. Для регистрации ускорений применялась аппаратура магнитной записи КМЗ-2—НАМИ, обеспечивающая запись ускорений от 0,03 до 5—6 g в диапазоне частот от 0 до 100—120 $гц$. Длительность непрерывной регистрации может достигать 25 *мин*.

При проведении дорожных испытаний автомобилей весьма важен выбор типов и протяженности испытательных участков. В данной работе ускорения записывались на следующих основных дорожных участках:

- асфальт среднеизношенный (АСФ);
- булыжник удовлетворительного качества (БУК);
- булыжник гладкий автомобильного полигона НАМИ (БАП);
- разбитый булыжник автомобильного полигона НАМИ (РБ).

Такой набор испытательных участков представляет все основные дороги различной степени ровности со стабильным покрытием.

При статистическом подходе к оценке колебаний автомобиля испытательный участок должен удовлетворять следующим требованиям:

1. Характер величин неровностей и их чередование должны правильно представлять всю совокупность дорог данного типа или данный достаточно протяженный участок дороги.

2. Длина участка должна обеспечивать получение статистических оценок характеристик случайного процесса с приемлемой погрешностью. При этом участок на выбранной длине должен сохранять свои статистические характеристики. Поскольку непосредственный обмер дорожных участков большой протяженности связан с определенными трудностями, исследования представительности, стационарности и эргодичности дорожного микропрофиля проводились косвенным методом — по записям ускорений автомобиля.

Ускорения записывались при движении автомобиля с постоянной скоростью по длинному (5—7 *км*) участку дороги. Затем запись разбивалась на участки длиной 200—500 *м* и вычислялась среднеквадратичная величина ускорений на каждом небольшом участке. Определялась также среднеквадратичная величина ускорений для всей записи. В качестве испытательного выбирался такой участок дороги, на котором среднеквадратичная величина ускорений на коротких интервалах менялась незначительно (разница не более 3—5%) и была близка к среднеквадратичной величине ускорений для всей дороги.

По описанному методу были отобраны участки длиной 1000 *м* на булыжных дорогах и 2000 *м* на асфальте. В дальнейшем для некоторых участков с помощью геодезического инструмента были получены функции микропрофиля.

Скорости движения автомобилей при испытаниях выбирались в пределах эксплуатационных: на относительно ровных булыжных

дорогах (БАП и БУК) — 30, 45 и 60 км/ч, на разбитом булыжнике (РБ) — 20, 30 и 40 км/ч, на асфальте — 40, 60 и 80 км/ч.

Автомобили к моменту испытаний прошли обкатку, параметры подвески соответствовали заводским техническим условиям.

Замеры ускорений проводились как на нагруженных, так и на порожних автомобилях. Балласт — чугунные отливки весом 25 кг — крепился к полу платформы так, чтобы предотвратить отрывы и жесткие удары. Датчики ускорений устанавливались на жестких трехкоординатных кронштейнах; места установки были следующие:

— на полу грузовой платформы (в центре, в правом переднем и правом заднем углах);

— на полу кабины;

— на балках переднего и заднего мостов (у правых колес);

— на сиденье водителя (на прокладке, прижимаемой к сиденью весом водителя).

Записанные на магнитную ленту ускорения статистически обрабатывались в лабораторных условиях. Обработка велась по трем направлениям:

1. Вычисление дисперсии ускорений в заданных частотных диапазонах (0—100 гц; 0—15 гц и 0—5 гц).

2. Получение гистограммы распределения ускорений.

3. Определение частотного состава ускорений (спектральный анализ).

При выбранных протяженностях испытательных участков и скоростях движения статистическая погрешность, связанная с конечным временем наблюдения, составит для оценки дисперсии 3—7%, для оценки функции спектральной плотности ускорений — 7—15%. Суммарная погрешность измерений, складывающаяся из погрешности датчика ускорений (~5%), погрешности тракта запись-воспроизведение (~2%) и статистической погрешности, составит 6—16%.

2. ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ УСКОРЕНИЙ

Экспериментальные полигоны распределения получались с помощью статистических анализаторов АСУ-1, АСУ-2 конструкции НАМИ. Оценка закона распределения проводилась по интегральным кривым распределения. Исходя из литературных данных, была выдвинута гипотеза нормального распределения ускорений. Проверка гипотезы проводилась следующим образом:

1. По экспериментальному статистическому ряду определяют оценки среднего m_x и дисперсии $D_x = \sigma_x^2$.

2. Экспериментальная кривая строится в координатах «частота — нормированный аргумент z_i ». Здесь $z_i = \frac{x_i - m_x}{\sigma_x}$; x_i — i -й уровень ускорений. Построение производится на вероятностной бумаге; в этом случае интегральная кривая нормального закона распределения представляется в виде прямой линии.

3. Определяются отклонения экспериментальной кривой от теоретической; если эти отклонения не превышают допустимые (Δ_{\max}), принимается гипотеза нормальности.

Расчет допустимого отклонения Δ_{\max} производится для каждого уровня анализа z_i с учетом времени наблюдения (записи) и вида корреляционной функции процесса. Методика подобного расчета изложена в работах [2, 3].

В ходе исследований были обработаны около ста записей ускорений различных автомобилей при движении по 8 дорожным участкам. В подавляющем большинстве случаев экспериментальные кривые отклоняются от нормального закона весьма незначительно; отклонения, как правило, в 2—3 раза меньше Δ_{\max} . При отсутствии пробоев подвески распределение ускорений на сиденье, на полу грузовой платформы и на балке моста с весьма высокой вероятностью можно считать нормальным. Такие нелинейности, как сухое трение, нелинейное сопротивление амортизатора, не вызывают заметных отклонений от нормального закона. Наиболее существенные отклонения от нормальности, превышающие Δ_{\max} , наблюдались в двух характерных случаях — частое включение ограничителей хода подвески (пробои) и работа грузового автомобиля с частичной (20—30%) нагрузкой, когда прогибы подвески совершаются относительно точки включения подпрессорника.

Таким образом, гипотеза нормальности распределения ускорений автомобиля экспериментально подтверждена для подавляющего большинства обычных случаев движения. Отклонения от нормального закона можно заранее предвидеть. В обычных случаях движения для количественной оценки уровня ускорений можно использовать только одну величину — среднеквадратичное значение ускорений. Вероятность появления любого ускорения легко подсчитать, используя известное выражение нормального закона.

3. ОСНОВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ ВЕРТИКАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ

Частотные диапазоны действующих ускорений и распределение среднеквадратичных величин ускорений по этим диапазонам

Как известно, колебания автомобиля при движении по реальной дороге могут вызывать ускорения в широком диапазоне частот. Кроме того, в спектре ускорений присутствуют составляющие, вызванные такими источниками вибраций, как неравномерность крутящего момента двигателя, различного рода зубчатые зацепления и дисбалансы карданных валов. Как показали эксперименты, спектр ускорений в кузове грузового автомобиля простирается до 100—150 гц. Наиболее интенсивны ускорения в области низкой и высокой собственных частот колебаний автомобиля на подвеске. Для большинства современных грузовых автомобилей низкая собственная частота находится в пределах 1—5 гц, а высокая — 6—12 гц. Поэтому естественно при исследовании ускорений выделить

три основных частотных диапазона: 0—5 гц; 5—15 гц и 15—100 гц. Для реализации вычислений в указанных диапазонах достаточно располагать весьма простой и доступной аппаратурой: необходимы квадратор, интегратор и три фильтра низких частот на диапазоны 0—5 гц; 0—15 гц и 0—100 гц.

Используя соотношения

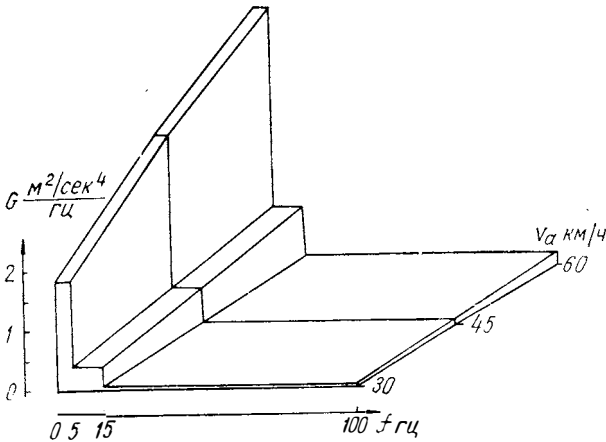
$$\sigma_{0-100}^2 = \sigma_{0-5}^2 + \sigma_{5-15}^2 + \sigma_{15-100}^2;$$

$$\sigma_{0-15}^2 = \sigma_{0-5}^2 + \sigma_{5-15}^2,$$

легко определить среднеквадратичные величины ускорений в каждом диапазоне частот. Распределение ускорений по диапазонам частот представляется более наглядно, если дисперсию ускорений в каждом диапазоне отнести к ширине этого диапазона, т. е. сопоставлять осредненные уровни ускорений:

$$G_{0-5} = \frac{\sigma_{0-5}^2}{5}; \quad G_{5-15} = \frac{\sigma_{5-15}^2}{10}; \quad G_{15-100} = \frac{\sigma_{15-100}^2}{85}.$$

На фиг. 1 представлена зависимость средних уровней ускорений от скорости движения. В данном случае (автомобиль № 2 без нагрузки, ускорения в центре платформы, движение по булыжнику БАП) наиболее интенсивны ускорения в диапазоне 0—5 гц; среднечастотные (5—15 гц) и высокочастотные (15—100 гц) ускорения значительно меньше.



Фиг. 1. Частотный состав вертикальных ускорений.

Анализ большого количества зависимостей типа изображенных на фиг. 1 для различных автомобилей, точек замера и дорожных участков показал, что в большинстве случаев на диапазон 0—15 гц приходится 60—90% от всей дисперсии ускорений в диапазоне

Точка замера ускорений	Автомобиль и его весовое состояние (нагрузка), <i>m</i>	Полоса частот Δf , <i>гц</i>	Тип дороги и ско					
			„Разбитый“ булыжник РБ					
			20		30		40	
			0—5	5—15	0—5	5—15	0—5	5—15
Передняя правая часть платформы	№ 1	$G \frac{m^2}{сек^4 гц}$	0,43	0,12	0,65	0,16	0,89	0,16
	5,5	$\gamma \%$	64	36	67	33	73	27
	№ 2	G	2,78	0,49	4,32	0,67	5,36	1,28
	4	γ	74	26	77	23	68	32
	№ 3	G	0,41	0,14	0,67	0,23	0,76	0,32
	7,5	γ	63	37	60	40	54	46
Задняя правая часть платформы	№ 1	G	0,92	0,08	1,96	0,05	3,65	0,00
	5,5	γ	85	15	95	5	100	0
	№ 2	G	4,43	0,38	9,14	0,41	20,0	0,60
	4	γ	85	15	88	12	94	6
	№ 3	G	1,52	0,25	3,33	0,47	7,84	0,95
	7,5	γ	75	25	78	22	80	20

0—100 *гц*. Зависимости высокочастотных ускорений от условий движения носят, как правило, случайный характер. В обычных условиях среднеквадратичная величина ускорений в диапазоне 15—100 *гц* составляет 0,15—0,25 *g* против 0,30—0,65 *g* в диапазоне 0—15 *гц*.

Распределение ускорений по полосам частот 0—5 *гц* и 5—15 *гц* представлено в табл. 1. Здесь показаны как средние уровни G , так и относительная величина дисперсии ускорений каждого диапазона γ .

Как видно из табл. 1, на всех дорогах уровень низкочастотных ускорений (0—5 *гц*) в задней части платформы значительно выше, чем в передней. Эта разница увеличивается с ростом скорости движения. Например, на булыжнике (БУК) при движении со скоростью 30 *км/ч* ускорения в задней части платформы в 1,5—1,7 раза выше, чем в передней, а на скорости 60 *км/ч* это увеличение составляет 2,0—2,5 раза.

Уровни среднечастотных ускорений (5—15 *гц*) в передней и задней частях платформы имеют в среднем один и тот же порядок. С увеличением скорости движения среднечастотные ускорения в передней части платформы растут даже быстрее, чем в задней. Поэтому с ростом скорости меняется соотношение ускорений в полосах частот 0—5 *гц* и 5—15 *гц*.

В задней части платформы дисперсия низкочастотных ускорений составляет обычно 70—80% от дисперсии во всей полосе частот 0—15 *гц*, причем на высоких скоростях доля дисперсии низкочастотных ускорений иногда доходит до 95—100%.

рость движения, км ч											
Булыжник удовлетворительного качества БУК						Асфальт среднего качества АСФ					
30		45		60		40		60		80	
0—5	5—15	0—5	5—15	0—5	5—15	0—5	5—15	0—5	5—15	0—5	5—15
0,35	0,08	0,45	0,35	0,44	0,50	0,34	0,05	0,40	0,14	0,57	0,14
69	31	39	61	30	70	77	23	59	41	67	33
0,64	0,09	0,77	0,40	0,74	0,76	0,53	0,10	0,54	0,34	0,85	0,61
77	23	49	51	33	67	72	28	44	56	41	59
0,49	0,08	0,48	0,22	0,52	0,40	0,19	0,06	0,22	0,08	0,25	0,12
75	25	52	48	39	61	64	36	60	40	51	49
0,69	0,10	1,17	0,33	1,47	0,40	0,43	0,04	0,85	0,11	1,30	0,17
77	23	64	36	65	35	85	15	79	21	80	20
1,73	0,30	3,90	0,73	4,76	0,77	1,73	0,16	3,84	0,21	6,26	0,40
74	26	73	27	76	24	84	16	90	10	89	11
1,50	0,25	3,39	0,55	2,75	0,80	0,64	0,05	1,16	0,13	1,29	0,15
75	25	76	24	63	37	88	12	82	18	81	19

В передней части платформы это соотношение обычно составляет 65—75%, а на высоких скоростях снижается в ряде случаев до 30—50%, т. е. большая часть дисперсии приходится уже на среднечастотные (5—15 гц) ускорения.

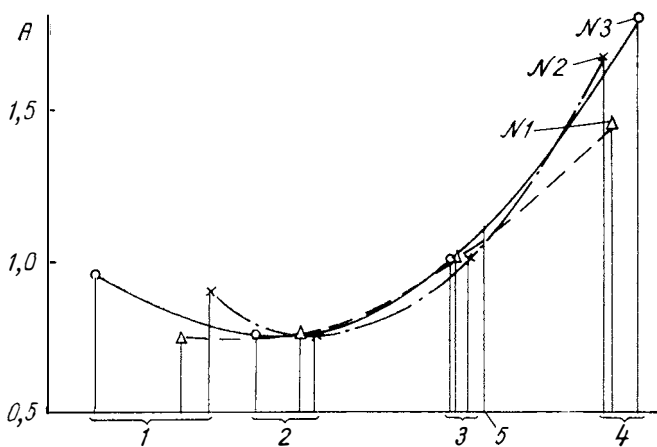
Вертикальные ускорения различных точек кузова в зависимости от условий движения

Распределение вертикальных ускорений по длине автомобиля. При всем разнообразии величин вертикальных ускорений различных автомобилей их зависимость по длине весьма характерна и стабильна. Особенно наглядно эта зависимость проявляется в диапазоне 0—5 гц. На фиг. 2 изображена кривая относительных величин ускорений по длине автомобиля. За единицу приняты ускорения геометрического центра платформы. Приведенная зависимость справедлива для большинства случаев движения нагруженного автомобиля, причем разброс не превышает, как правило, 20%. В случае движения без нагрузки зона минимальных вертикальных ускорений сдвигается вперед, в сторону более мягкой подвески.

Вертикальные ускорения, действующие в диапазоне 0—15 гц, распределены по длине автомобиля примерно так же, как и низкочастотные. Лишь в передней части платформы автомобиля № 1 наблюдается некоторое увеличение ускорений сверх обычной зависимости. Для автомобилей № 2 и 3 при движении по всем типам дорог характерен минимум ускорений в передней части платфор-

мы (как в диапазоне 0—5 гц, так и в диапазоне 0—15 гц); здесь ускорения в 1,5—2,5 раза меньше, чем в задней части платформы.

Из фиг. 2 следует также, что компоновка «кабина над двигателем» (автомобиль № 3) выдвигает повышенные требования к качеству сиденья водителя, так как в этом случае ускорения на полу под сиденьем на 20—30% выше, чем при классической схеме.



Фиг. 2. Распределение низкочастотных (0—5 гц) вертикальных ускорений по длине автомобиля:
 1 — пол кабины; 2 — платформа у переднего борта; 3 — платформа центр; 4 — платформа у заднего борта; 5 — ось заднего моста автомобиля; A — относительная величина ускорений (за 1,0 приняты ускорения в центре платформы).

Влияние весового состояния автомобиля на его ускорения. Для грузовых автомобилей характерны большие изменения величины подрессоренной массы. Это, естественно, сказывается и на уровне вертикальных ускорений. На автомобиле № 1 при движении без нагрузки наблюдается увеличение ускорений во всех точках платформы. С ростом скорости разница в уровне ускорений нагруженного и ненагруженного автомобилей также возрастает. В большей степени (до 2—2,5 раз) возрастают ускорения ненагруженного автомобиля при движении по сравнительно ровным булыжным дорогам (БАП, БУК). На дороге с крупными неровностями (РБ) вследствие интенсивного раскачивания нагруженного автомобиля ускорения некоторых точек порожнего автомобиля даже меньше, чем груженого.

Ускорения автомобиля № 2 при уменьшении нагрузки возрастают в меньшей степени, чем у № 1. Во всех случаях на ненагруженном автомобиле № 2 ускорения увеличиваются не более чем в 1,5 раза. При этом скорость движения влияет на увеличение ускорений незначительно. Наиболее существенно увеличиваются ускорения в центральной и задней частях грузовой платформы; ус-

корения на полу кабины и в передней части платформы в большинстве случаев меньше на ненагруженном автомобиле, чем на нагруженном. При движении по разбитому булыжнику (РБ) ускорения в задней части платформы почти одинаковы как для нагруженного, так и для ненагруженного автомобиля.

Автомобиль № 3 занимает промежуточное положение между автомобилями № 2 и 1. На достаточно ровных дорогах ускорения ненагруженного автомобиля № 3 в 1,5—1,8 раза выше, чем нагруженного.

Вертикальные ускорения в зависимости от скорости движения. За редкими исключениями с ростом скорости увеличиваются и среднеквадратичные величины ускорений. Наиболее интенсивно растут ускорения при движении по разбитому булыжнику (РБ). С увеличением скорости движения в 2 раза ускорения в диапазоне 0—15 $гц$ возрастают в 2—2,5 раза. На остальных дорогах это увеличение менее значительно — в 1,2—1,7 раза.

Таблица 2

Максимальные скорости v_{\max} км/ч, при которых еще маловероятны отрывы свободнолежащего груза (таблица составлена по величинам ускорений в центре грузовой платформы для диапазона частот 0—15 $гц$)

Автомобиль	Весовое состояние автомобиля (нагрузка), т	Тип дороги			
		РБ	БАП	БУК	АСФ
№ 1	5,5	30	>60	>60	>80
	без нагрузки	22	43	50	75
№ 2	4	20	40	45	80
	без нагрузки	<15	20	25	40
№ 3	7,5	32	43	>60	>80
	без нагрузки	<15	26	20	>80

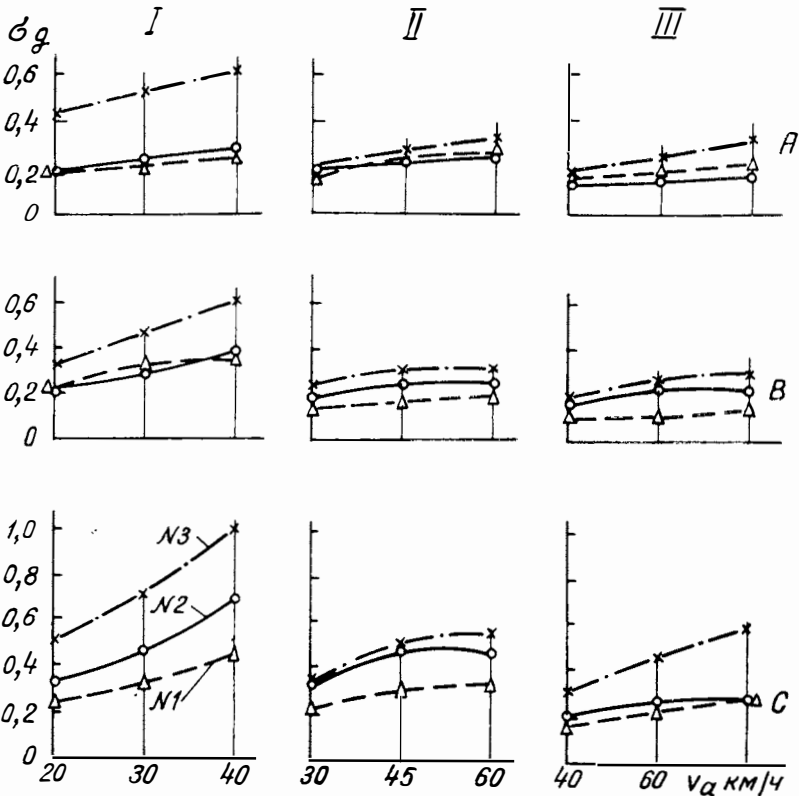
Хотя зависимости $\sigma = f(v_a)$ в ряде случаев близки к линейным, каких-либо простых аналитических соотношений получить не удастся, так как среднеквадратичная величина ускорений не является функцией одного переменного. Чтобы сопоставить различные автомобили, определим для каждого из них такую максимальную скорость v_{\max} движения по данной дороге, при которой еще не происходит отрыв свободнолежащего груза от пола грузовой платформы. В табл. 2 приведены значения v_{\max} , полученные линейной интерполяцией зависимостей $\sigma_{0-15} = f(v_a)$. При этом предполагается, что отрыв груза произойдет лишь тогда, когда пиковое значение вертикального ускорения превзойдет ускорение земной тяжести $1g$, т. е. когда выполняется соотношение $3,3\sigma \geq 1g$.

Как видно из табл. 2, наиболее высокие скорости v_{\max} наблюдаются на автомобиле № 1. Для автомобиля № 2 на булыжных дорогах значения v_{\max} не превосходят 40—45 км/ч.

Величины v_{\max} , приведенные в табл. 2 для ненагруженных автомобилей, показывают, что при перевозке легковесных установок

Таблица 3

Весовое состояние автомобиля	Точка замера ускорений	Автомобиль	Тип дороги			
			АСФ	БУК	БАП	РБ
Автомобили нагруженные	Пол кабины	№ 1	0,10/1,0	0,16/1,6	0,17/1,7	0,22/2,2
		№ 2	0,17/1,0	0,34/2,0	0,37/2,2	0,60/3,5
		№ 3	0,18/1,0	0,36/2,0	0,35/1,9	0,42/2,3
	Центр платформы	№ 1	0,10/1,0	0,16/1,6	0,21/2,1	0,37/3,7
		№ 2	0,19/1,0	0,32/1,7	0,26/1,4	0,63/3,3
		№ 3	0,23/1,0	0,25/1,1	0,33/1,4	0,39/1,7
Автомобили ненагруженные	Пол кабины	№ 1	0,14/1,0	0,26/1,9	0,30/2,1	0,40/2,9
		№ 2	0,14/1,0	0,28/2,0	0,35/2,5	0,47/3,4
		№ 3	0,21/1,0	0,36/1,7	0,27/1,3	0,34/1,6
	Центр платформы	№ 1	0,23/1,0	0,29/1,3	0,31/1,4	0,48/2,1
		№ 2	0,31/1,0	0,40/1,3	0,49/1,6	1,08/3,5
		№ 3	0,20/1,0	0,37/1,9	0,36/1,8	0,45/2,3



Фиг. 3. Вертикальные ускорения нагруженных автомобилей в различных условиях движения:

I — булыжник разбитый (РБ); II — булыжник БУК; III — асфальт АСФ; А — ускорения у переднего борта платформы; В — в центре платформы; С — у заднего борта платформы.

необходимо принимать особые меры по креплению груза; при этом желательно возможно полнее использовать грузоподъемность автомобиля.

Вертикальные ускорения автомобилей при движении по разным типам дорог. В табл. 3 представлены среднеквадратичные величины вертикальных ускорений (в долях g) автомобилей при движении по четырем основным типам дорог. Ускорения подсчитывались в диапазоне частот 0—15 $гц$; среднеквадратичные величины ускорений осреднены по скорости движения. Здесь же (в знаменателе) приведены относительные величины среднеквадратичных ускорений (за 1 единицу приняты ускорения на асфальте). Как видно, хотя ускорения различных автомобилей отличаются подчас весьма значительно, относительные ускорения образуют довольно плотный ряд. В среднем ускорения на булыжных дорогах (БУК и БАП) на 40—80% выше, чем на асфальте; на разбитом булыжнике (РБ) это увеличение достигает 200%.

Как уже отмечалось, данные табл. 3 приведены для средних скоростей движения, которые на разбитом булыжнике в 2—3 раза меньше, чем на асфальте. Таким образом, при движении по неровным дорогам подвеска грузовых автомобилей даже при резком снижении средних скоростей движения вызывает увеличение уровня вертикальных ускорений.

Наиболее полное представление о возможных величинах среднеквадратичных ускорений в различных дорожных условиях дают графики на фиг. 3. Здесь представлены зависимости $\sigma = f(v_a)$ трех автомобилей на различных дорогах (в диапазоне частот 0—15 $гц$).

Частотный состав вертикальных ускорений

Исследование частотного состава ускорений проводилось по методике, принятой в лаборатории подвески НАМИ, с использованием статистических методов спектрального анализа [4]. Первичный анализ в полосах частот 0—100 $гц$ и 0—15 $гц$ показал, что наиболее интенсивны ускорения в полосе частот до 15 $гц$, поэтому большая часть спектрограмм получена в этом диапазоне. Анализ нескольких десятков спектрограмм вертикальных ускорений дает возможность сделать следующие общие замечания:

1. Все спектры имеют ярко выраженные максимумы на частотах 1,5—2,5 $гц$ при движении с нагрузкой и 2,5—3,5 $гц$ при движении без нагрузки.

2. Высокочастотный максимум спектров, соответствующий частоте неподрессоренных масс, лежит в области 7—10 $гц$; при движении без нагрузки этот максимум сдвигается влево по оси частот вследствие частичной блокировки подвески сухим трением.

3. Соотношение ординат спектра, соответствующих низкой и высокой собственным частотам подвески, меняется в широких пределах — от 1:1 до 8:1. Наиболее близки ординаты максимумов спек-

тра при движении без нагрузки: для автомобиля № 1 их отношение составляет ~ 1 , для автомобиля № 2 ~ 2 и для № 3 $\sim 2,5$. При движении с полной нагрузкой на булыжных дорогах это отношение колеблется от ~ 8 (№ 2) до ~ 4 (№ 3).

4. Спектры ускорений автомобиля № 2 отличаются наибольшими ординатами в области низкочастотного максимума: в 1,5—2,5 раза выше, чем у других автомобилей в тех же условиях движения.

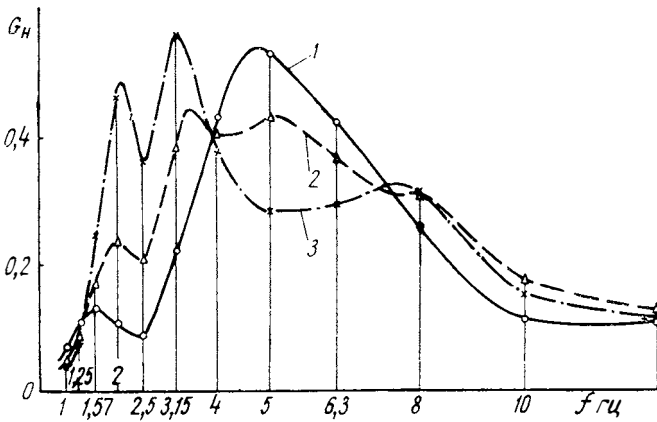
Условия движения автомобиля (скорость, нагрузка, тип и ровность дорожного покрытия) оказывают существенное влияние как на общий вид спектра ускорений, так и на уровень ординат спектра. При этом можно выделить две характерные ситуации: движение нагруженного автомобиля по дороге среднего качества, когда влиянием нелинейностей можно пренебречь, и движение ненагруженного автомобиля по достаточно ровному покрытию. В первом случае, как показали опыты, спектр не меняется по виду с изменением скорости или типа дорожного покрытия. Изменяются только величины ординат спектра. Во втором случае сильно возрастает роль сухого трения в подвеске. На дорогах с малыми высотами неровностей (асфальт, равнинный грунт) спектр вертикальных ускорений имеет всего один максимум на частоте, близкой к частоте колебаний автомобиля на шинах при заблокированной подвеске. С увеличением скорости происходит разделение спектра на две зоны; чем меньше трение в подвеске, тем при меньших скоростях происходит это разделение (фиг. 4 и 5).

При движении груженого автомобиля по дороге средней степени ровности (типа «гладкого» булыжника автомобильного полигона БАП) спектр вертикальных ускорений принимает свой обычный вид — 2 максимума на частотах 1,5—2,5 *гц* и 8—10 *гц* и, в большинстве случаев, почти линейная зависимость низкочастотных составляющих от скорости. Однако при наличии в спектре возбуждения подъема на частотах, близких к собственной частоте подвески, на определенной скорости может произойти значительное увеличение соответствующих составляющих ускорений. Например, микропрофиль участка булыжника удовлетворительного качества (БУК) имеет корреляционную функцию вида:

$$\rho(l) = 0,8e^{-0,3|l|} + 0,2e^{-0,2|l|} \cos 0,95l.$$

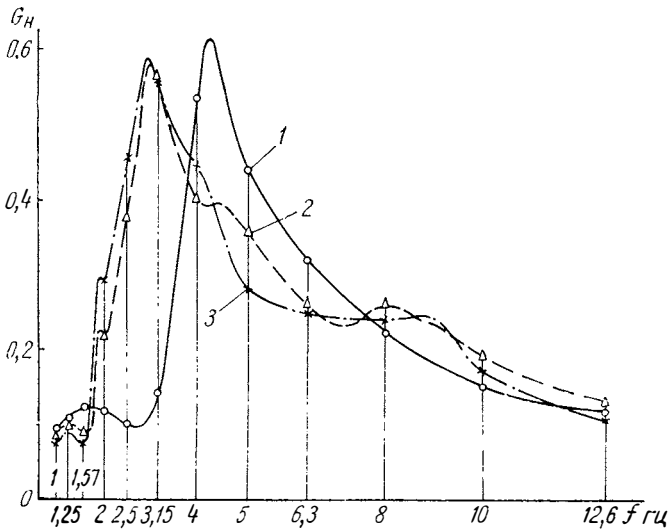
При скорости движения 43—47 *км/ч* спектр возбуждения, соответствующий такой корреляционной функции, будет иметь подъем на частотах 1,7—2 *гц*, что весьма близко к низкой собственной частоте подвески нагруженного автомобиля. Действительно, увеличение ускорений на скорости 45 *км/ч* наблюдалось на этом участке при движении нагруженных автомобилей № 1 и 3.

При размещении в кузове грузового автомобиля различных установок, обладающих частотно-зависимой реакцией на ускорения, необходимо выбрать оптимальное расположение установки в



Фиг. 4. Спектры ускорений в центре платформы при слабом возбуждении (автомобиль № 1 без нагрузки, движение по асфальту). G_n — нормированная спектральная плотность ускорений:

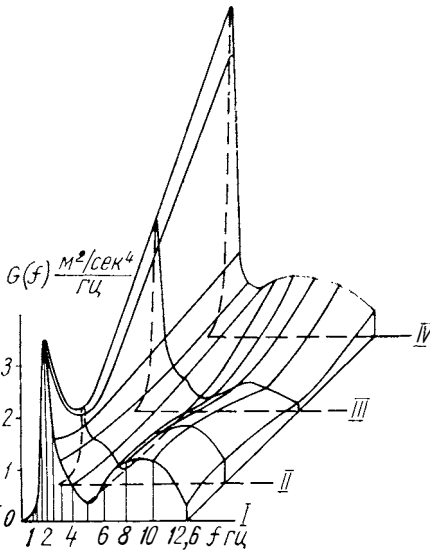
1 — 40 км/ч; 2 — 60 км/ч; 3 — 80 км/ч.



Фиг. 5. Спектры ускорений в центре платформы при слабом возбуждении (автомобиль № 2 без нагрузки, движение по асфальту). G_n — нормированная спектральная плотность ускорений:

1 — 40 км/ч; 2 — 60 км/ч; 3 — 80 км/ч.

грузовой платформе. Для облегчения этой задачи служит зависимость спектра ускорений от точки замера по длине автомобиля, приведенная на фиг. 6. В данном случае (автомобиль № 2) наименьшие низкочастотные ускорения (1,5—2 гц) действуют у переднего борта платформы, а минимум среднечастотных ускорений наблюдается примерно в центре.



Фиг. 6. Изменение спектра вертикальных ускорений по длине автомобиля № 2:

I — пол кабины; II — пол платформы у переднего борта; III — пол платформы, центр; IV — пол платформы у заднего борта.

Автомобили № 1 и 3 имеют аналогичный характер этой зависимости; правда, у этих автомобилей разница низкочастотных пиков в задней и центральной частях платформы значительно меньше.

4. СООТНОШЕНИЯ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ И ВЕРТИКАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ

Горизонтальные ускорения подрессоренной массы автомобиля замерялись в двух направлениях — продольном и поперечном. Записи горизонтальных ускорений обрабатывались так же, как и записи вертикальных ускорений. Анализ результатов обработки показал, что горизонтальные ускорения существенно отличаются от вертикальных как по величине, так и по частотному составу.

В большинстве случаев движения горизонтальные ускорения в диапазоне 0—15 гц составляют 40—60% от вертикальных; с ростом скорости движения горизонтальные ускорения возрастают менее интенсивно, чем вертикальные, и их относительная величина часто уменьшается до 25—35%.

При сравнении с другими автомобилями наибольшие величины горизонтальных ускорений наблюдались на автомобиле № 3, среднеквадратичные продольные ускорения в задней части платформы этого автомобиля достигают 0,3—0,4 g, т. е. до 70—80% от вертикальных.

Продольные и поперечные ускорения в большинстве случаев близки по величине, однако распределение по частоте у них разное. Продольные ускорения в своем спектре имеют максимумы на низких частотах, в то время как у поперечных ускорений наибольшие величины ординат спектра находятся в области 6—12 гц.

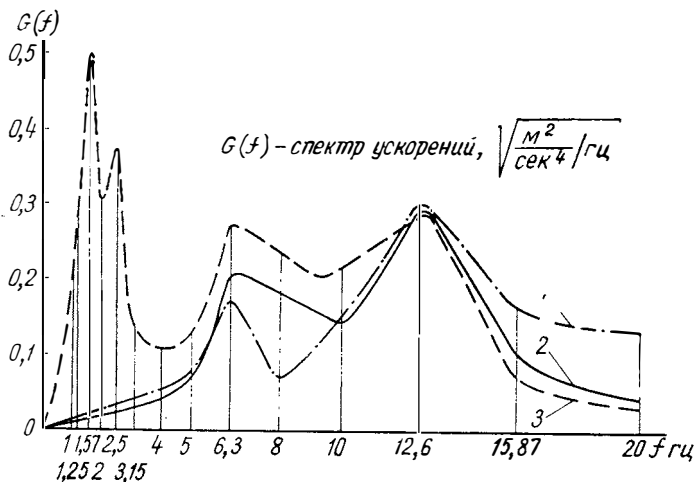
Анализ большого числа соотношений горизонтальных и вертикальных ускорений показал, что для средних условий движения можно принять следующие осредненные значения горизонтальных ускорений в центре грузовой платформы (табл. 4).

Таблица 4

Ускорение в % от вертикальных	Автомобиль		
	№ 1	№ 2	№ 3
Продольные	25—30	20—25	40—50
Поперечные	30—40	15—25	данных нет

В задней части платформы всех автомобилей относительная величина продольных ускорений несколько выше.

По частотному составу горизонтальные ускорения отличаются от вертикальных в основном наличием дополнительного подъема в спектре на средних частотах. Например, на фиг. 7 представлены характерные спектры горизонтальных ускорений в задней части



Фиг. 7. Горизонтальные ускорения на полу платформы у заднего борта (скорость движения 30 км/ч), автомобиль № 2 с нагрузкой 4 т:

1 — поперечные ускорения, разбитый булыжник (РБ); 2 — продольные ускорения, гладкий булыжник (БАП); 3 — продольные ускорения, разбитый булыжник (РБ).

платформы нагруженного автомобиля. Как видно, и поперечные, и продольные ускорения имеют весьма похожие спектры в области частот 5—15 *гц*, причем максимумы в этой зоне располагаются на частотах ~ 6 и ~ 12 *гц*. Что касается частот свыше 15 *гц*, то здесь спектры горизонтальных ускорений не имеют резких подъемов и ускорения сравнительно невелики: среднеквадратичная величина горизонтальных ускорений в диапазоне 15—100 *гц* составляет в среднем 0,08—0,12 *г*.

5. УСКОРЕНИЯ НА СИДЕНЬЕ ВОДИТЕЛЯ

Вертикальные ускорения на сиденье в различных условиях движения. В зависимости от скорости движения, типа дороги, весового состояния и параметров автомобиля ускорения на сиденье меняются в широких пределах. При движении нагруженных автомобилей по асфальту со скоростью 40 *км/ч* среднеквадратичные вертикальные ускорения равны 0,12—0,20 *г* (в диапазоне частот 0—5 *гц*). В наиболее трудных условиях движения (скорость 40 *км/ч* на разбитом булыжнике (РБ), автомобили ненагруженные) среднеквадратичные величины ускорений достигают 0,33—0,65 *г*.

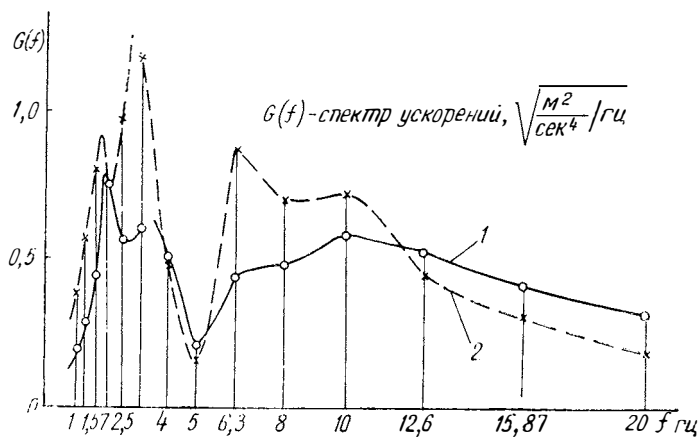
При изменении нагрузки автомобиля вертикальные ускорения на сиденье водителя изменяются на 20—50%, причем на автомобилях № 1 и 3 происходит увеличение ускорений при движении без груза, в то время как на сиденье автомобиля № 2 при движении по асфальту и булыжнику удовлетворительного качества (БУК) ускорения на 10—20% меньше для ненагруженного автомобиля.

Частотный состав ускорений на сиденье водителя. Частотный состав вертикальных ускорений на сиденье водителя неодинаков для разных автомобилей. Так, среднеквадратичные величины ускорений в диапазоне 0—15 *гц* для автомобилей № 2 и 3 достаточно близки, в то время как в диапазоне 0—5 *гц* ускорения на сиденье автомобиля № 2 в 1,5—2 раза выше. Это происходит потому, что ускорения на сиденье автомобиля № 3 содержат значительные составляющие с частотами 5—15 *гц*, тогда как на сиденье автомобиля № 2 низкочастотные (0—5 *гц*) составляют 90—95% всех действующих ускорений.

Спектральный анализ ускорений на сиденье показал, что наибольшие ускорения наблюдаются на частотах 1,5—2,5 *гц*, однако уровень составляющих с частотами 6—10 *гц* также велик. Например, на автомобилях № 1 и 3 соотношение ординат спектра на частотах 1,5—2,5 *гц* и 6—10 *гц* составляет всего 1—2 против 3—5 на автомобиле № 2.

Сопоставление спектров ускорений на сиденье водителя и на полу кабины под сиденьем показало, что ни одно из испытанных сидений не обеспечивает эффективного гашения ускорений с частотами свыше 3—5 *гц*, как это обычно наблюдается на легковых

автомобилях. На фиг. 8 приведены спектры ускорений на сиденье и на полу при движении по булыжнику удовлетворительного качества (БУК) автомобиля № 1. Как видно, основная функция сиденья — изоляция человека от высокочастотных ускорений не выполняется. На всех частотах, вплоть до 15—20 гц, ускорения на сиденье выше, чем на полу под сиденьем.



Фиг. 8. Вертикальные ускорения на сиденье и на полу кабины:
1 — пол кабины; 2 — сиденье.

Горизонтальные ускорения на сиденье водителя. Горизонтальные ускорения — продольные и поперечные — регистрировались на сиденье с помощью специального кронштейна, прижимаемого к подушке сиденья весом водителя. Точка замера располагалась вблизи центра тяжести тела водителя.

Анализ результатов обработки показал, что в большинстве случаев их среднеквадратичная величина не превышает 0,4 g в продольном направлении и 0,3 g — в поперечном (в диапазоне частот 0—15 гц). Наиболее значительны продольные ускорения на сиденье автомобиля № 3 (в ряде случаев они достигают 0,4—0,6 g). Продольные ускорения на сиденьях автомобилей № 1 и 2 в среднем в 2—4 раза меньше, чем на сиденье автомобиля № 3. На сиденье автомобиля № 1 продольные ускорения не превышают 0,15 g.

Удельный вес низкочастотных продольных ускорений (0—5 гц) ниже, чем вертикальных (отношение $\frac{\sigma_{0-5}}{\sigma_{0-15}}$ в среднем равно 0,5—0,6). С увеличением скорости это отношение уменьшается.

В диапазоне 0—5 гц продольные ускорения относительно невелики — 30—50% от вертикальных. Наибольшее значение продольных ускорений (относительно вертикальных) в диапазоне 0—5 гц отмечено на автомобиле № 3. Для этого автомобиля характерно,

что на булыжных дорогах автомобильного полигона продольные ускорения относительно ниже, чем на дорогах общего пользования — в среднем 65% от вертикальных на автомобильном полигоне и 95—115% — на дорогах общего пользования.

Анализ записей поперечных ускорений на сиденье показал, что среднеквадратичные величины этих ускорений не превосходят 0,15—0,20 *g* (в диапазоне 0—5 *гц*). На автомобиле № 1 поперечные ускорения относительно более велики, но их абсолютный уровень незначителен (0,08—0,14 *g*). Частотный состав поперечных ускорений близок к составу продольных ускорений. В полосе частот 5—15 *гц* ускорения во всех случаях довольно велики и сравнительно мало меняются с изменением условий движения. Напротив, низкочастотные составляющие увеличиваются с ростом скорости при движении по неровной дороге и при уменьшении нагрузки.

6. ОСРЕДНЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УСКОРЕНИЙ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Замеры и анализ записей ускорений автомобилей при движении по различным дорогам показали, что наиболее велики вертикальные ускорения на профилированном булыжнике автомобильного полигона (разбитый булыжник (РБ)). Особенно велики ускорения на сиденье и на полу грузовой платформы автомобиля № 2.

Представление о верхнем пределе действующих ускорений дает табл. 5, в которой представлены среднеквадратичные величины вертикальных ускорений при движении порожних автомобилей по профилированному булыжнику автомобильного полигона (РБ) со скоростью 40 *км/ч*.

Таблица 5

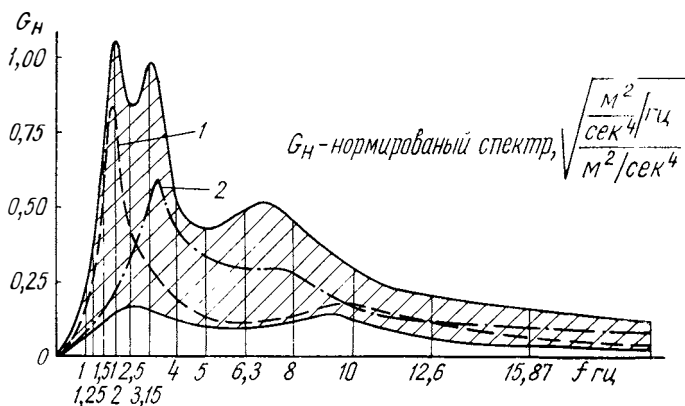
Точка замера ускорений	Автомобиль					
	№ 1		№ 2		№ 3	
	0—5 <i>гц</i>	0—15 <i>гц</i>	0—5 <i>гц</i>	0—15 <i>гц</i>	0—5 <i>гц</i>	0—15 <i>гц</i>
Сиденье водителя	0,33	0,38	0,65	0,67	0,40	0,49
Центр платформы	0,42	0,48	0,94	1,08	0,47	0,52

В реальных условиях эксплуатации водитель выбирает скорость движения так, чтобы обеспечить максимальную производительность труда при достаточно малом уровне ускорений. Как показала практика, автомобили движутся по различным дорожным участкам с характерными для каждого участка средними скоростями. Задавшись примерными значениями средних скоростей для использованных участков, можно определить наиболее вероятные величины среднеквадратичных вертикальных ускорений. Такие данные приведены в табл. 6.

Таблица 6

Точка за- мера и частот- ный диа- пазон ус- корений, гц	Авто- мо- биль	Тип дороги и средняя ско- рость движения, км.ч			
		РБ 30	БАП 45	БУК 45	АСФ 65
Сиденье водителя 0—5	№ 1	0,20	0,17	0,14	0,13
	№ 2	0,44	0,32	0,31	0,25
	№ 3	0,27	0,23	0,23	0,17
Центр платфор- мы 0—15	№ 1	0,29	0,20	0,16	0,12
	№ 2	0,49	0,31	0,29	0,25
	№ 3	0,30	0,30	0,25	0,20

По результатам спектрального анализа нескольких десятков записей ускорений в центре грузовой платформы на фиг. 9 построена зона между огибающими всех наблюдавшихся спектров (нормированных по дисперсии ускорений). Ширина заштрихованной зоны дает представление об области существования спектров ускорений грузового автомобиля.



Фиг. 9. Спектральная зона действующих вертикальных ускорений центра грузовой платформы:

1 — осредненный спектр ускорений нагруженного автомобиля; 2 — осредненный спектр ускорений ненагруженного автомобиля; G_n — нормированная спектральная плотность ускорений.

Здесь же приведены осредненные нормированные спектры ускорений для типичных условий движения в двух весовых состояниях автомобиля — ненагруженном и с номинальной нагрузкой.

7. ОБОБЩЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Принятая при исследовании методика регистрации и анализа ускорений автомобиля обеспечивает получение практически всех характеристик ускорений как стационарного случайного процесса при относительно небольших затратах времени и достаточной статистической достоверности полученных результатов.

Анализ амплитудных и частотных соотношений ускорений в зависимости от условий движения позволяет сделать следующие выводы:

1. В обычных случаях движения ускорения автомобиля распределены по закону, весьма близкому к нормальному; поэтому при оценке плавности хода, уровня ускорений и их воздействия на перевозимые грузы достаточно использовать лишь одну амплитудную характеристику — среднеквадратичную величину.

2. Наиболее интенсивны ускорения автомобиля в диапазоне частот 1—15 гц; при движении ненагруженного автомобиля по разбитому булыжнику среднеквадратичная величина вертикальных ускорений в этом диапазоне может достигать 0,5—1,1 g (в центре грузовой платформы).

3. Уровень высокочастотных вертикальных ускорений (диапазон 15—100 гц) сравнительно невелик — среднеквадратичная величина ускорений для этого диапазона составляет обычно 0,2—0,3 g.

4. Горизонтальные ускорения на полу платформы составляют в среднем 30—50% от вертикальных.

5. Спектры вертикальных ускорений имеют, как правило, наибольшие значения на частотах 1,5—3,5 и 7—11 гц; соотношение ординат спектров в этих диапазонах колеблется от 1:1 до 8:1.

6. При слабом возбуждении (движение с малыми скоростями по относительно ровным дорогам) наблюдается увеличение ускорений в диапазоне частот 3—6 гц; это, видимо, объясняется большим относительным трением в подвесках с листовыми рессорами.

7. Вертикальные ускорения на сиденьях водителя испытанных автомобилей, как правило, больше, чем на полу кабины под сиденьем. Среднеквадратичная величина ускорений на сиденье может достигать 0,65 g при движении с высокими скоростями по неровным дорогам.

8. Горизонтальные ускорения на сиденье автомобилей № 1 и 2 относительно невелики — 30—50% от вертикальных. Продольные ускорения на сиденье автомобиля № 3 весьма значительны — 65—115% от вертикальных.

ЛИТЕРАТУРА

1. Брискин М. И., Гельфгат Д. В., Певзнер Я. М., Тихонов А. А. Динамические нагрузки в кузовах грузовых автомобилей. «Автомобильная промышленность», 1958, № 3.

2. Бабурин В. М., Матвеев П. С., Рождественский Ю. Б., Сорокин Ю. И. О вычислении функции распределения случайного процесса по экспериментальным данным. «Автоматика и телемеханика», 1962, т. XXI, № 5.
 3. Мирский Г. Я. Аппаратурное определение характеристик случайных процессов. М. — Л., «Энергия», 1967.
 4. Плетнев А. Е., Тихонов А. А. Анализ случайных процессов с помощью спектрометра инфразвуковых частот. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 90. М., 1967.
-

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ АВТОМОБИЛЯ ПО ИЗМЕРЕНИЯМ УГЛОВЫХ УСКОРЕНИЙ

Автомобили с газотурбинными двигателями (ГТД) имеют один или несколько массивных роторов, вращающихся со значительной частотой оборотов (20—60 тыс. об/мин). При поворотах на дорогах с малыми радиусами закругления и большой скоростью движения к опорным подшипникам роторов прикладываются значительные усилия. При этом происходит изгиб вала и возможно задевание лопаток за корпус, затрудняется управление автомобилем, а главное, повышается нагрузка на подшипники. В результате сокращается работоспособность и возможно повреждение подшипников.

Оценим влияние перегрузки на подшипники при повороте вала с угловой скоростью $\omega_{\text{пов}} = 1 \text{ рад/сек}$. Эта оценка относительна и не дает ответа на вопрос о пределе прочности и долговечности подшипника в реальных условиях. Однако она позволяет составить представление об актуальности вопроса.

В одной из моделей ГТД с массой турбокомпрессора $m = 8 \text{ кг}$, осевым моментом инерции $I_{\text{осев}} = 236 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ при 32 тыс. об/мин ($\omega_{\text{рот}} = \frac{\pi 32000}{30} \text{ рад/сек}$) и $\omega_{\text{пов}} = 1 \text{ рад/сек}$ возникает гироскопический момент сил $M = I_{\text{осев}} \omega_{\text{рот}} \omega_{\text{пов}} = 80 \text{ н} \cdot \text{м}$. Расстояние между подшипниками — точками опоры вала составляет 0,2 м, откуда усилие за счет гироскопического момента $P = \frac{M}{0,2} = 400 \text{ н}$, а ускорение $a = \frac{P}{m} = 50 \text{ м/сек}^2$ или в долях ускорения силы тяжести ($a_0 \approx 10 \text{ м/сек}^2 = 1g$) перегрузка $\frac{a}{a_0} = 5$.

Для коэффициента работоспособности подшипников качения известно выражение $K = P(nT)^{0,3}$, где P — нагрузка; n — частота оборотов; T — период работоспособности.

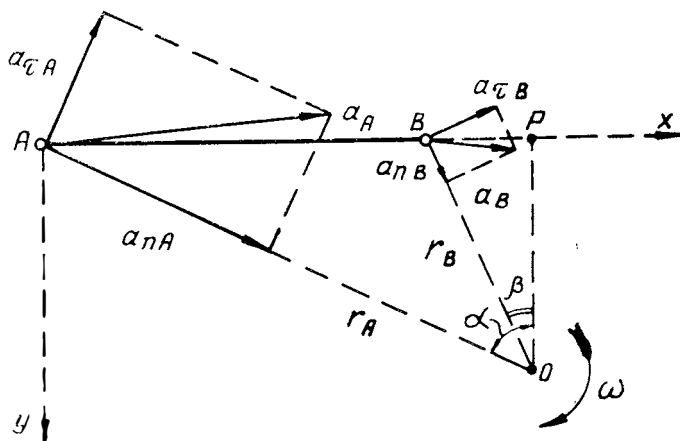
При двух разных нагрузках P и P_0 , постоянной частоте оборотов вала с данным подшипником можно записать, что $P_0 T_0^{0.3} = P T^{0.3}$. Отношение нагрузок можно принять равным отношению $\frac{a}{a_0} = 5$, т. е. перегрузке, откуда $T = \frac{T_0}{230}$. Время работоспособности сократилось весьма значительно. Если принять $\omega_{пов} = 0,5 \text{ рад/сек}$, то $\frac{a}{a_0} = 2,5$ и $T = \frac{T_0}{23}$, при этом время работоспособности также сокращается, но не так катастрофически, как в первом случае. По другим оценкам усилия от угловой скорости при повороте со скоростью $0,5 \text{ рад/сек}$ имеют тот же порядок, что и силы, возникающие от дисбаланса ротора.

Угловая скорость ω автомобиля может быть вычислена по известной линейной скорости, радиусу закругления пути или времени поворота на участке; однако измерения позволяют выяснить все фазы движения в реальных условиях испытаний автомобиля.

Для определения угловой скорости применен серийный виброизмерительный прибор типа ВИ6-5МА с модернизированными датчиками ускорения ДУ-5, при этом значения ω получены по результатам измерения тангенциальных или нормальных ускорений. Ниже излагается краткая теория метода.

Определение угловых скоростей по данным измерения нормальных ускорений

Рассмотрим вращение отрезка AB вокруг точки O на плоскости (фиг. 1).



Фиг. 1. План ускорений при вращении отрезка AB .

Два датчика ускорения устанавливаются в точках A и B так, что оси чувствительности параллельны отрезку AB , сигналы датчиков включаются встречно для того, чтобы исключить запись ускорений при поступательном прямолинейном неравномерном движении. Как только отрезок начинает поворачиваться, в точках A и B появляются нормальные и тангенциальные ускорения.

Величины проекций нормального и тангенциального ускорений на ось x в точках A и B можно записать через угловую скорость, ее производную и расстояния до центра вращения:

$$a_{nxA} = \omega^2 AP, \quad a_{\tau xA} = \frac{d\omega}{dt} OP;$$

$$a_{nxB} = \omega^2 BP, \quad a_{\tau xB} = \frac{d\omega}{dt} OP.$$

Разность проекций тангенциальных составляющих даст нуль, а разность проекций нормального ускорения

$$a_{nxA} - a_{nxB} = \omega^2 AB = \Delta a_n,$$

откуда

$$\omega = \sqrt{\frac{\Delta a_n}{AB}}.$$

Определение угловой скорости автомобиля сводится к определению угловой скорости отрезка AB . Это важно потому, что нет необходимости находить центр поворота, тем более, что в движении он чаще всего является переменной величиной.

Определение угловых скоростей по данным измерения тангенциальных ускорений

В этом случае измеряется разность ускорений от датчиков, установленных в точках A и B перпендикулярно базе AB (ось y). Проекции ускорений равны:

$$a_{nyA} = \omega^2 OP, \quad a_{\tau yA} = \frac{d\omega}{dt} AP;$$

$$a_{nyB} = \omega^2 OP, \quad a_{\tau yB} = \frac{d\omega}{dt} BP.$$

Разности проекций нормальных составляющих на ось y дадут нуль, а разности тангенциальных составляющих

$$a_{\tau yA} - a_{\tau yB} = \frac{d\omega}{dt} AB = \Delta a_{\tau}(t).$$

Для того, чтобы получить угловую скорость, необходимо интегрировать результаты измерения, т. е. кривую $\Delta a_\tau(t)$, на интервале времени T между моментами t_1 и t_2 , откуда

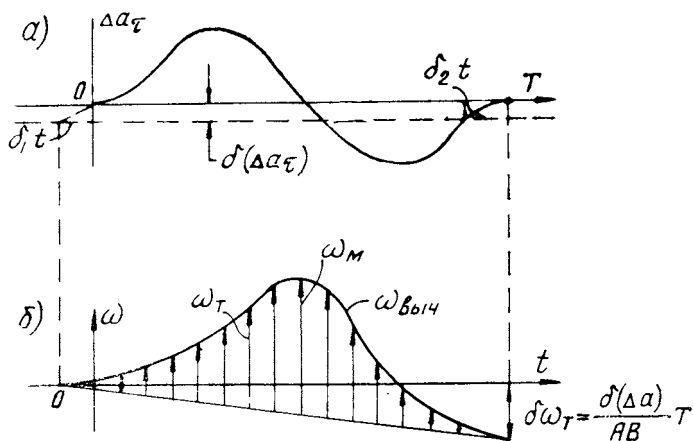
$$\omega = \frac{1}{AB} \int_{t_1}^{t_2} \Delta a_\tau(t) dt + C.$$

Интегрирование осуществляется графически (хотя не исключаются и другие пути).

Постоянную интегрирования можно определить путем соответствующего выполнения измерения и даже сделать равной нулю. Для этого движение нужно начинать или заканчивать прямолинейным, что обычно и выполняется на практике. При этом $\omega = 0$, $\Delta a_\tau(t) = 0$, откуда $C = 0$.

Однако при интегрировании может быть допущена систематическая ошибка $\delta(\Delta a_\tau)$ за счет погрешности определения положения нулевой линии графика $\Delta a_\tau(t)$, который интегрируется (фиг. 2,а). При этом будет получено ошибочное значение угловой скорости:

$$\begin{aligned} \omega_{\text{выч}} &= \frac{1}{AB} \int_{-\delta_1 T}^{T-\delta_2 T} [\Delta a_\tau(t) \mp \delta(\Delta a_\tau)] dt = \frac{1}{AB} \int_0^T \Delta a_\tau(t) dt + \\ &+ \frac{1}{AB} \left[\int_{-\delta_1 T}^0 \Delta a_\tau(t) dt - \int_0^{T-\delta_2 T} \Delta a_\tau(t) dt \right] \mp \frac{\delta(\Delta a_\tau)}{AB} (T - \delta_2 T + \delta_1 T). \end{aligned}$$



Фиг. 2. Кривая разности тангенциальных ускорений (а) и результат ее графического интегрирования -- кривая угловой скорости (б).

При повороте базы AB только в одну сторону с постоянной линейной скоростью точек A и B (что характерно для автомобиля) кривая $\Delta a_z(t)$ будет симметричной, так что:

$$\delta_1 t - \delta_2 t \approx 0; \quad \int_{-\delta_1 t}^0 \Delta a_z(t) dt - \int_{-\delta_2 t}^0 \Delta a_z(t) dt \approx 0.$$

Поэтому с достаточной степенью точности можно записать:

$$\omega_{\text{выч}} = \frac{1}{AB} \int_0^T a_z(t) dt \pm \frac{\delta(\Delta a_z)}{AB} T = \omega_T \pm \delta\omega_T.$$

Таким образом, график угловой скорости после интегрирования при систематической ошибке в отсчете нулевой линии интегрируемой кривой представляет собой кривую (фиг. 2,б), ординаты которой равны сумме истинных значений угловой скорости и ошибки (которая пропорциональна интервалу интегрирования и является прямой линией на значительном интервале).

Для исключения ошибки достаточно соединить концы полученной кривой $\omega_{\text{выч}}$ прямой линией $\delta\omega_T$ и отсчеты ординат ω_T производить от этой наклонной прямой. Максимум угловой скорости ω_M соответствует максимуму разности между кривой $\omega_{\text{выч}}$ и прямой $\delta\omega_T$.

Техника и методика измерений. Результаты

Кривые нормальных и тангенциальных ускорений записывались на участках дороги, на которых осуществлялся левый и правый повороты грузового автомобиля. Дорога асфальтированная, повороты под прямым углом с радиусами закругления 10—12 м. Скорость автомобиля около 25 км/ч. Датчики ускорения ДУ-5 устанавливались на базе $AB=168$ см и ориентировались поперек базы для измерения тангенциальных ускорений и вдоль базы для измерения нормальных ускорений. Для образования разности электрических сигналов выходы двух идентичных каналов прибора ВИ6-5МА включались дифференциально через сопротивление 7,5 ом на один шлейф типа V осциллографа К12-21, зашунтированный емкостью 4000 мкф для устранения высокочастотных сигналов, связанных с вибрацией. Так как разности ускорений примерно на порядок меньше самих ускорений, то необходима высокая чувствительность записи. Установка шлейфов высокой чувствительности неприемлема, так как одновременно увеличивается нестабильность «нулевой» линии (дрейф усилителей). Поэтому была увеличена в 6 раз чувствительность датчиков ускорения путем приклеивания дополнительных грузиков. Это снизило собственную частоту в $\sqrt{6}$ раз (собственная частота датчиков ускорения ДУ-5 около 400 гц), однако частота исследуемого процесса (поворота) остается значительно меньше новой собственной частоты датчиков, поэтому датчик по-прежнему измеряет ускорение.

Статическая тарировка измерительной аппаратуры осуществляется поочередным поворотом каждого датчика в вертикальной плоскости на $\pm 90^\circ$ (ускорение $\pm 1 g$).

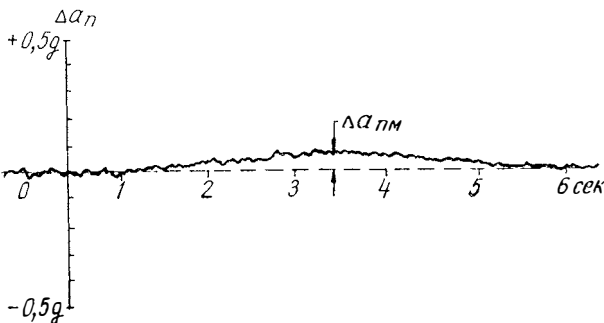
Равенство амплитуд импульсов на записи подтверждает идентичность каналов. В дальнейшем возможна тарировка поворотом одного датчика, так как способ измерения дифференциальный. Поскольку поворот автомобиля занимает несколько секунд, а собственные частоты датчиков сотни герц, то динамическая тарировка устройства практически не нужна.

Измерения нормальных и тангенциальных ускорений производились одновременно. При этом получались несколько отличающиеся скорости движения автомобиля и различные радиусы закругления пути. Некоторые результаты определения угловых скоростей по данным измерения угловых ускорений приводим в таблице.

Т а б л и ц а

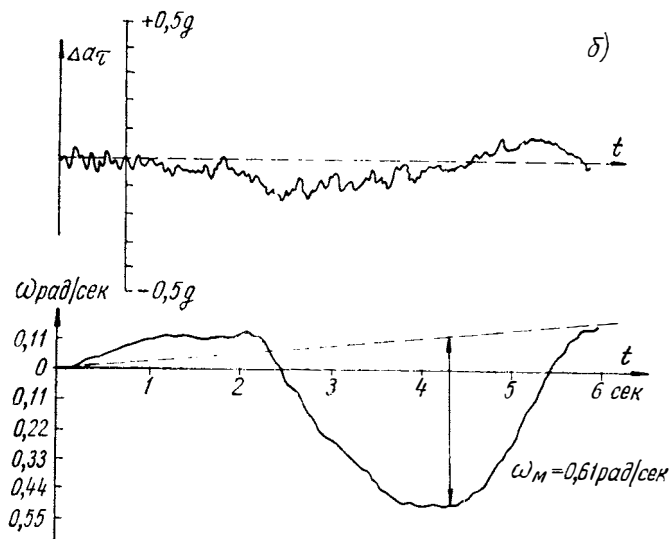
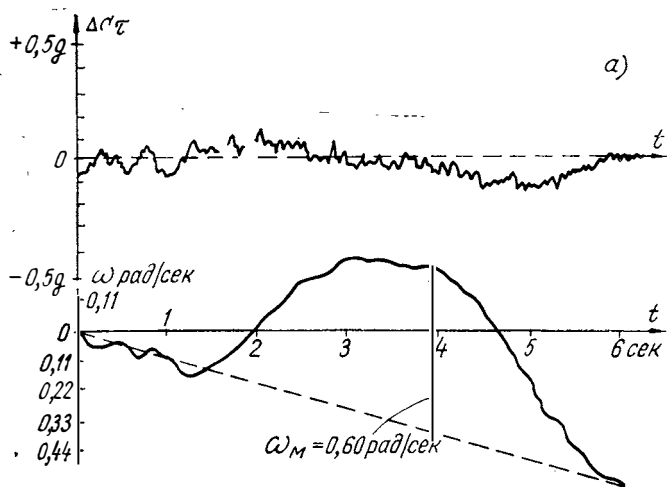
Поворот	Максимальная угловая скорость (рад.сек) по измерениям тангенциальных ускорений	Максимальная угловая скорость (рад.сек) по измерениям нормальных ускорений
Направо	0,60	0,64
	0,67	0,62
Налево	0,61	0,65
	0,66	0,65

Примеры записи разности нормальных ускорений приводятся на фиг. 3, а записи разности тангенциальных ускорений при правом и левом повороте на фиг. 4, а и б, где приведены и результаты интегрирования, т. е. графики угловых скоростей.



Фиг. 3. Экспериментальная кривая разности нормальных ускорений. $AB=168$ см, $\Delta a_{nm} = 71,4$ см.сек²,

$$\omega_M = \sqrt{\frac{71,4}{168}} = 0,65 \text{ рад.сек.}$$



Фиг. 4. Экспериментальные кривые разности тангенциальных ускорений и кривые угловых скоростей:
 а — правый поворот автомобиля; б — левый поворот автомобиля.

Как показывает опыт, наиболее простым способом определения угловой скорости является способ, при котором измеряются разности нормальных ускорений. Он характеризуется большей устойчивостью результатов измерения, простотой обработки результатов, ибо отсутствует операция интегрирования. Кроме того, по виду осциллограммы легко определяется, в каком движении (поступательном или вращательном) находился объект измерения, в то время как при измерении тангенциальных ускорений невозможно отличить поступательное движение от равномерного вращения: в обоих случаях $\Delta a_{\tau} = \frac{d\omega}{dt} = 0$. Но у способа, использующего нормальные ускорения, есть один недостаток: при любом направлении поворота сохраняется знак кривой Δa_n , т. е. по осциллограмме невозможно определить направление поворота.

С целью повышения точности измерения целесообразно дальнейшее увеличение чувствительности датчиков ДУ-5 путем увеличения сейсмической массы. Прочность пружин и незначительные величины угловых ускорений допускают такую возможность. Чувствительность можно также повысить увеличением базы до нескольких метров (на всю длину автомобиля).

УДК 629.113.621.43-57-71(047.31)

*Канд-ты техн. наук М. Л. Минкин, З. И. Лейбзон,
инж-ры Э. Ё. Хмельницкий, А. Н. Моисейчик*

РАБОТЫ НАМИ В ОБЛАСТИ ПУСКА И ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Работы в области пуска двигателей

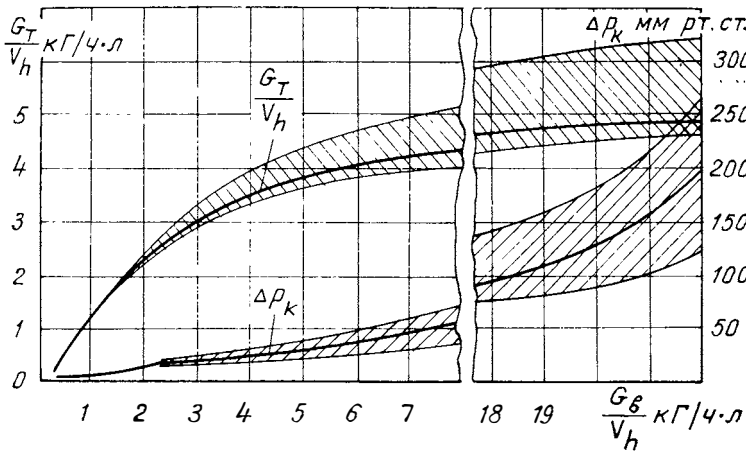
Первой печатной работой сотрудников НАМИ, в которой рассматривались вопросы пуска двигателя, была статья М. М. Лихачева и Ю. М. Галкина, опубликованная в 1932 г. в «Известиях НАТИ» № 1—2. В дальнейшем в лаборатории дизельной аппаратуры и пуска под руководством проф. Г. Г. Калиша, а затем П. В. Нагаева и в группе проф. Н. Н. Боброва проводились конструкторско-экспериментальные и исследовательские работы в области пуска при участии И. С. Хвощева, А. С. Лозаря, М. Л. Минкина и др.

К числу ранних работ НАМИ в области пуска двигателей следует отнести работы, связанные с созданием пусковых двигателей В-20 для дизельных тракторов ЧТЗ С-65, внедренных в 1937 г. в массовое производство, и ПД-10 для тракторов ЛТЗ. Указанные работы были выполнены при непосредственном участии М. Л. Минкина, Я. Б. Фумбарова, А. С. Озерского, В. И. Островского и других сотрудников НАМИ. Однако отсутствие специальной холодильной камеры существенно сдерживало развитие работ в этом направлении.

Дальнейшее развитие в НАМИ они получили после создания в 1950 г. специализированной лаборатории пуска и охлаждения, которая в 1955 г. была оборудована холодильной камерой, позволяющей проводить исследования при температурах до минус 50°C. К этому периоду на основе критического анализа отечественной и зарубежной литературы были определены основные направления развития исследовательских работ в области пуска и охлаждения.

Одним из основных факторов, определяющих пусковые качества двигателя, является число минимальных пусковых оборотов.

Проведенные в НАМИ совместно с Ленинградским и Московским карбюраторными заводами, заводом им. Лихачева, Мелитопольским моторным заводом, Горьковским автомобильным заводом и заводом им. Ленинского комсомола исследования и доводка пусковых качеств двигателей позволили выявить ряд закономерностей и существенно снизить величину минимальных пусковых оборотов двигателей ЗИЛ, МеМЗ, МЗМА и ГАЗ и тем самым улучшить их пусковые качества. Снижение пусковых оборотов в значительной мере было получено за счет подбора оптимального угла опережения зажигания и отладки пусковой характеристики карбюраторов, причем последняя осуществлялась путем изменения элементов конструкции воздушной заслонки карбюратора и угла открытия дроссельной заслонки при полностью закрытой воздушной заслонке.



Фиг. 1. Относительная пусковая характеристика карбюраторов.

На фиг. 1 по экспериментальным точкам, полученным при испытании двигателей с рабочим объемом V_h от 0,746 до 9 л (МеМЗ-965 с карбюраторами К-123, К-100 и К-59М; МЗМА-407 и МЗМА-408 с карбюраторами К-126 и К-59; ГАЗ-21 с карбюраторами К-105, К-22И и К-124; ГАЗ-66 с карбюратором К-115; ЗИЛ-130 с карбюратором К-88 и «Урал-376» с карбюратором К-114), установлены граничные величины удельного часового расхода топлива $\frac{G_T}{V_h}$ и разрежения за дроссельной заслонкой Δp_k в зависимости от удельного часового расхода воздуха $\frac{G_B}{V_h}$ (на фигуре проведены тонкими линиями). На основе их значений относительная пусковая характеристика (показана жирными линиями) была рекомендована для подбора пусковой регулировки карбюратора к любому двигателю.

Эти работы в сочетании с другими исследованиями карбюраторных двигателей и дизелей, проведенными в НАМИ, ЯМЗ и других организациях, содействовали улучшению пусковых качеств отечественных двигателей. В результате этих работ пуск современных автомобильных карбюраторных двигателей без применения средств облегчения пуска и системы подогрева обеспечивается при использовании зимних сортов масел до температуры минус 15—20°C, а новых дизелей — до минус 10°C.

При проведении исследований было уделено большое внимание определению величин момента сопротивления вращению коленчатого вала двигателя при пуске. Выявленные М. Л. Минкиным, А. Н. Хватковым и Р. И. Давтяном зависимости и предложенные на этой основе формулы сопротивления вращению подтвердили, что существенное уменьшение величины сопротивления при заданной температуре и скорости вращения коленчатого вала может быть достигнуто снижением вязкости картерного масла, что, в свою очередь, оказывает влияние на предел отрицательных температур пуска двигателей. Применение загущенных масел на маловязкой основе, разработанных проф. Е. Г. Семенидо и его сотрудниками, ВНИИ НП, НАМИ и другими организациями, дополнительно расширило предельные температуры пуска дизелей и карбюраторных двигателей на 5—7°C.

Радикальным решением проблемы пуска дизелей и карбюраторных двигателей является введение в конструкцию автомобилей и тракторов индивидуальных пусковых подогревателей, особенно при наличии обычных зимних масел и отсутствии антифриза.

Разработанные в довоенные и выпускавшиеся в послевоенные годы пусковые подогреватели для автомобилей и тракторов, в основном ламповые, не соответствовали возросшим техническим требованиям. Поэтому пришлось приступить к разработке подогревателей новых конструкций. С 1961 г. Шадринский автоагрегатный завод приступил к выпуску подогревателя типа П-100 для двигателей ЗИЛ, созданного сотрудниками НАМИ А. С. Самойловичем, Р. С. Гроховским и Г. Б. Рутенбургом совместно с ЗИЛом.

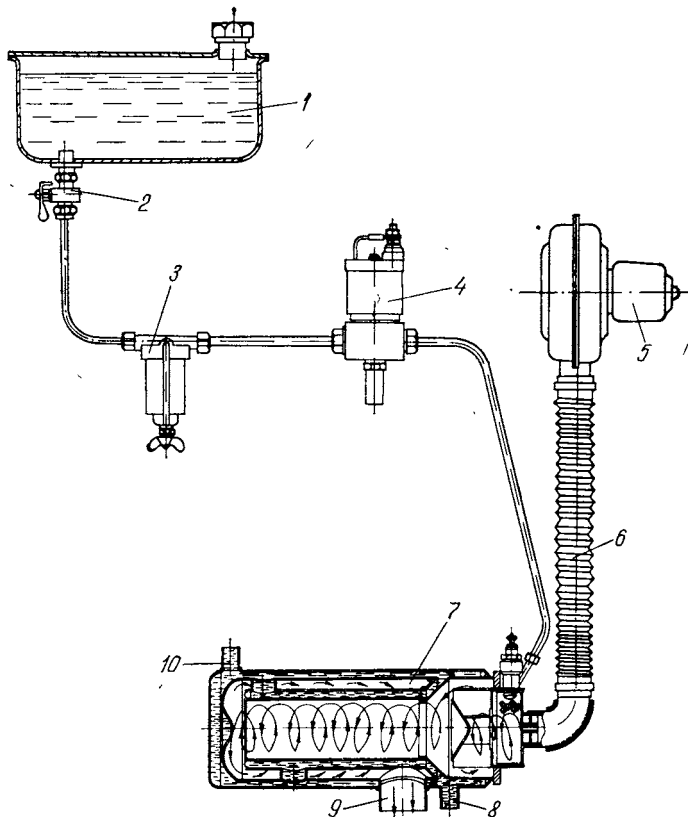
В лаборатории пуска и охлаждения НАМИ в содружестве с автотракторными и автоагрегатными заводами, НАТИ и другими институтами в течение ряда лет проводятся работы по расчету, подбору и созданию семейства жидкостных безламповых подогревателей типа ПЖ, связанных между собою общностью конструктивных решений и наличием многих унифицированных деталей (фиг. 2 и 3).

Семейство состоит из бензиновых подогревателей (ПЖБ) и дизельных (ПЖД), которые были испытаны в лабораторных и дорожных условиях. После проведенной доводки и отработки технотехническими институтами в течение ряда лет проводятся работы по расчету, внедрять на заводах.

Созданные для большинства отечественных автомобилей и тракторов подогреватели обеспечивают подогрев и подготовку двигате-

лей к работе при температуре минус 40°C в течение не более 30 мин при использовании обычных зимних моторных масел.

В случае применения загущенных масел на маловязкой основе АКЗп-10, АСЗп-10 и особенно типа АКЗп-6 время на подготовку двигателей к работе сокращается до 20 мин. Подогреватели сохраняют работоспособность до минус 60°C при комплектовании их резино-техническими изделиями и электрооборудованием в «северном» исполнении.



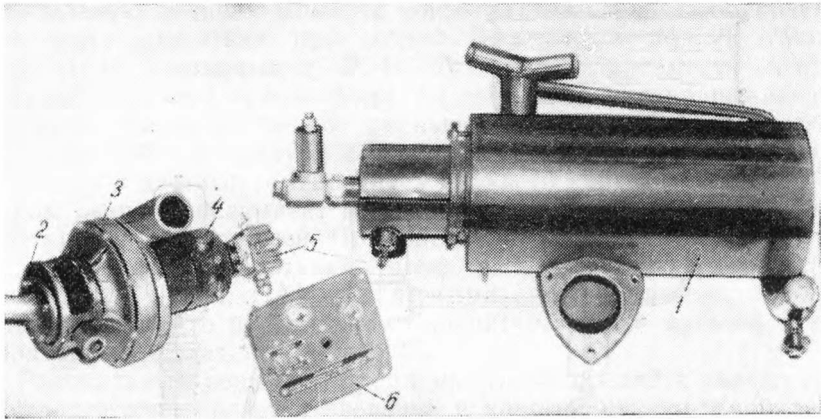
Фиг. 2. Принципиальная схема бензинового подогревателя типа ПЖБ с оборудованием в сборе при подаче топлива самотеком и термосифонной циркуляции жидкости:

1 — топливный бачок; 2 — кран; 3 — фильтр-отстойник; 4 — электромагнитный клапан; 5 — электровентиль; 6 — воздухопровод; 7 — котел подогревателя с горелкой в сборе; 8 — патрубок для входа охлажденной жидкости; 9 — патрубок для отвода горячих газов к двигателю; 10 — патрубок для выхода нагретой жидкости.

Использование подогревателей, связанное с усложнением конструкции двигателей и увеличением их веса, не исключает необходимости применения во многих случаях на дизелях и карбюраторных двигателях, в зависимости от требований к продолжитель-

сти пуска и условий эксплуатации, пусковых приспособлений для впрыска легковоспламеняющейся жидкости во впускной трубопровод.

Эти приспособления можно применять вместо подогревателей, если требуется обеспечить мгновенный пуск двигателей при низких температурах, или в сочетании с подогревателями, если нужно повысить надежность пуска и сократить время пуска и подготовки двигателя к работе при очень низких температурах.



Фиг. 3. Общий вид дизельного подогревателя ПЖД-44:

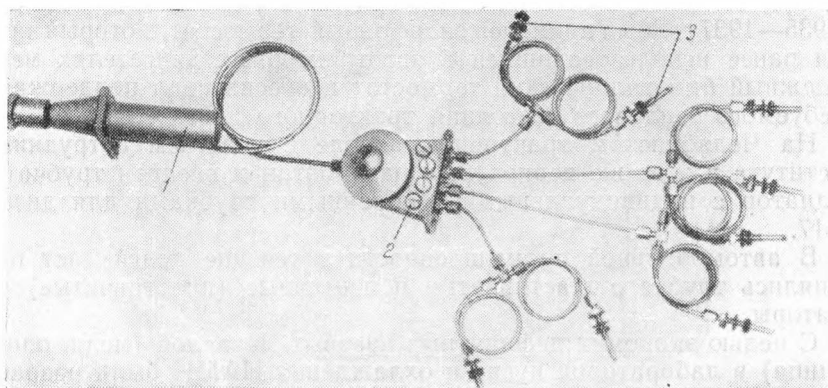
1 — котел подогревателя; 2 — жидкостный насос; 3 — вентилятор; 4 — электродвигатель;
5 — топливный насос; 6 — пульт управления.

Были проведены большие поисковые работы и испытания ряда дизелей и карбюраторных двигателей в лабораторных и эксплуатационных условиях, в том числе на Крайнем Севере, с различными вариантами пусковых приспособлений и легковоспламеняющихся жидкостей. На основе полученных данных в настоящее время рекомендованы и приняты к производству две модели пусковых приспособлений: 5ПП-40 и 6ПП-40, удовлетворяющие требованиям пуска отечественных автомобильных дизелей и карбюраторных двигателей рабочим объемом от 2,5 до 40 л.

Кроме того, совместно с Б. А. Энглиным, А. А. Гуревым и др. созданы и внедрены в производство две легковоспламеняющиеся жидкости, из которых одна, получившая условное наименование «Холод Д-40», предназначена для дизелей и вторая — «Арктика» — для карбюраторных двигателей.

Приспособления (фиг. 4) состоят из трех основных частей: ручного насоса или специального баллончика с сжатым воздухом, находящегося в кабине водителя, смесителя, располагаемого в непосредственной близости от двигателя, и форсунок-распылителей, устанавливаемых во впускном трубопроводе двигателя.

Разработанные пусковые приспособления и жидкости обеспечивают практически мгновенный пуск холодных дизелей и карбюраторных двигателей при температурах до минус 35—40°C при применении загущенных масел на маловязкой основе и до минус 25°C при применении обычных зимних масел. Минимально необходимые пусковые обороты коленчатого вала при этих температурах составляют для дизелей с объемным смесеобразованием 50—60 об/мин и для карбюраторных двигателей — 25—30 об/мин. В настоящее время организовано крупносерийное производство пусковых приспособлений 6ПП-40.



Фиг. 4. Пусковое приспособление 6ПП-40 для впрыска легковоспламеняющейся жидкости:

1 — ручной воздушный насос; 2 — смеситель; 3 — форсунки-распылители.

Лабораторией пуска и охлаждения НАМИ выполнен также ряд работ по аккумуляторным батареям, электроискровым свечам и элементам пусковых систем.

На ВДНХ с ноября 1968 г. по февраль 1969 г. была открыта отраслевая выставка «Техника для Севера», на которой, в частности, НАМИ в качестве экспонатов наряду с другими демонстрировал перечисленные образцы средств облегчения пуска двигателей.

Заканчивая краткий обзор проведенных в НАМИ работ в области пуска двигателей, необходимо указать, что, кроме упомянутых ранее сотрудников, итогам выполненных работ мы обязаны целому коллективу работников лаборатории пуска и охлаждения и лаборатории топлив и масел, в том числе В. В. Карницкому, В. З. Оберемоку, С. В. Петровой, Ю. Н. Семенову, О. П. Кулясову, В. А. Шереметьеву, Г. Ф. Чибизову, Б. А. Доможилову, Л. М. Меньшовой, А. С. Голубовской и другим.

Работы в области жидкостного охлаждения двигателей

Соответствие узлов системы охлаждения требованиям двигателя, для которого они предназначены, в известной степени определяют экономичность, надежность работы и срок службы двигателя. В связи с развертыванием работ по двигателестроению с 1936 г. вопросами охлаждения стала заниматься специально созданная в НАМИ лаборатория, возглавляемая С. А. Лебедевым, в которой аспирантом М. М. Додоновым была разработана и введена в действие деревянная аэродинамическая труба, предназначенная для испытания секций радиаторов.

При создании в НАМИ дизеля М-17 для тракторов ЧТЗ С-65 в 1935—1937 гг. был применен сифонный термостат, который заменил ранее использовавшийся в автотракторных двигателях менее надежный биметаллический термостат и обеспечивал поддержание требуемого теплового состояния тракторного двигателя.

На Челябинском тракторном заводе с участием сотрудников института в этот же период был разработан и внедрен трубчатый радиатор с индивидуальными оребренными трубками для дизеля М-17.

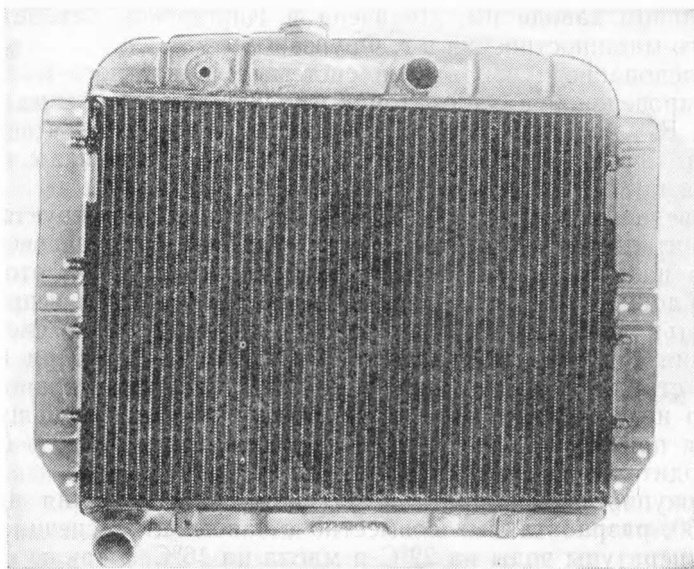
В автомобильной промышленности в течение долгих лет применялись трубчато-пластинчатые и ленточные (пластинчатые) радиаторы.

С целью экономии дефицитных цветных металлов (меди, олова, свинца) в лаборатории пуска и охлаждения НАМИ были разработаны, изготовлены совместно с ЗИСом и испытаны в специально созданной аэродинамической трубе и на автомобилях опытные образцы цельностальных радиаторов для автомобилей ЗИС-5 и опытные партии радиаторов для автомобилей ЗИС-150 и ЗИС-5 со стальными пластинами, защищенными различными антикоррозионными покрытиями, в том числе оцинкованными и покрытыми оловянно-свинцовым сплавом.

Работы с заменителями дефицитных цветных металлов подтвердили принципиальную возможность реализации этого направления. Однако в связи с повышенным весом цельностальных радиаторов, оцинкованных горячим способом, худшей антикоррозионной стойкостью этих радиаторов и радиаторов со стальными пластинами, а также уменьшенной теплоотдачей последних, внедрение их в промышленность не было осуществлено.

Дальнейшие исследовательские работы позволили выявить, что наилучшими теплотехническими показателями обладают трубчато-ленточные, средними — пластинчатые (ленточные) оребренные и более низкими — трубчато-пластинчатые радиаторы. Поэтому по инициативе НАМИ и ГАЗ при участии ЗИЛа и других заводов были проведены конструкторско-экспериментальные работы, завершившиеся внедрением в производство трубчато-ленточных радиаторов для автомобилей ГАЗ, ЗИЛ, МАЗ, КАЗ, «Урал-355М» и «Москвич-412» (фиг. 5).

Внедрение этих радиаторов (1960—1968 гг.) обеспечило за счет повышенного коэффициента использования единицы веса цветных металлов ежегодную экономию свыше 3000 т дефицитных цветных металлов и трех миллионов рублей при годовом выпуске около одного миллиона штук.



Фиг. 5. Трубчато-ленточный радиатор для автомобилей ЗИЛ-130.

На основе этих работ на ЗИЛе и Воткинском машиностроительном заводе внедрены также отопители с трубчато-ленточной сердцевиной.

В течение ряда лет, начиная с 1955 г., по предложению М. С. Курневича в НАМИ проводились работы по созданию алюминиевых радиаторов разборного типа для автомобилей ЗИЛ-150 и ЗИЛ-164. Проведенные работы завершились выпуском на Ждановском заводе нескольких опытных партий этих радиаторов и их испытанием в лабораторных и дорожных условиях.

Работы в НАМИ в области алюминиевых радиаторов, проводившиеся с целью исключения потребления дефицитных цветных металлов, послужили толчком развития работ в других организациях и создания алюминиевых радиаторов с другими конструктивными решениями, являющихся достаточно перспективными.

Исследованию и внедрению радиаторов новых конструкций способствовало создание в НАМИ и введение в действие в 1953 г. усовершенствованной аэродинамической трубы для испытания целых радиаторов, с помощью которой был проведен большой ком-

плекс исследовательских работ. Накопленный опыт позволил оказать техническую помощь в виде консультации и передачи результатов расчета и исследования радиаторов большинству автомобильных и автоагрегатных заводов, изготавливающих или использующих радиаторы; кроме того, разработанный проект трубы был использован при создании аэродинамических труб на Московском автомобильном заводе им. Лихачева и Киргизском заводе автомобильного машиностроения в г. Фрунзе.

Исследование вентиляторов системы жидкостного охлаждения было проведено в лаборатории пуска и охлаждения НАМИ инж. Э. Е. Хмельницким, разработавшим метод расчета вентиляторов (см. «Труды НАМИ», вып. 7. М., 1964 и журналы «Автомобильная промышленность», 1969, № 12; 1970, № 1).

Проведенные в 1959 г. совместно с ЗИЛом конструкторско-экспериментальные работы позволили внедрить в массовое производство на заводе вентилятор новой конструкции (с отогнутыми краями лопастей), обладающий повышенными к. п. д. и производительностью и обеспечивший снижение температуры в системе охлаждения V-образных двигателей ЗИЛ на 6—8°C. При одинаковой со стандартным вентилятором ЗИЛ производительности вентилятор новой конструкции расходует почти вдвое меньшую мощность, а при одинаковой мощности обеспечивает на 20% большую производительность, чем стандартный.

Совокупность мероприятий по системе охлаждения двигателя ЗИЛ-130, разработанных совместно с заводом, обеспечила снижение температуры воды на 22°C и масла на 16°C, а также снижение температуры воздуха в подкапотном пространстве на 20°C.

Экономичность и износостойкость двигателя в значительной мере зависят от того, насколько его тепловое состояние при работе близко к оптимальному. Поддержанию оптимального теплового состояния способствуют термостаты, регулирующие количество циркулирующей через радиатор жидкости.

Устанавливаемые на большинстве автомобильных двигателей термостаты сифонного типа, внедренные в промышленность свыше 30 лет тому назад, в настоящее время не удовлетворяют требованиям системы охлаждения современных автомобильных двигателей, работающих под давлением, так как характеристика их работы зависит от давления в системе и поэтому является нестабильной. Не обеспечивая четкого регулирования, сифонные термостаты вместе с тем быстро выходят из строя при повышенной циркуляции жидкости.

В связи с этим была доработана конструкция термостата ТС-101 с твердым наполнителем и поворотной заслонкой, который с 1965 г. внедрен в массовое производство для автомобилей ЗИЛ-130, ЗИЛ-131 и «Урал-375» (фиг. 6). Диаметр проходного отверстия этого термостата 36 мм, а фланца крепления 65 мм. Допустимая максимальная циркуляция жидкости через термостат ТС-101 400 л/мин. Кроме того, НАМИ совместно с ВНИИ НП разработаны техниче-

кие требования на твердый наполнитель (узкую фракцию церезина), внедренный в производство.

Дальнейшим развитием этих работ было создание типоразмерного ряда, включающего пять размерностей термостатов более совершенной конструкции с твердым наполнителем и прямым ходом клапана (табл. 1). В каждой из них имеются термостаты как с подвижным (ТБп) или неподвижным (ТБн) относительно термосилового датчика перепускным клапаном, так и без него (Т).

Термостаты для двигателей, устанавливаемых на автомобилях «Москвич-412», внедрены в крупносерийное производство в 1967 г. Модели термостатов для двигателей ЗМЗ и ЯМЗ автомобилей ГАЗ, МАЗ и КрАЗ рекомендованы к внедрению.

В связи со значительным расширением использования двигателей в различных климатических условиях возросла необходимость в изучении влияния атмосферных условий на эффективность работы системы охлаждения и в корректировании эффективных показателей в зависимости от температуры и влажности воздуха.



Фиг. 6. Термостат ТС-101 с твердым наполнителем для двигателей ЗИЛ:
1 — термосилового датчик; 2 — поворотная заслонка.

Таблица 1

Типоразмерный ряд термостатов

Размерность	Модель	Диаметр отверстия для прохода жидкости, мм	Диаметр фланца крепления, мм	Допустимая максимальная циркуляция жидкости, л/мин	Назначение (автомобиль)
1	Т1, ТБп1, ТБн1	33	56	180	«Москвич-412»
2	Т2, ТБп2, ТБн2	40	63	250	ГАЗ-24
3	Т3, ТБп3, ТБн3	49	75	360	МАЗ и КрАЗ с двигателями ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238
4	Т4, ТБп4, ТБн4	56	85	500	Перспективные большегрузные автомобили с двигателями большого рабочего объема
5	Т5, ТБп5, ТБн5	61	91	600	

До последнего времени в СССР действовал ГОСТ 491—55, согласно которому приводились к стандартным атмосферным условиям мощностные и экономические показатели карбюраторных двигателей в зависимости от температуры и давления воздуха на впуске. Что касается дизелей, то, поскольку последние работают с коэффициентом избытка воздуха больше единицы, предполагалось, что влияние температуры воздуха незначительно и оно не учитывалось. Влияние влажности воздуха также не учитывалось не только для дизелей, но и для карбюраторных двигателей.

В введенной лабораторией в действие тропической камере были проведены исследования карбюраторных двигателей ЗИЛ-130 и ГАЗ-21А и дизелей НАМИ-019В, ЯАЗ-204, ЯАЗ-206, ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238НБ.

Исследования показали значительное влияние температуры и влажности поступающего в цилиндры воздуха на мощность и экономичность как карбюраторных двигателей, так и дизелей. Причем с повышением температуры и влажности воздуха снижается мощность и увеличивается удельный расход топлива. Установлено также, что степень влияния атмосферных условий на показатели двигателя зависит и от его конструктивных особенностей, в том числе и системы питания.

В результате обобщения полученных опытных данных были рекомендованы коэффициенты приведения мощности и удельного расхода топлива к стандартным атмосферным условиям, включенные в новый ГОСТ 14846—69 и международный стандарт СЭВ на методы испытания двигателей. Влияние влажности воздуха на мощность двигателей учитывается как изменение давления (барометрического за вычетом парциального).

При испытании карбюраторных двигателей, работающих при полном открытии дроссельной заслонки карбюратора, и дизелей (без наддува и с наддувом от нагнетателя с механическим приводом), работающих при полной подаче топлива, мощность и часовой расход топлива (последний только для дизелей) приводятся к выбранным стандартным атмосферным условиям: барометрическое давление 760 мм рт. ст.; температура воздуха 20°C; относительная влажность воздуха 50% (давление водяных паров 9 мм рт. ст.).

Поправки для приведения мощности к стандартным атмосферным условиям при неизменной регулировке карбюратора и топливного насоса, включенные в ГОСТ, указаны в табл. 2.

Для приведения мощности, а следовательно, и крутящего момента и среднего эффективного давления к стандартным атмосферным условиям, если испытания проводились при температуре воздуха выше 20°C и давлении воздуха ниже 751 мм рт. ст. (с учетом влажности воздуха), полученные при испытаниях значения перечисленных параметров должны быть соответственно увеличены на указанные в таблице величины; если испытания проводились при температуре ниже 20°C и давлении воздуха выше 751 мм рт. ст.

(с учетом влажности воздуха), полученные при испытаниях значения перечисленных параметров должны быть соответственно уменьшены на указанные в таблице величины*.

Т а б л и ц а 2

Изменение мощности двигателей, %

Условия применения поправок	Карбюраторные четырехтактные и двухтактные двигатели	Дизели четырехтактные и двухтактные без наддува и с наддувом от нагнетателя с механическим приводом
При изменении температуры воздуха на каждые 10°С в диапазоне от 10 до 60°С	1,8	2,2
При изменении давления на каждые 10 мм рт. ст. не ниже 600 мм рт. ст.	1,35	1,35

Для приведения расхода топлива к стандартным атмосферным условиям для четырехтактных и двухтактных дизелей без наддува и с наддувом от нагнетателя с механическим приводом установлены следующие поправки: при изменении температуры воздуха на каждые 10°С в диапазоне от 10 до 60°С часовой расход топлива (при неизменном положении рейки топливного насоса) изменяется на 1,5%. Для приведения часового расхода топлива к стандартным атмосферным условиям, если испытания проводились при температуре воздуха выше 20°С, полученный при испытаниях часовой расход топлива должен быть увеличен на указанную величину, а если ниже 20°С, то уменьшен на указанную величину.

В связи со значительным влиянием способа подогрева рабочей смеси во впускном трубопроводе двигателя (отработавшими газами или охлаждающей жидкостью) и конструкции карбюратора на изменение часового расхода топлива в зависимости от атмосферных условий расход топлива карбюраторными двигателями указывается без поправок.

Вследствие сложной зависимости эффективных показателей дизелей с турбонаддувом и влияния конструкции турбокомпрессора на изменение показателей двигателя поправки для приведения мощности и часового расхода топлива у дизелей с турбонаддувом устанавливаются особо.

В настоящее время ведется исследование замкнутых систем охлаждения с повышенным температурным режимом и всесезонной охлаждающей жидкостью. Это направление может обеспечить экономии цветных металлов в производстве радиаторов, повышение

* Давление воздуха во время испытаний равно барометрическому давлению за вычетом давления водяных паров. При понижении давления ниже 600 мм рт. ст. поправка на изменение мощности должна быть согласована между заводом-изготовителем и потребителем.

эффективности охлаждения автомобильных двигателей и снижение трудоемкости ухода за автомобилем.

Экспериментальные исследования карбюраторного двигателя легкового автомобиля при температуре охлаждающей жидкости до 120°C показали, что двигатель в стандартном исполнении, но оборудованный расширительным бачком и пробкой, обеспечивающей поддержание избыточного давления не ниже 1,02 атм, при повышенной температуре воды или всесезонной опытной жидкости работал нормально и устойчиво. Эффективная мощность двигателя при работе по скоростной характеристике в результате повышения температуры охлаждающей жидкости в системе от 80 до 120°C не изменялась; при этом несколько снизился удельный расход топлива благодаря небольшому уменьшению часового расхода. Существенная экономия топлива (8—10%) была достигнута при работе на частичных нагрузках, что является весьма важным, так как большую часть времени автомобильные двигатели работают с неполной нагрузкой. По мере повышения температуры в системе охлаждения уменьшается теплоотдача в охлаждающую жидкость (при несколько увеличивающейся теплоотдаче в масло) и одновременно повышается теплорассеивающая способность радиатора.

Замкнутые системы охлаждения с повышенным температурным режимом, как показали исследования, кроме указанных выше преимуществ, имеют и ряд других, что позволяет рекомендовать их для вновь разрабатываемых отечественных двигателей, и в первую очередь предназначенных для легковых автомобилей. Особенно целесообразно использование замкнутых систем в двигателях, в которых в качестве охлаждающей жидкости применяется антифриз или всесезонная жидкость.

В исследовании и создании узлов системы охлаждения принимали большое участие, кроме авторов статьи, сотрудники лаборатории: Л. Е. Алексеева, П. А. Иванов, П. Е. Дерюгин, А. П. Дричик, А. Н. Рязанкин, И. Д. Терешенков, Н. И. Мишенев и др.

Кроме внедрения в массовое производство перечисленных выше агрегатов, за истекшие годы сотрудниками лаборатории пуска и охлаждения НАМИ составлен и опубликован ряд научных статей, брошюр и книг, методических разработок, стандартов и отраслевых нормалей, получен ряд авторских свидетельств, в которых сконцентрирован ценный опыт в области пуска и охлаждения транспортных двигателей. Этот опыт, накопленный за многие годы в результате тесного сотрудничества с автотракторными и автоагрегатными заводами и другими организациями, будет содействовать дальнейшему повышению моторесурса и эффективности автомобильных и других двигателей, а также экономии цветных металлов в производстве радиаторов.

Канд-ты техн. наук М. А. Григорьев, А. М. Пименов, инж. Б. М. Бунаков

О СКЛОННОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ МАСЕЛ К ОБРАЗОВАНИЮ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ОТЛОЖЕНИЙ В ДВИГАТЕЛЕ

Для надежной и долговечной работы современных автомобильных двигателей необходимо использовать качественные масла, обладающие высокими моторными свойствами. Однако в связи с тем, что двигатели различной конструкции неодинаково требовательны к маслам, очень важно оценивать и классифицировать масла по группам именно в соответствии с требованиями разного типа двигателей. При этом оценка масел с применением специальных одноцилиндровых установок является наиболее целесообразной с точки зрения затрат времени и средств.

Для классификационной оценки масел автомобильных карбюраторных двигателей в настоящее время в нашей стране создана лишь одна конструкция одноцилиндровой установки — это карбюраторная установка НАМИ-1 [1]. Установка используется для оценки склонности масел к образованию высокотемпературных отложений [2]. Объясняется это тем, что до настоящего времени усилия в области разработки новых масел и присадок к ним в основном сводились к повышению способности масел противостоять образованию высокотемпературных отложений.

Быстрорастущий выпуск автомобилей, а именно увеличение городского транспорта, частных автомобилей, а также автомобилей, обслуживающих городское хозяйство (такси, перевозка почты, товаров, уборочные работы и т. д.), привело к тому, что значительное количество автомобилей эксплуатируется на коротком плече с частыми пусками и остановками, с продолжительной работой на холостом ходу, т. е. на низкотемпературном режиме с периодическим выходом на высокотемпературный режим.

При работе двигателя на низкотемпературном режиме, т. е. при работе с температурой воды и масла ниже 50—60°C, происходит

интенсивное образование низкотемпературных отложений. Эти отложения образуются в двигателе в основном в результате окисления масла (так же, как и на горячем режиме), кроме того, имеет место реакция масла и присадок с продуктами неполного сгорания топлива, в большом количестве поступающих в двигатель на «холодном» режиме и интенсивно загрязняющих масло. Особенно нежелательно попадание в картер двигателя воды, которая проникает туда преимущественно в виде водяных паров, образующихся при сгорании топлива. Присутствие даже незначительного количества воды в масле способствует коагуляции частиц, загрязняющих масло, и выпадению их в осадок.

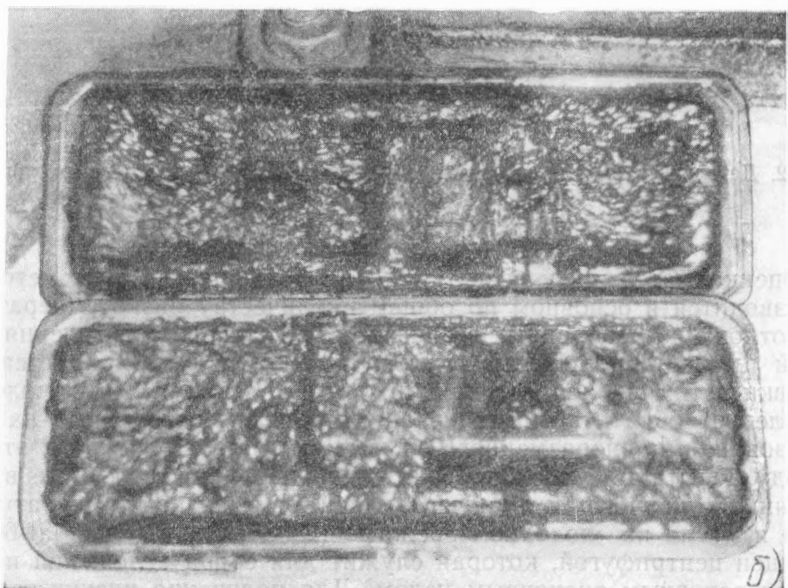
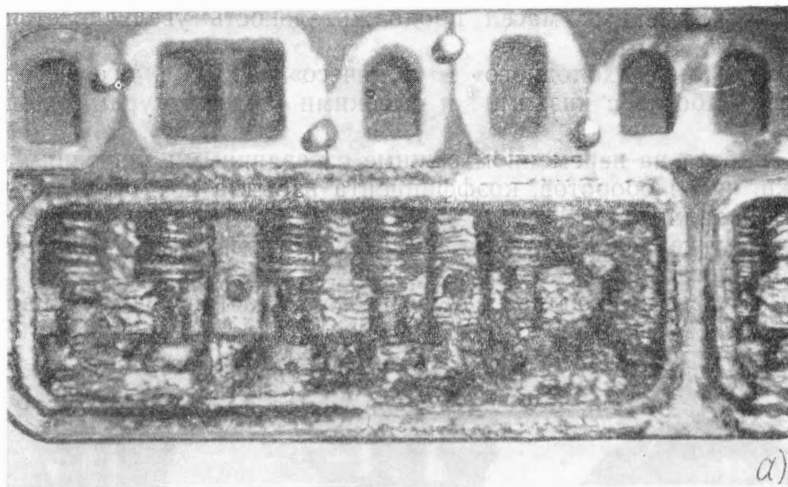
Низкотемпературные отложения накапливаются в картере двигателя, откладываются на сетке маслоприемника, на фильтрах, в каналах системы смазки, крышке клапанной коробки, крышке распределительных шестерен и на других деталях двигателя. При забивке фильтра отложениями сокращается срок службы фильтрующего элемента, а также возможен перепуск неочищенного масла в главную магистраль. Кроме того, отложения нарушают нормальный подвод масла к трущимся деталям двигателя, что может привести к выходу его из строя.

Сотрудниками НАМИ и ВНИИ НП был обследован ряд двигателей автомобилей ГАЗ-51, ГАЗ-52, ЗИЛ-130 и «Волга» после их зимней эксплуатации в 1968—1969 гг. в условиях г. Москвы. Обследования проводились в 1 автокомбинате, на 1-й и 3-й автодорожных механических базах, 15 таксомоторном парке и на автодорожной механической базе Октябрьского района. Эти автохозяйства были выбраны для обследования с учетом того, что большинство имеющихся здесь автомобилей эксплуатируется на коротких плечах с частыми пусками и остановками, с продолжительной работой на холостом ходу и периодическим выходом на высокотемпературный режим (уборочные машины, такси, грузовые автомобили, работающие на «коротком плече»).

В результате обследования было установлено, что значительное количество осмотренных автомобилей сильно загрязнено низкотемпературными отложениями. Отложения наблюдаются в основном на крышках и в полости клапанной коробки, на крышке распределительных шестерен, в поддоне, на сетках маслоприемников, на фильтрах, в центрифуге и на других деталях двигателя (фиг. 1, 2).

Проведенные обследования еще раз указали на необходимость обязательной оценки склонности автомобильных масел к образованию низкотемпературных отложений в двигателе.

За рубежом различными нефтеперерабатывающими и автомобильными фирмами применяется ряд моторных методов оценки масел по их склонности к образованию низкотемпературных отложений (табл. 1). По этим методам оценка масел производится с применением как полноразмерных двигателей, так и специальных одноцилиндровых установок. Наиболее характерным для большинства методов является:



Фиг. 1 Детали двигателя ГАЗ-51 с видимыми низкотемпературными отложениями
а — головка к шашной коробки, *б* — крышка к шашной коробки.

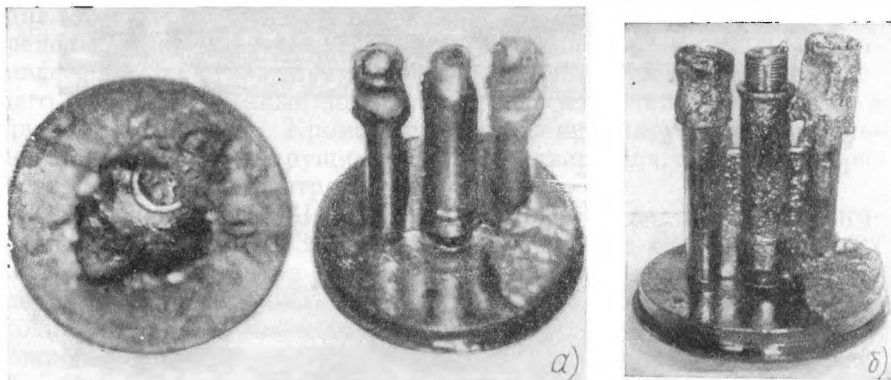
— продолжительность испытаний (100—200 ч); при испытании высококачественных масел продолжительность увеличивается до 350—400 ч;

— сочетание «холодного» и «горячего» режимов, т. е. чередующаяся работа с низкими и высокими температурами воды и масла;

— работа на переменном режиме с различными значениями нагрузки, чисел оборотов, коэффициента избытка воздуха, угла опережения зажигания;

— увеличенное количество картерных газов, прорывающихся в картер двигателя;

— применение топлива одного и того же состава и одной партии.



Фиг. 2. Детали центрифуги двигателя ЗИЛ-130, покрытые низкотемпературными отложениями:

а — колпак; *б* — ротор.

Оценка масел после испытаний для большинства этих методов производится в основном по общему количеству низкотемпературных отложений, собранных в двигателе, по степени загрязнения деталей цилиндро-поршневой группы нагаром и лаком, по степени забивки сетки маслоприемника и прорезей маслоъемных колец.

Следует обратить внимание на метод Fiat, основанный на использовании полноразмерного двигателя Fiat-600D [3]. По этому методу испытания масел проводятся на переменном режиме в сочетании «холодного» и «горячего» режимов, с низкой температурой воды и масла на «холодном» режиме (25°C). Двигатель Fiat-600D оснащен центрифугой, которая служит для сбора отложений и является основным оценочным узлом. Для получения низких температур воды и масла этот метод предусматривает применение специальной холодильной установки. О способности масел противостоять образованию низкотемпературных отложений по этому методу судят по количеству отложений в центрифуге и на деталях двигателя, по степени забивки сетки маслоприемника и прорезей масло-

съемных колец. Этот метод в настоящее время получил широкое распространение в европейских странах.

Интересен разработанный во Франции метод Total-HB 126 [8], основанный на применении 4-цилиндрового карбюраторного двигателя фирмы Simka S-1000. В основу этого метода положены условия испытания Sequence V, применяемые при классификационных испытаниях масел типа MS. Двигатель S-1000 так же, как и двигатель Fiat-600D, оборудован центрифугой, установленной на переднем конце коленчатого вала, служащей основным узлом для сбора загрязняющих масло примесей. Кроме того, двигатель оборудован системой рециркуляции выпускных газов — клапаном, регулирующим подачу этих газов к карбюратору. Режим проведения испытаний по методу Total-HB 126 аналогичен режиму Sequence V. Температура воды и масла на «холодном» режиме этого метода несколько выше, чем по методу Fiat. Французские исследователи отказались от более низких температур, достижение которых требует применение дополнительного дорогостоящего оборудования, считая, что и при данных температурах также возможно эффективно производить оценку масел на образование низкотемпературных отложений.

Следует отметить, что в американском методе CLR-LTD для испытаний применяются топлива с плохой испаряемостью и значительным содержанием непредельных и ароматических углеводородов.

В Советском Союзе разработан метод 28-часовой оценки склонности масел к образованию низкотемпературных отложений [7]. Этот метод является единственным в нашей стране. Однако, учитывая, что испытания масел по этому методу не обеспечивают достаточной точности и проводятся на разгерметизованном двигателе ГАЗ-51, конструкция которого является устаревшей, использование его может быть оправдано до тех пор, пока не будет разработан специальный метод с применением современного типа одноцилиндрового двигателя.

В связи с этим в НАМИ на одноцилиндровой карбюраторной установке НАМИ-1 были проведены исследования по созданию метода оценки склонности масел к образованию низкотемпературных отложений. В процессе этих исследований учитывалась целесообразность проведения испытаний при работе двигателя на переменном режиме с чередованием «холодных» и «горячих» циклов, а также целесообразность использования на двигателе установки НАМИ-1 специальной центрифуги с целью повышения скорости осаждения частиц загрязнения и сбора их в одном узле.

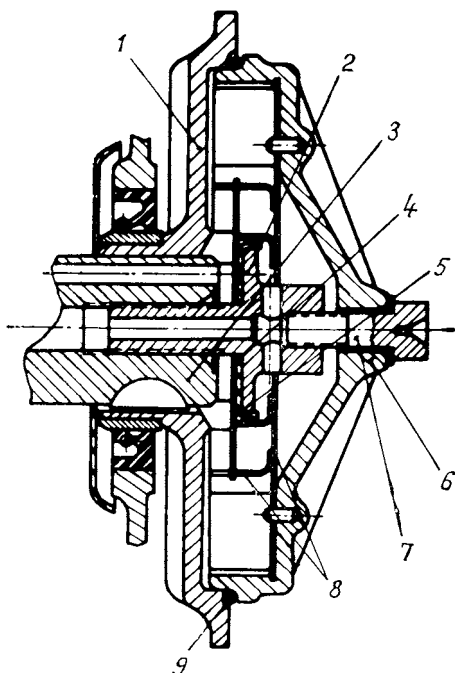
Работа на переменном режиме с чередованием «холодных» и «горячих» циклов в значительной мере приближает условия стендовых испытаний к эксплуатационным. Кроме того, работа двигателя на переменном режиме с низкими рабочими температурами способствует быстрому накоплению и конденсации продуктов неполного сгорания топлива и воды, а работа на повышенном теп-

ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ МОТОРНОЙ ОЦЕНКИ МАСЕЛ ПО ИХ СКЛОННОСТИ К ОБРАЗОВАНИЮ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ
ОТЛОЖЕНИЙ В УСЛОВИЯХ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ

Наименование метода	Модель двигателя и его основные данные	Режим проведения испытаний										Количество масла в картере перед испытаниями, л
		Общая продолжительность испытаний, ч	Продолжительность этапов в каждом цикле, ч	Число оборотов, об/мин	Мощность, л. с.	Расход топлива, кг/ч	Коэффициент избытка воздуха, α	Пропуск газов в картер двигателя, л/мин	Температура			
									охлаждающей жидкости на входе в двигатель, °С	охлаждающей жидкости на выходе из двигателя, °С	масла в картере двигателя, °С	
Исследовательский CLR-Labeco (США)	Однорядный карбюраторный CLR-Labeco: $D_{ц}=96,5$ мм; $S=95,25$ мм; $V_h=0,69$ л; $\epsilon=7-12$ (регулируется); $N_e=14,0$ л.с.; $n=4200$ об/мин. Охлаждение раздельное для головки и блока	110	6 2	1500 1500	6,3 6,3	—	1	15,0	—	43 87	46 76	—
L-43 (США)		120	120	1800	Различная в зависимости от условий работы	2,2—2,25	1	Не регулируется	46	51,5	Не регулируется, но фиксируется	1,2
CLR-180—LT (США)		180	3 1	1800	То же	2,2—2,25	1	9,4	Нет данных	49 93	Не регулируется, но фиксируется	1,2
Sequence V _a (США)		240	3,4 2	500 1800	—	—	0,65 1,07	—	—	51±1 54±1	38—52 74±2	—
Разработан фирмой Castrol (Англия)	Однорядный карбюраторный Louson: $D_{ц}=66,7$ мм; $S=69,8$ мм; $V_h=0,244$ л; $\epsilon=5$; $N_e=4,5$ л.с.; $n=2600$ об/мин	100	25 25 50	700 1840 1840	0 1,86 1,86	0,27—0,28 1,05—1,14 1,05—1,14	—	9,4	—	51 38 99	29 32 82	—
Fiat (Италия)		от 144 до 360	5 мин 55 120 120 60	1200 800 2500 4000	0 0 12,5 20,0	—	0,62—0,69 0,96—1,03 0,96—1,03 0,96—1,03	—	—	20 20 20 90	20—25 20—25 20—25 80	—
Total-НВ 126 (Франция)	4-цилиндровый карбюраторный S-1000: $D_{ц}=68$ мм; $\epsilon=8,1$; $S=65$ мм; $V_h=944$ см ³ ; $N_e=32$ л.с.; $n=5800$ об/мин	432	3,4 2 1 1/4	800 2670 2670	0 7 7	—	—	—	—	25 30 80	35 60 95	—
Sequence V (США)		от 192 до 576	3,4 2 1 1/4	500 2500 2500	0 105 105	—	0,65 1,07 1,07	—	—	46±2 51±2 76±2	max 51 79±2 96±2	—
Sequence III (Англия)	4-цилиндровый карбюраторный Ford Cortina 116E: $D_{ц}=81$ мм; $S=72,8$ мм; $\epsilon=8,3$; $N_e=61,5$ л.с.; $n=4500$ об/мин	50	5 мин 10 25 5 15	750 1500 1500 600	0 0 N_{max} 0	—	—	—	—	70	65	3,7
FL-2 (США)		40	40	2500	45	—	1	—	30—35	35—40	70—75	Около 4
EX-3 (США)	4-тактный 6-цилиндровый карбюраторный двигатель Chevrolet: $D_{ц}=88,9$ мм; $S=95,2$ мм; $V_h=3,55$ л	96	2 2 2	500 2500 2500	Холостой ход 45 45	—	0,60 1,00 1,00	—	—	52 38 93	52 74 118	3,4
ER-4—45 (США)		220	1,5 2 2	500 2000 2000	0 40 40	—	0,65 0,80 0,80	—	—	46 74 71	46,0 79,5 107,0	3,8
Разработан в СССР		28	15 мин 30 15 10	800 1800 800	Холостой ход 25 Холостой ход	—	—	—	—	35—40	35—40	—
Остановка и охлаждение двигателя (вода и масло охлаждаются до 20—25°С)												

ловом режиме ускоряет процессы окисления масла и полимеризации продуктов загрязнения. Все это в конечном итоге приводит к интенсивному загрязнению масла и быстрому накоплению отложений.

При разработке и создании центрифуги был выбран вариант приводной центрифуги, расположенной на переднем конце коленчатого вала (фиг. 3). Это обусловлено простотой конструкции такой центрифуги, а также независимостью оборотов ротора от вязкости и давления масла.



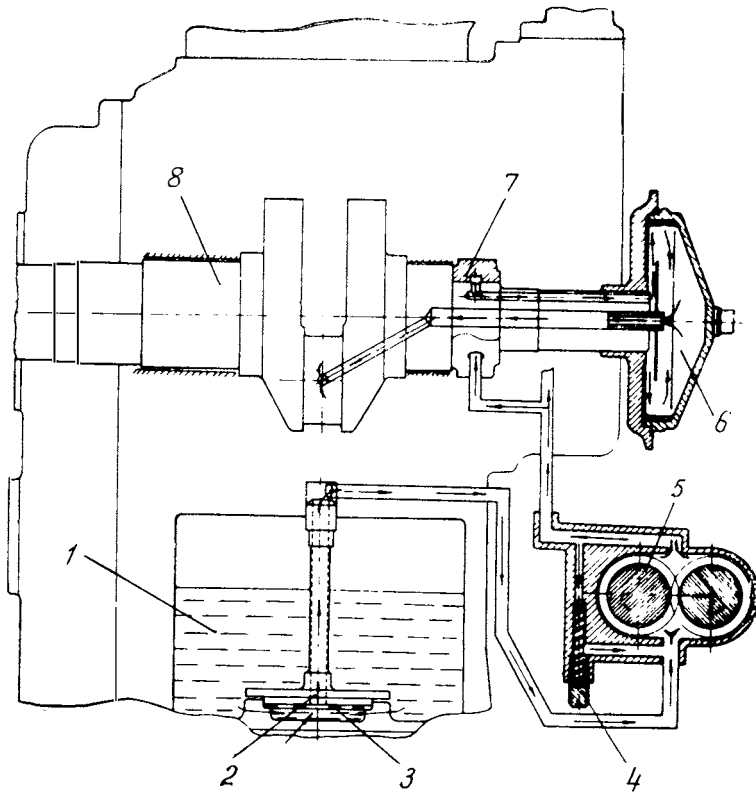
Фиг. 3. Общий вид приводной центрифуги:

1 — корпус центрифуги; 2 — болт корпуса специальный; 3 — коленчатый вал; 4 — направляющая шайба; 5 — отгибная шайба; 6 — крышка центрифуги; 7 — болт крышки; 8 — обойма с лопастями; 9 — уплотнительное кольцо.

Основными деталями центрифуги являются: корпус (1), жестко закрепленный на переднем конце коленчатого вала (3) с помощью специального болта (2), и колпак (6), который крепится к корпусу центрифуги с помощью болта (7). Внутри центрифуги установлена специальная шайба (4) для придания потоку масла требуемого направления и обойма с лопастями (8) для получения возможно большей ламинарности движения потока масла в роторе центрифуги, устранения отставания скорости вращения потока масла в полости ротора центрифуги от скорости вращения ротора и исключения возможности вымывания отложений. Фиксация обоймы (8) в роторе центрифуги осуществляется с помощью двух штифтов (9). Посадка обоймы на штифты свободная. При разборке центрифуги и необходимости удаления отложений обойма может быть легко снята со штифтов и вместе с отложениями удалена из ротора центрифуги. Применение указанной центрифуги позволяет более чем в 1000 раз увеличить скорость осаждения загрязняющих примесей из масла.

Принципиальная схема подвода масла к центрифуге в процессе работы двигателя показана на фиг. 4. Из масляного поддона (1) через неподвижный маслоприемник (2) с сетчатым фильтром (3) масло поступает к масляному насосу (5). В масляном насосе предусмотрено регулировочное устройство (4), позволяющее поддер-

живать постоянным расход масла в магистрали. От насоса масло по каналу в блоке и по специальной трубке подается к маслораспределительной втулке (7), находящейся на коленчатом валу (8), а затем по боковому каналу в коленчатом вале в центрифугу (6). Из центрифуги очищенное масло поступает по центральному каналу в коленчатом вале к шатунному подшипнику.



Фиг. 4. Схема подвода масла к центрифуге:
 1 — картер двигателя; 2 — маслоприемник; 3 — сетчатый фильтр; 4 — редукционный клапан; 5 — масляный насос; 6 — центрифуга; 7 — маслораспределительная втулка; 8 — коленчатый вал.

При проведении исследований по разработке метода оценки склонности масел к образованию низкотемпературных отложений на установке НАМИ-1 были проведены испытания ряда товарных и опытных образцов масел отечественного и зарубежного производства. Режим испытаний (табл. 2) был выбран на основании анализа отечественного и зарубежного опыта по моторной оценке масел на низкотемпературные отложения.

Режим испытаний масел на установке НАМИ-1

Параметры	Наименование этапов			
	„Холодный“ режим	„Горячий“ режим	Охлаждение двигателя	
Продолжительность, ч	1	2	2	1
Мощность, л. с.	Хол. ход	8,8	14,0	
Число оборотов в минуту	1000	1750	2800	
Расход топлива, кг/ч	0,93	2,4	4,2	
Коэффициент избытка воздуха	0,7—0,75	0,97—1,03	0,97—1,03	Остановка двигателя и охлаждение в течение 1 ч до температуры воды и масла от 20 до 25°C
Угол опережения зажигания, град	22	32	38	
Температура, °С:				
— воды на выходе	20—25	25 ± 2	90 ± 2	
— масла в поддоне	20—25	30—35	80 ± 2	
Воздуха:				
— на линии впуска	20—25	25—30	50 ± 2	
— под клапанной крышкой	20—25	25 ± 2	80 ± 2	

Примечание. Общая продолжительность испытания 120 ч.

Испытания проводятся последовательно повторяющимися 6-часовыми циклами. Каждый цикл состоит из трех часов работы двигателя на «холодном» режиме, двух часов работы на «горячем» режиме и одного часа остановки, во время которой неработающий двигатель охлаждается до температуры воды и масла 20—25°C. «Холодный» 3-часовой режим работы двигателя состоит из двух этапов. Длительность первого этапа составляет 1 ч, второго этапа — 2 ч. Отличительной особенностью первого этапа является то, что двигатель работает на холостом ходу при пониженных числе оборотов коленчатого вала (1000 об/мин) и имеет самые низкие температуры масла в поддоне (20—25°C) и охлаждающей воды на выходе (20—25°C). Отличительной особенностью второго этапа испытаний по сравнению с первым является то, что двигатель работает уже при некоторой нагрузке (8,8 л. с.), увеличенных оборотах (1750 об/мин) и имеет несколько повышенную температуру масла в масляном поддоне (30—35°C) и воды (25 ± 2°C). Отличительным признаком работы двигателя на «горячем» режиме являются повышенные значения мощности (14 л. с.), оборотов (2800 об/мин), а также температуры масла (80°C), охлаждающей воды (90°C) и воздуха, засасываемого в двигатель (50°C).

На установке НАМИ-1 были испытаны отечественное товарное масло группы Б АС-8 с 3,5% присадки ВНИИ НП-360 и с 1% присадки АзНИИ — ЦИАТИМ-1 (ГОСТ 10541—63), зарубежные товарные масла I серии Olio Fiat VS-10W/30 (всесезонное), Olio Fiat VS-30 (летнее), Olio Fiat VS-10W (зимнее), а также опытные отечественные масла группы Г — летнее масло № 1 и зимнее № 2,

предназначенные для двигателей ВАЗ. Основная оценка масел производилась по весовому количеству отложений в роторе центрифуги и по степени загрязнения поршня отложениями лака и нагара.

Для определения изменения физико-химических свойств масел, а также контроля за режимом испытаний из ротора центрифуги и масляной системы двигателя периодически отбирались соответственно пробы отложений и масла для физико-химического анализа.

На основании полученных результатов было установлено, что испытанные образцы масел по количеству отложений в роторе центрифуги дифференцируются достаточно хорошо. Наблюдается также некоторое различие и в оценочных показателях при определении степени загрязнения поршня отложениями нагара и лака. Результаты оценки масел по этим показателям представлены в табл. 3.

Таблица 3

Но- мер опы- та	Образцы масел	Количество низ- котемпературных отложений в ро- торе центрифуги, Г	Степень загряз- нения поршня от- ложениями, бал- лы
1	АС-8	231	7,0
2	Olio Fiat VS-10W/30 (всесезонное)	8,6	1,2
3	АС-8	247	5,5
4	АС-8	265	5,2
5	Olio Fiat VS-10W/30 (всесезонное)	7,7	1,5
6	Olio Fiat VS-30 (летнее)	42	4,7
7	Olio Fiat VS-10W (зимнее)	7,0	1,8
8	Опытное № 1	87	3,9
9	Опытное № 2	9,0	1,9

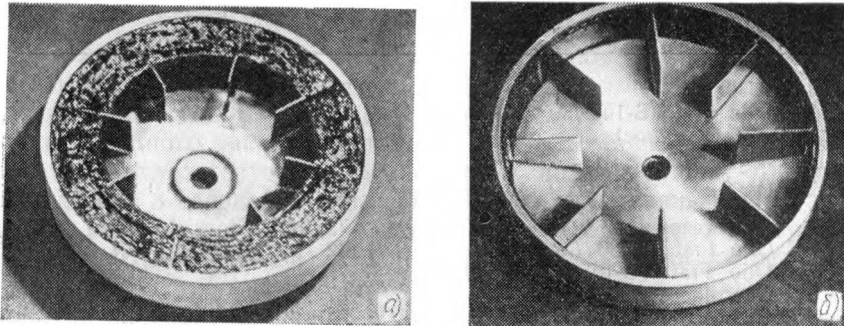
Как видно из табл. 3, образцы масла АС-8 испытывались три раза (1, 3 и 4 опыты), VS-10W/30 — два раза (2 и 5 опыты), остальные образцы масел испытывались по одному разу.

Наибольшее количество низкотемпературных отложений было получено при испытании масла АС-8 (группа Б). При оценке этого образца масла количество низкотемпературных отложений в 1-м опыте составило 231 Г, в 3-м — 247 Г, в 4-м — 265 Г. Несколько повышенное количество отложений в роторе центрифуги в 4-м опыте может быть объяснено тем, что в процессе проведения этого опыта из ротора центрифуги периодически удалялись все отложения для физико-химического анализа. В связи с этим радиус действия центробежных сил в очищенной центрифуге был значительно больше, чем в центрифуге с отложениями, и очистка масла в 4-м опыте была эффективнее. Целесообразно также отметить, что при испытании одного и того же образца масла загрязнение поршня по нагару и

лаку по мере увеличения отложений в роторе центрифуги уменьшается. Так, в 1-м опыте оценка степени загрязнения поршня составила 7 баллов, в 3-м — 5,5 балла, а в 4-м — 5,2 балла. Это может быть объяснено более эффективной очисткой масла от продуктов его окисления и загрязнения, способствующих образованию нагара и лака на поршне.

Результаты 3-кратной оценки масла АС-8 по количеству отложений в роторе центрифуги и загрязнению поршня позволяют также сделать заключение об удовлетворительной воспроизводимости полученных показателей.

Высокие показатели оценки были получены в результате испытаний масел I серии и группы Г: VS-10W/30 (всесезонного), VS-10W (зимнего) и опытного зимнего № 2. Количество низкотемпературных отложений в роторе центрифуги при этих испытаниях было незначительно и колебалось в пределах 7—9 г. Полученные результаты могут быть рассмотрены практически как одинаковые. Следует также отметить и удовлетворительную воспроизводимость результатов 2-кратной оценки всесезонного масла VS-10W/30.



Фиг. 5. Общий вид колпака приводной центрифуги двигателя установки НАМИ-1 после испытаний различных образцов масел на низкотемпературном режиме: а — товарное масло АС-8; б — опытное масло № 2.

Представленные на фиг. 5 фотографии ротора центрифуги после испытаний масла АС-8 (группа Б) и опытного зимнего № 2 (группа Г) дают достаточно наглядное представление о склонности этих масел к образованию низкотемпературных отложений. В роторе центрифуги после испытаний масла АС-8 виден слой отложений толщиной 23—25 мм (фиг. 5,а); после испытаний образца масла № 2 в роторе центрифуги отложений почти не видно (фиг. 5,б).

Летние масла I серии и группы Г дают значительно большее количество низкотемпературных отложений в роторе центрифуги, чем зимние и всесезонные масла аналогичных групп. После испыта-

ний масла VS-30 количество отложений в роторе центрифуги составило 42 Г, а после испытаний масла опытного № 1 — 87 Г. Для зимних и всесезонных масел это количество находится в пределах 7—9 Г. Разница в полученных результатах может быть объяснена качественным и количественным содержанием присадки в маслах.

Целесообразно отметить и то, что при оценке степени загрязнения поршня (см. табл. 3) наблюдается вполне определенная тенденция к снижению загрязнения поршня при работе двигателя на маслах, способных лучше противостоять образованию низкотемпературных отложений. Это может быть объяснено тем, что присадки, замедляющие процесс образования низкотемпературных отложений, способствуют также снижению загрязнения поршня высокотемпературными отложениями.

С целью сравнения влияния высоко- и низкотемпературных режимов испытаний на оценочные показатели масел в табл. 4 приведены данные, полученные при испытании масел Olio Fiat VS-30, опытного № 1 и AC-8 на установке НАМИ-1 при ее работе на высоко- и низкотемпературном режимах.

Таблица 4

Параметры	Наименование масла					
	Olio Fiat VS-30		Опытное № 1		AC-8	
	а*	б**	а	б	а	б
Степень загрязнения поршня отложениями, баллы	2,3	4,7	2,7	3,9	20	6,0***
Количество отложений в роторе центрифуги, Г	5,0	42,0	4,0	87,0	18	248,0***

* Высокотемпературный режим.

** Низкотемпературный режим.

*** Приведены средние значения по трем опытам.

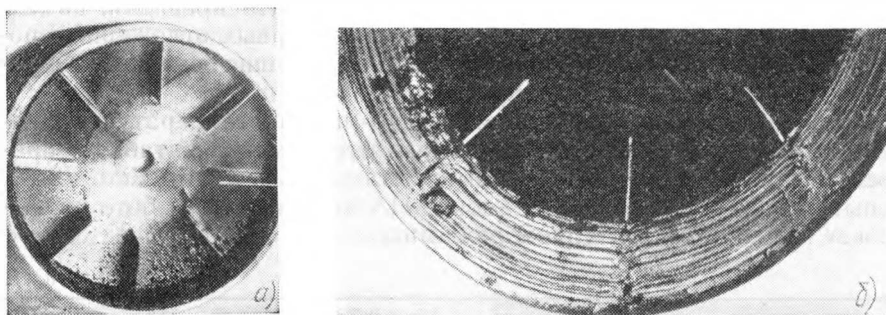
Высокотемпературный режим испытаний масел на установке НАМИ-1 характеризуется общей продолжительностью испытаний 120 ч. Испытания проводятся периодически повторяющимися 8-часовыми циклами. 75% времени двигатель работает с температурой масла 120°C и воды 90°C, $n=3000$ об/мин, $N=15,6$ л.с. и 25% времени с температурой масла 40°C и воды 30°C, $n=1100$ об/мин, $N=2$ л.с.

Как следует из табл. 4, масла I серии и группы Г (Olio Fiat VS-30 и опытное № 1) при работе на высокотемпературном режиме имеют высокие и практически одинаковые результаты, а при работе на низкотемпературном режиме по количеству отложений в роторе центрифуги значительно отличаются друг от друга.

Результаты испытаний масла AC-8 (группа Б) как на высоко-, так и на низкотемпературном режимах резко отличаются от пока-

зателей вышеприведенных образцов. Однако при испытании масла АС-8 на высокотемпературном режиме в роторе центрифуги получено сравнительно незначительное количество отложений (фиг. 6,а) по сравнению с результатами испытаний его на низкотемпературном режиме (фиг. 6,б).

Все это еще раз указывает на необходимость обязательной оценки масла при его работе как на низко-, так и высокотемпературном режимах.



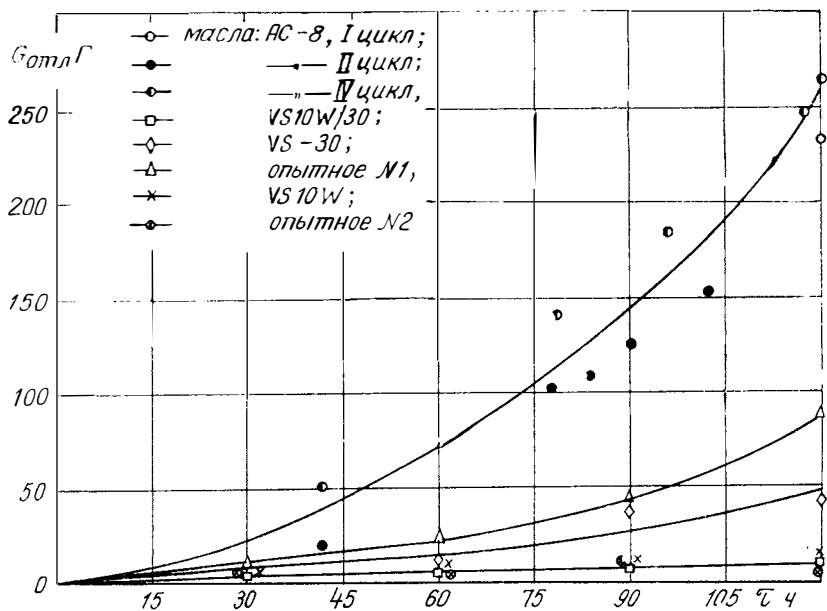
Фиг. 6. Общий вид колпака приводной центрифуги двигателя установки НАМИ-1 после испытаний масла АС-8 на различных режимах:

а — высокотемпературный; б — низкотемпературный.

В процессе проведения исследований оценки масел на низкотемпературные отложения были также найдены зависимости изменения количества низкотемпературных отложений в центрифуге от длительности испытаний указанных образцов масел. График этих зависимостей представлен на фиг. 7. Из этого графика следует, что процесс накопления отложений при испытании товарных масел АС-8 и VS-30, а также опытного образца № 1 протекает по возрастающим кривым параболического вида, а при испытании товарных масел VS-10W, VS-10W/30 и опытного образца № 2 этот процесс протекает практически по возрастающим линейным зависимостям. Причем для масел, обладающих наименьшей способностью противостоять образованию низкотемпературных отложений, процесс увеличения количества отложений в центрифуге выражен более резко.

В табл. 5 приведены данные состава отложений, накопленных в роторе центрифуги при испытании масел на установке НАМИ-1, и данные состава отложений, образовавшихся в карбюраторных двигателях при работе на низкотемпературном режиме в эксплуатационных условиях [4].

Из представленных в табл. 5 результатов видно, что как по содержанию топлива и воды, так и по содержанию компонентов механических примесей состав отложений после испытаний масел на



Фиг. 7. Зависимость изменения количества низкотемпературных отложений в центрифуге от времени испытаний различных образцов масел.

Таблица 5

Компоненты, %	Моторно-стендовые испытания на установке НАМИ-1						Эксплуатационные испытания
	AC-8	VS-30	VS-10W	VS-10W/30	Опытное № 1	Опытное № 2	
Масло и смолы	60,1	61,4	18,0	49,2	48,4	31,8	50—85
Вода	9,8	29,0	2,2	2,6	11,2	1,5	5—35
Топливо	2,8	0,3	13,2	13,7	7,3	12,5	1—7
Оксикислоты	1,6	1,3	3,7	2,5	4,4	4,8	2—15
Асфальтены	0,3	0,1	1,4	0,9	0,6	0,6	0,1—1,5
Карбены и карбониды	3,4	1,6	9,5	6,1	6,5	5,8	2—10
Зольность	12,0	6,3	52,0	25,0	21,4	43,0	3,5—20*

* Значение зольности приведено на основании анализа отложений, собранных из центрифуг двигателей ЗИЛ-130 после их работы на низкотемпературных режимах в зимних условиях эксплуатации в период 1968—1969 гг.

установке НАМИ-1 близок составу отложений, образовавшихся в двигателях в эксплуатационных условиях. Это свидетельствует о том, что процесс изменения физико-химических свойств масел, испытанных на установке НАМИ-1, протекает в том же направлении, что и в реальных условиях эксплуатации.

Согласно исследованиям, изложенным в работах К. С. Рамая и И. А. Трактовенко [5, 6], загрязнение деталей дизельного двигателя отложениями при его работе на высокотемпературном режиме в значительной мере зависит от распределения всей израсходованной присадки между ее составляющими — угоревшей и разложившейся частями присадок. Как известно, расход присадки идет в основном именно по этим двум направлениям — угар и разложение. В связи с этим представляло интерес определить, в какой мере высказанные предположения согласуются с результатами, полученными при работе карбюраторного двигателя на низкотемпературном режиме. Для этого в периодически отбираемых пробах масла и отложений определялись активная Q_a и неактивная Q_p (разложившаяся) части присадок и рассчитывался ее угар Q_y , т. е. производилось составление «баланса» присадок, представляющего сумму активной, разложившейся и угоревшей частей присадок. Анализировался характер изменения составляющих «баланса», и выявлялась зависимость загрязнения деталей двигателя от степени их изменения.

Так как концентрация присадок в испытуемых маслах была неодинакова, в табл. 6 приведен «баланс» присадок после 120-часовых испытаний в процентах к первоначальной их концентрации в свежем масле.

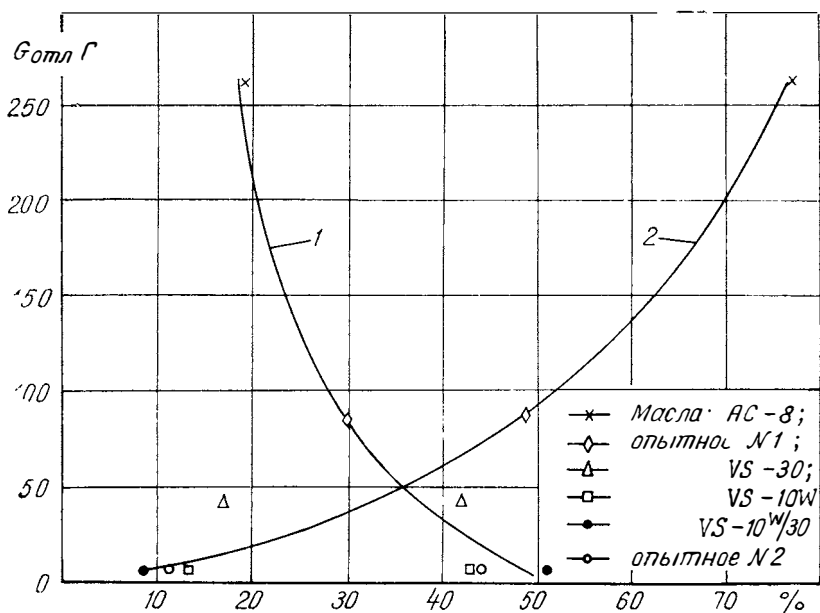
Т а б л и ц а 6

Образцы масел	Степень содержания активной присадки	Степень разложения присадки (неактивной)	Степень угара присадки
	$\frac{Q_a}{Q_{\text{общ}}^*}, \%$	$\frac{Q_p}{Q_{\text{общ}}}, \%$	$\frac{Q_y}{Q_{\text{общ}}}, \%$
АС-8	4,0	77,0	19,0
VS-10W/30	40,5	8,5	51,0
Опытное № 1	20,8	49,0	30,2
Опытное № 2	45,0	11,0	44,0
VS-30	41,0	17,0	42,0
VS-10W	44,0	13,0	43,0

* Количество присадки в свежем масле.

Примечание. Определение составляющих баланса присадок проводилось по золе, как это делалось в работах [5, 6].

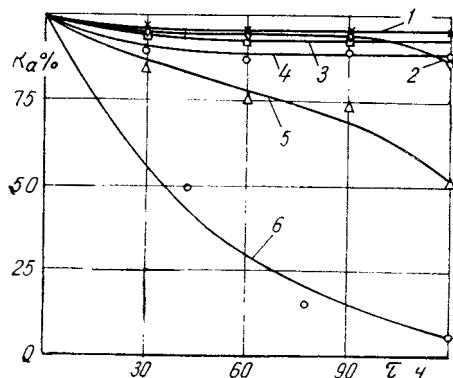
Из табл. 6 видно, что наибольшая степень разложения присадок и наименьший ее угар наблюдается соответственно при испытании масел АС-8 и опытного № 1, давших наибольшее количество низкотемпературных отложений в роторе центрифуги.



Фиг. 8. Зависимость количества низкотемпературных отложений в центрифуге от степени разложения и степени угара присадки в маслах после 120-часовых испытаний:

1 — $\frac{Q_y}{Q_{общ}}$ — степень угара присадки; 2 — $\frac{Q_p}{Q_{общ}}$ — степень разложения присадки.

Зависимость изменения количества низкотемпературных отложений в роторе центрифуги от степени разложения и степени угара присадок приведена на фиг. 8. Представленная зависимость имеет такой же вид, как и при работе дизельного двигателя на высокотемпературном режиме: увеличение степени разложения присадок приводит к росту отложений, а увеличение степени угара — к уменьшению отложений.



Фиг. 9. Зависимость изменения концентрации активной присадки в маслах от времени испытаний:

1 — опытное № 2; 2 — VS-30; 3 — VS-10W;
4 — VS-10W/30; 5 — опытное № 1; 6 — АС-8.

На фиг. 9 показана зависимость изменения концентрации активной присадки K_a в маслах (в процентах от первоначальной K_0) от времени испытаний.

Из представленной зависимости видно, что изменение концентрации активной присадки для различных образцов масел неодинаково. В маслах АС-8 и опытном № 1 величина K_a значительно уменьшается; для остальных масел изменение этой величины незначительно, а для некоторых масел практически равно нулю. Из этого можно заключить, что присадки в маслах АС-8 и опытном № 1 менее стабильны, чем в маслах VS-30, VS-10W/30, VS-10W и опытном № 2.

Выводы

1. На установке НАМИ-1, оборудованной специальной центрифугой, при работе на выбранном режиме возможно оценивать масла на низкотемпературные отложения.

2. Проведенные испытания масел различных групп показали, что проверенные образцы товарного масла АС-8 (группа Б) обладают недостаточной способностью противостоять образованию низкотемпературных отложений в двигателе. Отечественное опытное масло № 2 по своим диспергирующим свойствам не уступает маслам фирмы Фиат.

3. Выявленные закономерности показали, что количество отложений в центрифуге зависит от степени разложения и угара присадок: с увеличением степени разложения количество отложений растет, а с увеличением угара уменьшается.

ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев М. А., Пименов А. М. Одноцилиндровая карбюраторная установка для оценки моторных качеств масел. «Автомобильная промышленность», 1965, № 5.

2. Григорьев М. А., Пименов А. М., Зеленская Р. Г. Методика моторной оценки масел групп А, Б и В на установке НАМИ-1. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 91, 1967.

3. Лосиков Б. В., Виппер А. Б., Виленкин А. В. Зарубежные методы испытаний моторных масел на двигателях. Изд-во «Химия», 1966.

4. Папок К. К., Виппер А. Б. Нагары, лаковые отложения и осадки в автомобильных двигателях. М., Машгиз, 1956.

5. Рамайя К. С., Трактовенко И. А. Зависимость надежности работы двигателя от срабатываемости присадок. «Химия и технология топлив и масел», 1968, № 8.

6. Рамайя К. С., Трактовенко И. А. Выгорание присадок и накопление механических примесей в двигателе. «Химия и технология топлив и масел», 1968, № 9.

7. Сеничкин М. А., Горобец В. И. Оценка эксплуатационных свойств масел при пониженных температурных режимах работы двигателя. «Химия и технология топлив и масел», 1964, № 4.

8. «Rev. Assoc. franc. techn. petrole», 1966. № 180.

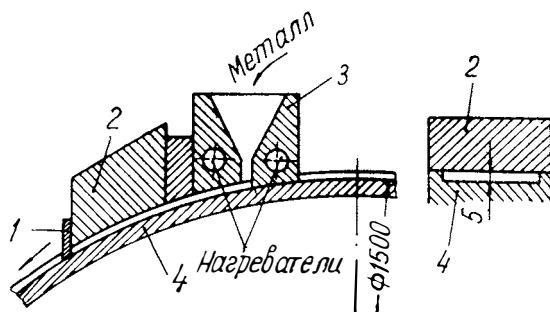
СПОСОБЫ ЛИТЬЯ ЗАГОТОВОК ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ АНТИФРИКЦИОННЫХ СПЛАВОВ, СОДЕРЖАЩИХ СВИНЕЦ

В настоящее время в автомобильной промышленности ряда стран Европы и Америки большое распространение получили антифрикционные сплавы на алюминиевой основе, содержащие 20—30% олова. Но олово является дорогим и дефицитным металлом, и его замена другим элементом, обладающим равноценными или лучшими свойствами, была бы крайне желательна. Таким элементом является свинец, обладающий равноценными прочностными и антифрикционными свойствами. В отличие от олова свинец мало растворим в алюминии при обычных температурах литья (700—750°C). Для введения свинца в алюминий и его сплавы необходим большой перегрев и быстрое охлаждение расплава, залитого в форму. Необходимость создания технологического процесса, включающего в себя быстрое охлаждение, неоднократно отмечалась исследователями как в СССР, так и за рубежом [1, 2, 5].

В 1963—1965 гг. совместными работами [3] установлено, что для получения свинца в алюминиевых сплавах методом бесслитковой прокатки необходимо интенсивное перемешивание расплава в момент литья, которое приводит к усложнению технологического процесса и загрязнению сплава неметаллическими включениями.

С целью устранения указанных недостатков в НАМИ была спроектирована и изготовлена лабораторная установка для формирования ленты из алюминиевых антифрикционных сплавов, содержащих свинец. Установка (см. схему) состоит из чугунного вращающегося колеса (4) диаметром 1,5 м с ребордой высотой 5 мм. На колесе, несколько ниже верхней точки, установлено промежуточное разливочное устройство — питатель (3), в котором поддерживается определенный уровень жидкого металла. Питатель подогревается карборундовыми нагревателями до 700°C с тем, чтобы предотвратить кристаллизацию расплава в нем.

Конструкция установки позволяет регулировать скорость вращения колеса от 0 до 6 об/мин. Регулировка скорости производится реостатами, включенными в цепь постоянного тока. Вращение от двигателя постоянного тока к колесу передается через редуктор с передаточным числом, равным 256.



Фигура. Схема установки для получения заготовок из алюминиевых сплавов, содержащих до 6% свинца:

1 — заправка; 2 — неподвижный графитовый кристаллизатор; 3 — питатель; 4 — подвижный кристаллизатор (колесо с ребрами).

На этой установке производились:

1) исследование возможности получения лент из алюминиевых сплавов кристаллизацией расплава на поверхности колеса (одностороннее охлаждение);

2) исследование возможности получения лент из этих же сплавов с кристаллизацией расплава между двумя охлаждающими поверхностями, одной из которых является поверхность колеса, другой — неподвижный кристаллизатор, установленный на его ребрах (см. схему установки).

Исследование возможности получения лент из алюминиевых антифрикционных сплавов путем односторонней кристаллизации их, т. е. преимущественным охлаждением со стороны поверхности колеса, производилось следующим образом. Питатель устанавливался на различном расстоянии от верхней точки колеса с тем, чтобы при заливке расплава перед питателем создавалась ванна жидкого металла, из которой происходила бы кристаллизация ленты при вращении колеса (литье «намораживанием»).

Опытами, проведенными при различных температурах и скоростях вращения колеса, установлено, что кристаллизующаяся лента, выходящая из ванны жидкого металла, имеет неровную поверхность (соприкасающуюся с воздухом) и не может быть использована для дальнейшей обработки давлением.

Исходя из изложенного, последующие исследования были направлены на то, чтобы получить ленту путем непосредственной

кристаллизации расплава на поверхности колеса. Для этого питатель устанавливался на расстоянии 50—100 мм от верхней точки колеса; при этом ванночка с жидким металлом отсутствовала и кристаллизация расплава начиналась по мере выхода металла из питателя. Необходимо отметить, что при переходе начала ленты через верхнюю точку часть расплава, не успевшая закристаллизоваться, сливалась в направлении вращения колеса, создавая таким образом неровную волнистую поверхность. Для того, чтобы предотвратить такой слив металла, был изготовлен графитовый нож, установленный строго горизонтально с касанием к поверхности колеса в верхней точке. Благодаря этому удалось получить ровную поверхность ленты, но прочность ее была настолько низкой, что при малейшей задержке ее движения по графитовому ножу она ломалась, и кристаллизацию приходилось приостанавливать.

Следовательно, для того, чтобы добиться получения качественной ленты, пригодной для дальнейшей обработки, необходимо интенсифицировать отвод тепла от поверхности металла, соприкасающегося с колесом. Одним из путей такой интенсификации является создание более теплопроводной водоохлаждаемой поверхности колеса, на которую производится заливка расплава.

Исследование возможности литья ленты при кристаллизации расплава между двумя поверхностями производилось заливкой металла в питатель, из которого металл попадает в замкнутый объем, ограниченный с одной стороны поверхностью колеса, с другой — неподвижным кристаллизатором (2), с третьей — затравкой, закрепляемой на колесе и движущейся вместе с ним (1). Неподвижный кристаллизатор изготавливался из электродного графита и устанавливался над охлаждающей поверхностью колеса на реборды. Так как первые опыты показали налипание алюминия и его сплавов на графитовую поверхность, что приводило к трещинам и задирам на поверхности ленты, то в последующих опытах поверхность графитового кристаллизатора, соприкасающаяся с жидким металлом, смазывалась смесью графита с маслом.

Исследованиями, проведенными в лаборатории, удалось установить, что лента, получаемая при такой схеме литья, вполне пригодна для дальнейшей обработки давлением. При этом выбраны параметры литья: температура заливаемого металла 750—800°C и скорость вращения колеса 0,25—0,35 об/мин, что соответствует линейной скорости 1,2—1,6 м/мин (или 150—160 кг/ч).

После проведения лабораторных работ установка была отправлена на ЗМЗ и смонтирована в цехе лент и вкладышей с целью ее опробования в цеховых условиях.

В цехе лент и вкладышей Заволжского моторного завода было изготовлено несколько полос из алюминиевого сплава, содержащего 9—11% олова; 0,9—1,1% меди; 4—6% свинца [4]. Плавка сплава производилась в электрической печи сопротивления. После введения всех компонентов расплав рафинировался и модифицировался стандартными препаратами, применяемыми на заводе. Заливка

сплава производилась при температуре 780—800°C на холодное колесо, окрашенное смесью мраморной крошки, жидкого стекла и воды. Графитовый кристаллизатор предварительно смазывался смесью коллоидального графита с маслом.

Скорость формирования ленты была при этом равна 1,2 м/мин, что соответствует производительности 150 кг/ч.

Полученные полосы толщиной 5 мм прокатывались до размера 1,25 мм, необходимого для дальнейшего плакирования полосы на сталь, предварительно плакированную подслоем из чистого алюминия.

Затем полосы отжигались при температуре 350°C в течение 1 ч. После отжига полосы из алюминиевого сплава совместно с плакированной сталью толщиной 1,75 мм прокатывались при температуре 200°C с общим обжатием 35% для получения биметалла толщиной 1,95 мм.

Для рекристаллизации сплава и небольшого понижения твердости стали биметалл отжигался при температуре 350°C в течение 1 ч.

Проверка прочности соединения сплава и стали показала, что из биметалла можно изготавливать вкладыши, отвечающие предъявляемым к ним требованиям. Из биметалла сталь—алюминиевый сплав, содержащий 4—6% свинца, были изготовлены вкладыши по технологии, принятой на заводе. Протяжка вкладышей показала хорошую обрабатываемость антифрикционного слоя. Изготовленные вкладыши были переданы отделу главного конструктора ЗМЗ для испытаний.

Таким образом, опробование установки для формирования лент из алюминиевых антифрикционных сплавов, содержащих свинец, показало принципиальную возможность получения лент из таких сплавов и пригодность получаемых полос для изготовления из них вкладышей подшипников двигателей внутреннего сгорания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дриц М. Х. «Автотракторное дело», 1940, № 4, стр. 15—18.
2. Курницына А. Д. Алюминиевые сплавы для подшипников и их применение. Сб. статей под ред. проф. Хрущева М. М. Изд-во АН СССР, 1954, стр. 24—50.
3. Рудницкий Н. М., Рассадин Ю. А., Николаенко Е. Г., Ясский Д. И., Микотин Е. Е., Галайко Д. Л. Бесслитковая прокатка алюминиевых антифрикционных сплавов. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 82. М., 1966, стр. 82—89.
4. Рудницкий Н. М., Рассадин Ю. А., Фокин И. Е. и др. Авторское свидетельство № 186692. Бюллетень № 19, 3.Х, 1966.
5. Hunsicker N. Y., Kempf L. W. Quarterly. Transactions of SAE, 1947, v. 1, January, p. 6.

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СЦЕПЛЕНИЯ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОТЫ БУКСОВАНИЯ

Надежность и долговечность работы сцепления автомобиля зависит в основном от работоспособности фрикционных накладок. На срок службы и эффективность работы накладок решающее влияние оказывают величина работы буксования и периодичность пользования сцеплением, определяющие температурный режим и интенсивность изнашивания фрикционного материала.

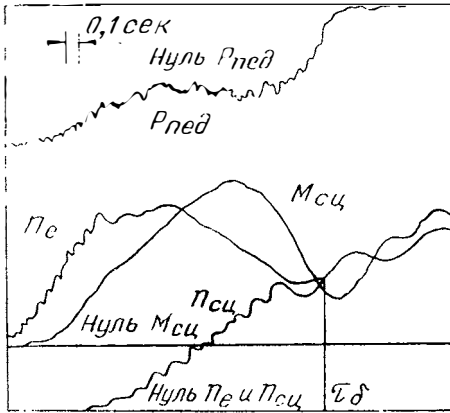
Вопросы экспериментального исследования температурного режима и периодичности пользования сцеплением автомобилей различных моделей в реальных условиях эксплуатации рассматривались автором ранее в работе [3].

Основной целью настоящего исследования является изучение процесса буксования сцепления для получения формул уточненного расчета работы буксования при трогании автомобиля с места в конкретных, наиболее характерных условиях эксплуатации.

Были проведены эксперименты на грузовом автомобиле с карбюраторным двигателем грузоподъемностью 5 т. В связи с относительной сложностью замера крутящего момента непосредственно на первичном валу коробки передач момент трения сцепления $M_{\text{сц}}$ определялся по величине крутящего момента на полуоси. Предполагаем при этом, что влияние крутильных колебаний трансмиссии на величину и характер изменения $M_{\text{сц}}$, определенного таким способом, невелико.

Крутящий момент на полуоси замерялся четырьмя проволочными тензодатчиками, соединенными последовательно в полумостовую схему и наклеенными попарно под углом 45° к продольной оси. Такой способ соединения и расположения тензодатчиков на полуоси позволяет исключить влияние изгибающего момента в

случае его возникновения. Для передачи электрических сигналов с вращающихся деталей использовался торцевой ртутный токосъемник. Запись крутящего момента и усилия на педали сцепления производилась на ленту осциллографа Н-700 с помощью усилителя ТА-5. На ленту осциллографа записывалось также число оборотов коленчатого вала двигателя (датчик — тахогенератор ТЭ-204,



Фиг. 1. Осциллограмма процесса буксования сцепления при трогании с места автомобиля грузоподъемностью 5 т на II передаче на подъеме 3°.

связанный с храповиком коленчатого вала посредством гибкого тросика) и обороты карданного вала (датчик — тахогенератор ТЭ-204, имеющий ременный привод от барабана ручного тормоза). Образец записи рабочего процесса сцепления при трогании исследуемого автомобиля на II передаче на подъеме 3° приведен на фиг. 1.

Для изучения процессов буксования сцепления определялись и были рассчитаны следующие параметры: число оборотов коленчатого вала двигателя (в начале буксования n_0 , в конце буксования при синхронизации оборотов ведущих и ведомых частей сцепления

Параметры буксования сцепления автомобиля грузоподъемностью 5 т при

Передача	Число оборотов коленчатого вала двигателя, об/мин			Время буксования τ_b , сек	Угол буксования φ , рад	Темп включения сцепления K , кг·м/сек	Момент $M_{сц}$,
	начальное n_0	максимальное n_{max}	синхронизации n_c				средний
I	1330	2280	2180	2,0	246	4,2	8,4
II	1600	2180	1580	2,2	320	8,6	18,8
II	2380	2860	2420	3,6	568	5,6	20,3
II	2320	2820	2420	2,6	198	10,8	28,2
I	1560	2640	2420	2,3	347	4,3	10,0
II	1710	2490	1660	2,6	418	7,2	18,7
II	1230	1980	1120	2,9	240	8,5	24,6
I	1700	2460	1960	1,4	236	6,3	8,8
II	1830	2640	960	1,8	310	8,8	15,9
II—III	—	—	—	1,1	15,0	—	9,2
II—III	—	—	—	1,4	21,4	—	27,7

n_c и максимальное n_{max}); момент трения сцепления (средний, максимальный и в конце буксования); время буксования τ_b ; темп включения сцепления $K = \frac{dM_{сш}}{d\tau}$; угол буксования φ ; работа буксования L ; мощность буксования $N = \frac{L}{\tau_b}$ и усилие на педали сцепления $P_{пед}$.

Определение φ , $M_{ср}$ и L производилось графоаналитическим методом, описанным в работе [4].

Все эксперименты проводились с серийными накладками шифра 7КФ-34, широко применяющимися в автомобильной промышленности. Водителем был опытный шофер I класса (имевший большой опыт работы на автомобилях данного типа).

Процесс буксования сцепления изучался при троганиях автомобиля с места на I и II передачах на ровном участке асфальтобетонной дороги, на подъеме 3° , на снегу глубиной 20 см и в песчаном карьере.

Процесс буксования муфты сцепления при переключении передач изучался при движении автомобиля по асфальтобетонной дороге и снежной целине глубиной 20 см. Результаты испытаний приведены в таблице.

С целью изучения влияния темпа включения, а также начального и конечного числа оборотов коленчатого вала двигателя на процесс буксования сцепления были выполнены на ровном участке

Т а б л и ц а

трогания с места и переключения передач в различных условиях

трения сцепления $кг \cdot м$		Работа буксования L , $кг \cdot м$	Мощность буксования сцепления N , $кг \cdot м \text{ сек}$	Условия трогания
максимальный	синхронизации			
15,6	10,0	2000	1000	Обычные трогания с места на ровном участке асфальтобетонной дороги
31,9	24,8	6100	2780	То же
40,5	23,7	11500	3200	Форсированные трогания на ровном участке асфальтобетонной дороги
72,4	26,6	5600	2160	Резкие трогания на ровном участке асфальтобетонной дороги
19,5	15,2	3490	1520	Трогания на подъеме 3°
31,1	18,7	8280	3190	То же
44,4	27,4	5880	2030	Трогания на снегу глубиной 20 см
—	16,0	2060	1470	Трогания на песке
—	26,4	4760	2650	То же
—	—	120	110	Переключение передач на ровном участке асфальтобетонной дороги
—	—	600	430	Переключение передач на снегу глубиной 20 см

асфальтобетонной дороге на II передаче три вида троганий: обычные (время отпускания педали сцепления $\tau_{\text{пед}} = 3,0 \text{ сек}$), форсированные ($\tau_{\text{пед}} = 4,1 \text{ сек}$ и увеличенное число оборотов коленчатого вала двигателя) и резкие трогания ($\tau_{\text{пед}} = 1,3 \text{ сек}$ и увеличенное число оборотов коленчатого вала двигателя).

В данном случае под форсированным троганием понимается трогание с увеличенной, по сравнению с обычным троганием, продолжительностью включения сцепления и повышенным числом оборотов коленчатого вала двигателя. Такой вид троганий применяется при испытании накладок муфт на термостойкость с целью получения наибольшей работы буксования.

Резкие трогания применяются с целью использования момента инерции маховика, когда недостаточно момента, развиваемого двигателем автомобиля.

Наибольшая работа буксования сцепления совершается при трогании автомобиля с места, когда момент, передаваемый сцеплением, затрачивается на преодоление сопротивления движению и на разгон массы автомобиля и его вращающихся частей (сопротивлением воздуха при трогании можно пренебречь).

Величина момента, затрачиваемого на разгон автомобиля и его вращающихся частей, а следовательно, и момента, передаваемого сцеплением, во многом зависит от темпа включения K . Из таблицы видно, что при одном и том же дорожном сопротивлении с увеличением K средний и максимальный моменты трения сцепления также растут, если трогания производятся примерно при одинаковом числе оборотов коленчатого вала двигателя (форсированные и резкие трогания). Однако при обычном трогании (с меньшими оборотами коленчатого вала двигателя) даже при большем K максимальный и средний моменты трения сцепления меньше, чем при форсированном трогании. Таким образом, на величину момента трения сцепления, кроме темпа включения, также влияют начальное и конечное число оборотов коленчатого вала двигателя.

При форсированных троганиях, благодаря высоким начальным и конечным оборотам коленчатого вала двигателя, имеет местонаибольший угол буксования φ , а следовательно, и работа буксования. Так как φ в большой мере зависит от времени буксования τ_6 , то целесообразно пользоваться величиной угла буксования, отнесенной к единице времени (1 сек) $\varphi_{y1} = \frac{\varphi}{\tau_6}$. Например, φ_{y1} при обычных троганиях равно 145 рад/сек , при форсированных — 158 рад/сек и при резких — 76 рад/сек . Величина φ_{y1} может быть использована для сравнительной оценки фрикционных свойств различных материалов накладок сцепления при одних и тех же условиях испытаний.

Работа буксования сцепления при переключении передач меньше по сравнению с работой буксования сцепления при трогании автомобиля с места. Например, при переключении со II передачи на III при движении испытуемого автомобиля по снежной целине

(при значительном сопротивлении движению) работа буксования составляла $600 \text{ кг} \cdot \text{м}$, а при трогании на II передаче в тех же условиях — $5880 \text{ кг} \cdot \text{м}$. При переключении со II передачи на III при движении по ровной асфальтобетонной дороге работа буксования равнялась $120 \text{ кг} \cdot \text{м}$, т. е. 2,0% от работы буксования при обычном трогании на II передаче в тех же условиях ($L = 6100 \text{ кг} \cdot \text{м}$).

В отдельных случаях, при большом дорожном сопротивлении, работа буксования при переключении передач может достигать значительной величины, однако обычно она не превышает 10% от работы буксования при трогании в тех же условиях. Поэтому, хотя в реальных условиях эксплуатации число переключений передач на 100 км пробега много больше, чем троганий [3], их суммарная работа буксования при малом дорожном сопротивлении практически не оказывает влияния на температурный режим работы муфты сцепления, хотя и влияет на износ фрикционных накладок. Поэтому наибольший интерес представляет исследование процесса буксования при трогании автомобиля с места.

Трогание грузового автомобиля обычно производят на II передаче, хотя трогание на I передаче является более выгодным с точки зрения уменьшения величины совершаемой при этом работы буксования сцепления. Так, например, при трогании испытуемого автомобиля на I передаче на ровном участке асфальтобетонной дороги работа буксования составляет $2000 \text{ кг} \cdot \text{м}$, а на подъеме 3° — $3490 \text{ кг} \cdot \text{м}$ против $6100 \text{ кг} \cdot \text{м}$ и $8280 \text{ кг} \cdot \text{м}$ соответственно при трогании на II передаче в тех же условиях.

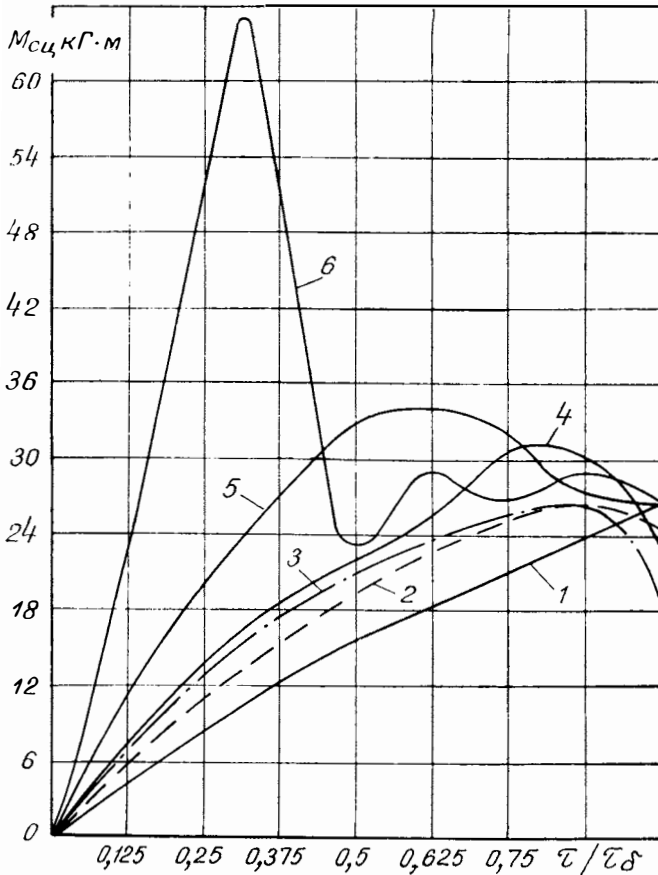
Но и при трогании на II передаче, даже в одних и тех же дорожных условиях, процесс буксования сцепления может протекать по-разному. Как уже отмечалось выше, в этом случае большую роль играет темп включения сцепления, начальное и конечное число оборотов коленчатого вала двигателя, которые задаются водителем.

Так как продолжительность буксования сцепления при его включении зависит от многих факторов и колеблется в широких пределах, то сравнивать процессы буксования сцепления даже при троганиях в одних и тех же условиях по абсолютному значению времени не представляется возможным. Сравнить характер изменения момента трения $M_{\text{сш}}$, числа оборотов коленчатого вала двигателя n_e и других параметров можно, лишь приняв полное время буксования муфты сцепления за единицу независимо от его абсолютного значения, т. е. используя безразмерную координату времени $\tau' = \frac{\tau}{\tau_6}$, где τ — текущее время, сек; τ_6 — полное время буксования сцепления, сек.

Поэтому для определения закономерностей изменения момента трения сцепления и оборотов коленчатого вала двигателя в различных условиях процесс буксования на осциллограммах разбивался на 8 частей (через $0,125 \tau_6$). В каждый момент времени ($0,125 \tau_6$; $0,25 \tau_6$ и т. д.) определялись соответствующие значения момента

трения сцепления и чисел оборотов коленчатого вала двигателя n_e и трансмиссии $n_{сц}$.

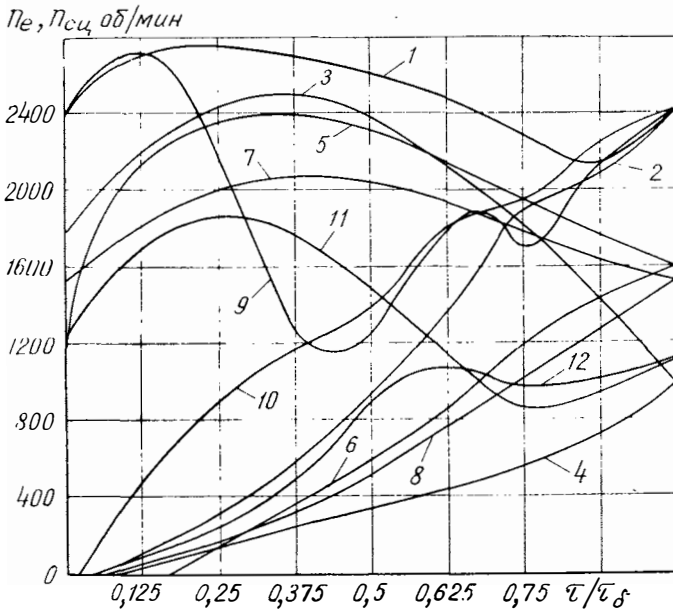
Полученные данные были обработаны с применением методов математической статистики. По среднеарифметическим значениям построены кривые изменения $M_{сц}$, n_e и $n_{сц}$ при трогании испытуемого автомобиля на II передаче в различных условиях эксплуатации (фиг. 2 и 3). Момент трения сцепления при трогании автомобиля на подъеме 3° плавно нарастает, достигая максимума примерно через $(0,75 \div 0,8) \tau_6$. Обороты коленчатого вала двигателя плавно нарастают и снижаются.



Фиг. 2. Изменение момента трения сцепления в зависимости от условий трогания с места автомобиля грузоподъемностью 5 т на II передаче:

1 — трогания на плотном песке; 2 — обычные трогания на ровном твердом покрытии; 3 — трогания на подъеме 3° ; 4 — форсированные трогания на ровном твердом покрытии; 5 — трогания на снегу глубиной 20 см; 6 — резкие трогания на ровном твердом покрытии.

Подобный характер изменения имеют момент трения и число оборотов коленчатого вала двигателя при обычном трогании на ровном участке асфальтобетонной дороги (см. фиг. 2 и 3). Однако в связи с более плавным включением сцепления и меньшим дорожным сопротивлением изменение $M_{с1}$ и n_p происходит менее интенсивно, чем в предыдущем случае.



Фиг. 3. Изменение числа оборотов коленчатого вала двигателя и сцепления автомобиля грузоподъемностью 5 т на II передаче в зависимости от условий трогания с места:
 1 и 2 — форсированные трогания на ровном твердом покрытии; 3 и 4 — трогания на плотном песке; 5 и 6 — трогания на подъеме; 7 и 8 — обычные трогания на ровном твердом покрытии; 9 и 10 — резкие трогания на ровном твердом покрытии; 11 и 12 — трогания на снегу глубиной 20 см.

При форсированных троганиях момент трения сцепления достигает максимального значения в интервале $(0,75 \div 0,875) \tau_0$. Обороты коленчатого вала двигателя за время включения снижаются незначительно.

При резком трогании момент трения сцепления интенсивно нарастает и достигает максимума в интервале $(0,25 \div 0,375) \tau_0$, затем также резко снижается, после чего в трансмиссии возникают колебания. Первоначальное выравнивание угловых скоростей ведущих и ведомых частей сцепления наступает при резком снижении числа оборотов двигателя уже при $(0,375 \div 0,5) \tau_0$, потом некоторое время идет небольшая пробуксовка сцепления путем периодических срывов при полностью включенном сцеплении (явле-

ние «автоколебаний»). Подобные явления в первых трех случаях наблюдаются значительно реже; обычно момент окончательного выравнивания угловых скоростей ведущих и ведомых частей сцепления наступает до полного снятия усилия с педали сцепления.

При троганиях с места на снегу глубиной 20 см в связи с пробуксовкой колес автомобиля сцепление включается резко и первоначальное выравнивание угловых скоростей происходит уже при 0,625 τ_6 . Момент трения сцепления растет более интенсивно и имеет большее максимальное значение, чем при обычном трогании на ровном участке асфальтобетонной дороги и подъеме 3°.

При трогании с места на песке в связи с большим сопротивлением движению происходит резкое снижение числа оборотов двигателя. Момент трения сцепления равномерно нарастает и достигает максимума при (0,9÷1,0) τ_6 .

Для выведения формулы работы буксования сцепления необходимо знать закон изменения крутящего момента двигателя M_e и момента трения сцепления $M_{сц}$. Обычно принимают $M_{сц}$ постоянным или изменяющимся по линейному закону, а крутящий момент двигателя постоянным и равным максимальному $M_{e\max}$, что в большинстве случаев не отражает реального процесса или является его крайним случаем.

Академик Е. А. Чудаков [5] вывел формулы работы буксования сцепления, принимая $M_{сц}$ постоянным и изменяющимся по линейному закону при постоянном n_e , что в реальных условиях встречается весьма редко, и потому значения работы буксования, полученные по этим формулам, значительно отличаются от действительных.

Формула, выведенная Б. В. Гольдом [1] из предположения постоянства крутящего момента двигателя ($M_e = M_{e\max}$) и постоянства момента трения ($M_{сц} = \beta M_{e\max}$), при резком включении сцепления позволяет проследить влияние различных параметров на величину работы буксования, однако она также может служить для определения работы буксования в частном, редко встречающемся на практике случае.

Формула, предложенная Г. М. Щеренковым [6], может быть применена для определения работы буксования сцепления автомобиля в тех конкретных условиях, для которых были приняты закон изменения момента трения сцепления и числа оборотов коленчатого вала двигателя.

Формула работы буксования, предложенная Л. А. Гивартовским, выведенная на основании экспериментов при трогании легкового автомобиля на подъеме 17,5%, предназначена для определения работы буксования в тяжелых условиях и является наиболее отвечающей требованиям практического расчета.

Из фиг. 2 и 3 видно, что характер изменения $M_{сц}$ и n_e в различных условиях троганий весьма различен. Поэтому выразить изменение $M_{сц}$ какой-то одной зависимостью, одинаково справедливой для всех условий, не представляется возможным. В связи с этим

целесообразно определить эти зависимости и вывести формулы работы буксования сцепления для троганий грузового автомобиля в наиболее характерных условиях эксплуатации, так как при этом для каждого из условий дорожное сопротивление, а также K , n_0 и другие факторы, оказывающие наибольшее влияние на $M_{сц}$ при достаточной квалификации водителей, будут примерно одни и те же. Для практических целей можно ограничиться рассмотрением трех наиболее важных случаев:

1) трогание автомобиля с места на ровном твердом покрытии; работа буксования и температурный режим в этом случае представляют интерес при определении срока службы фрикционных накладок сцепления, так как грузовые автомобили общего назначения имеют около 70% пробега в таких условиях [2];

2) трогание автомобиля с места в тяжелых дорожных условиях с возможной пробуксовкой колес; при этом значительная температура сцепления может иметь место, когда водитель делает подряд несколько троганий, «раскачивая» застрявший автомобиль;

3) трогание с места автомобиля с прицепом при большом дорожном сопротивлении; в этом случае будут иметь место максимально возможные работа буксования и температура сцепления.

В первом и втором случаях для определения зависимости $M_{сц}$ и M_e от времени использовались данные автора о параметрах процесса буксования сцепления при трогании с места автомобиля грузоподъемностью 5 т на II передаче на ровном твердом покрытии и на песке. В третьем случае использовались данные Ю. Г. Стефановича [4] о параметрах процесса буксования сцепления при трогании автопоездов на II передаче на проселочной дороге.

Рассмотрим более подробно вывод формулы работы буксования сцепления для первого случая. На фиг. 4 изображена диаграмма процесса буксования, построенная по средним значениям параметров сцепления при трогании автомобиля грузоподъемностью 5 т на ровном твердом покрытии. На диаграмме видно, что экспериментальная кривая $M_{сц}$ хорошо аппроксимируется параболой вида

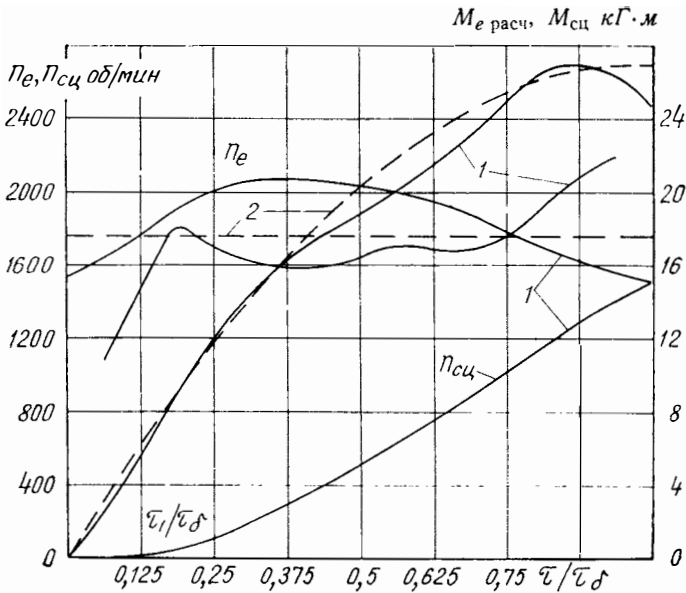
$$M_{сц} = M_{сц \max} \left(2 \frac{\tau}{\tau_6} - \frac{\tau^2}{\tau_6^2} \right), \quad (1)$$

где $M_{сц \max}$ — максимальное значение момента трения сцепления за время включения (для автомобиля грузоподъемностью 5 т $M_{сц \max} = 0,66 M_{e \max}$);

τ — текущее время;

τ_6 — время буксования сцепления.

При определении работы буксования исходим из двухмассовой эквивалентной схемы автомобиля [5]. Принимаем, что рассматриваемая система является абсолютно жесткой. Полученная при этом условии величина работы буксования сцепления будет несколько больше действительной работы буксования, определенной с учетом податливости трансмиссии.



Фиг. 4. Изменение M_e расч., $M_{сц}$, n_e и $n_{сц}$ при трогании с места автомобиля грузоподъемностью 5 т на 11 передаче на ровном твердом покрытии:

1 — фактическое; 2 — принятое для выведения формулы работы буксования муфты сцепления.

Уравнение количества движения для вала двигателя:

$$M_e d\tau - I_e d\omega_e = M_{сц} d\tau, \quad (2)$$

для ведомого вала расчетной схемы:

$$M_a d\tau + I_a d\omega_a = M_{сц} d\tau, \quad (3)$$

где I_e — момент инерции деталей двигателя;

I_a — приведенный к первичному валу момент инерции автомобиля;

M_e — крутящий момент двигателя;

M_a — приведенный к первичному валу момент сопротивления движению автомобиля.

Так как замер крутящего момента двигателя M_e при эксперименте не производился, то величина и характер его изменения определялись по формуле (2) на основании данных о величине $M_{сц}$ и углового ускорения коленчатого вала двигателя (см. фиг. 4). Из графика видно, что M_e расч. имеет сложный характер изменения, однако на протяжении большей части процесса буксования изменяется незначительно, оставаясь примерно постоянным.

В связи с этим для упрощения расчета принимаем M_e расч. для нормальных троганий на ровном твердом покрытии постоянным:

$$M_e \text{ расч.} = \text{const.} \quad (4)$$

В связи с неполным открытием дроссельной заслонки карбюратора M_e не достигает больших значений. Для автомобиля грузоподъемностью 5 т $M_{e \text{ расч}} = 0,43 M_{e \text{ max}}$.

Момент сопротивления движению автомобиля M_a принимаем постоянным, так как при трогании автомобиля с места скорость его мала, и поэтому величиной сопротивления воздуха, зависящей от скорости, можно пренебречь.

Работа буксования сцепления

$$L = \int_0^{\tau_6} M_{\text{сц}} d\varphi; \quad (5)$$

$$d\varphi = (\omega_e - \omega_a) d\tau, \quad (6)$$

где φ — угол буксования;

ω_e, ω_a — угловая скорость ведущих и ведомых частей сцепления.

Подставив в уравнение (5) выражение (6), получим:

$$L = \int_0^{\tau_6} M_{\text{сц}} (\omega_e - \omega_a) d\tau = L_1 - L_2, \quad (7)$$

где
$$L_1 = \int_0^{\tau_6} M_{\text{сц}} \omega_e d\tau; \quad (8)$$

$$L_2 = \int_{\tau_1}^{\tau_6} M_{\text{сц}} \omega_a d\tau. \quad (9)$$

В связи с малой величиной τ_1 , принимаем $\tau_1 \approx 0$.

По формулам (2) и (3) на основании (1) и (4) определяем ω_e и ω_a :

$$\omega_e = \omega_0 + \frac{1}{I_e} \left[M_e \tau - M_{\text{сц max}} \left(\frac{\tau^2}{\tau_6} - \frac{\tau^3}{3\tau_6^2} \right) \right]; \quad (10)$$

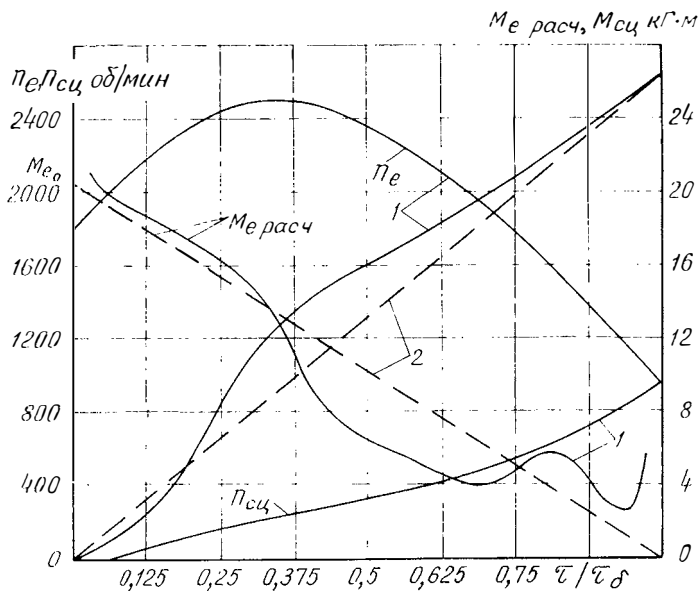
$$\omega_a = \frac{1}{I_a} \left[M_{\text{сц max}} \left(\frac{\tau^2}{\tau_6} - \frac{\tau^3}{3\tau_6^2} \right) - M_a \tau \right], \quad (11)$$

где ω_0 — начальная угловая скорость коленчатого вала двигателя.

После подстановки в уравнения (7) — (9) выражений (1), (10) и (11) и их решения получаем формулу для работы буксования:

$$L = M_{\text{сц max}} \tau_6 \left[\frac{2}{3} \omega_0 + \frac{\tau_6}{I_e} \left(\frac{5}{12} M_e - \frac{2}{9} M_{\text{сц max}} \right) - \frac{\tau_6}{I_a} \left(\frac{2}{9} M_{\text{сц max}} - \frac{5}{12} M_a \right) \right]. \quad (12)$$

На фиг. 5 изображена диаграмма процесса буксования сцепления, построенная по средним значениям параметров сцепления при трогании с места автомобиля грузоподъемностью 5 т на



Фиг. 5. Изменение $M_{e \text{ расч}}$, $M_{сц}$, n_e и $n_{сц}$ при трогании с места автомобиля грузоподъемностью 5 т на 11 передаче на песке:

1 -- фактическое; 2 -- принятое для вывода формулы работы буксования сцепления.

песке. На диаграмме видно, что зависимость момента трения сцепления близка к линейной:

$$M_{сц} = M_{сц \text{ max}} \frac{\tau}{\tau_6}.$$

Расчетный крутящий момент двигателя снижается до весьма малой величины в процессе буксования. В целях упрощения вывода формулы работы буксования с достаточной для практических целей степенью точности (см. фиг. 5) принимаем изменение $M_{e \text{ расч}}$ по линейной зависимости:

$$M_{e \text{ расч}} = M_{e0} \left(1 - \frac{\tau}{\tau_6} \right),$$

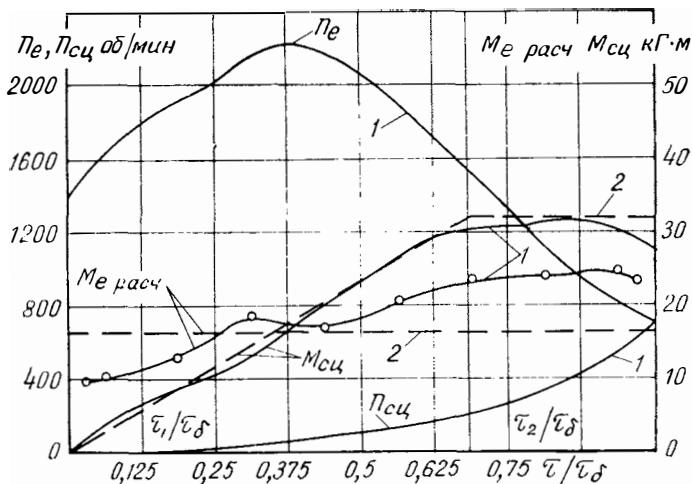
где M_{e0} — начальная величина крутящего момента двигателя.

Применяя ту же методику вывода формулы работы буксования сцепления, что и в первом случае, находим выражение для работы

буксования при трогании автомобиля в тяжелых дорожных условиях:

$$L = M_{\text{сц max}} \tau_6 \left[\frac{\omega_0}{2} + \frac{\tau_6}{I_e} \left(\frac{5}{24} M_{e0} - \frac{1}{8} M_{\text{сц max}} \right) - \frac{\tau_6}{I_a} \left(\frac{1}{8} M_{\text{сц max}} - \frac{1}{3} M_a \right) \right]. \quad (13)$$

Из анализа формул (12) и (13) следует, что величина работы буксования увеличивается с увеличением τ_6 , ω_0 , $M_e (M_{e0})$ и M_a , а также с увеличением I_a и уменьшением I_e , $M_{\text{сц}}$.



Фиг. 6. Изменение $M_e \text{ расч}$, $M_{\text{сц}}$, n_e и $n_{\text{сц}}$ при трогании с места автомобиля с прицепом на проселочной дороге: 1 — фактическое; 2 — принятое для выведения формулы работы буксования сцепления (по данным Ю. Г. Стефановича [4]).

На фиг. 6 изображена диаграмма процесса буксования сцепления, построенная по средним значениям ее параметров при трогании с места автомобиля с прицепом общим весом 13200 кг на проселочной дороге. На диаграмме видно, что $M_{\text{сц}}$ имеет сложную зависимость от времени. Для получения простых закономерностей изменения $M_{\text{сц}}$ и упрощения вывода формулы работы буксования разбиваем диаграмму на три участка: I участок от 0 до τ_1 ; II участок от τ_1 до τ_2 ; III участок от τ_2 до τ_6 (см. фиг. 6).

На I и II участках экспериментальная кривая $M_{\text{сц}}$ хорошо аппроксимируется прямой линией

$$M_{\text{сц}} = M_{\text{сц max}} \frac{\tau}{\tau_6},$$

на III участке прямой

$$M_{\text{сц}} = M_{\text{сц max}} = \text{const.}$$

Такие же зависимости $M_{\text{сц}}$ от времени имеют место при трогании автопоезда общим весом 15 600 кг в этих же условиях. Для первого случая $M_{\text{сц max}} = M_{e \text{ max}}$; для второго $M_{\text{сц max}} = 1,1 M_{e \text{ max}}$.

Расчетный момент двигателя изменяется в относительно небольших пределах и может быть принят постоянным:

$$M_{e \text{ расч}} = \text{const.}$$

Для автопоезда общим весом 13 200 кг $M_{e \text{ расч}} = 0,5 M_{e \text{ max}}$; для автопоезда общим весом 15 600 кг $M_{e \text{ расч}} = M_{e \text{ max}}$.

По принятой методике выводим формулу работы буксования сцепления при трогании автопоезда при значительном дорожном сопротивлении:

$$L = M_{\text{сц max}} \left[\omega_0 \left(\tau_0 - \frac{\tau_2}{2} \right) + \left(\frac{M_e}{I_e} + \frac{M_a}{I_a} \right) \left(\frac{\tau_0^2}{2} - \frac{\tau_2^2}{6} \right) - M_{\text{сц max}} \left(\frac{1}{I_e} + \frac{1}{I_a} \right) \left(\frac{\tau_0^2}{2} - \frac{\tau_0 \tau_2}{2} + \frac{\tau_2^2}{8} \right) \right]. \quad (14)$$

Уравнение (14) показывает, что в этом случае величина работы буксования зависит, кроме отмеченных выше факторов, еще и от величины времени достижения $M_{\text{сц}}$ своего максимального значения в процессе буксования τ_2 , и чем меньше τ_2 , тем меньше будет совершена работа буксования сцепления.

Формулы (12), (13) и (14) предназначены для расчета работы буксования сцепления при трогании автомобиля с карбюраторным двигателем грузоподъемностью 4—6 т с прицепом и без прицепа в указанных выше условиях эксплуатации, а также при трогании автомобиля любого типа в таких условиях, в которых соблюдаются принятые закономерности изменения M_e и $M_{\text{сц}}$.

При невысоких температурах на характер изменения $M_{\text{сц}}$ оказывает влияние интенсивность включения сцепления, дорожное сопротивление, начальное и конечное число оборотов коленчатого вала двигателя. Поэтому полученные формулы могут быть использованы для расчета работы буксования сцепления при применении различных фрикционных материалов, не отличающихся резко по фрикционным свойствам от материала 7КФ-34.

Погрешность расчета по формулам (12), (13) и (14) по средним параметрам процесса буксования сцепления составляет: в I случае +1%, во II случае +7% и в III случае +8%. (За 100% принята среднеарифметическая величина значений работы буксования, определенных экспериментально для каждого случая). Максимальные отклонения расчетной величины работы буксования от полученной экспериментально находятся в пределах: в I случае $\pm 35\%$, во II случае от -15 до $+30\%$ и в III случае от -19 до $+33\%$. Учитывая, что на процесс буксования сцепления оказывает влияние большое количество факторов, в том числе и субъективных, такую степень точности расчета работы буксования сцепления можно признать вполне удовлетворительной.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие основные выводы.

В различных условиях трогания автомобиля с места характер изменения и величина $M_{сц}$ и M_e , зависящие от многих факторов (темпа включения сцепления, начального и конечного числа оборотов коленчатого вала двигателя, величины открытия дроссельной заслонки карбюратора и т. д.), весьма различны, поэтому вывести формулу работы буксования, одинаково справедливую для всех условий, приняв какой-то один закон изменения $M_{сц}$ и M_e , не представляется возможным.

В связи с этим определены закономерности изменения $M_{сц}$ и M_e грузового автомобиля в трех наиболее характерных условиях эксплуатации и на основании этих закономерностей выведены формулы для расчета работы буксования сцепления. Таким образом, в отличие от уже известных исследований, получены формулы для уточненного расчета работы буксования при трогании автомобиля в определенных условиях эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобиля. М., Машгиз, 1960.
 2. Литвинов А. С., Ротенберг Р. В., Фрумкин А. К. Шасси автомобиля. М., Машгиз, 1963.
 3. Мусин А. Н. Исследование температурного режима работы накладок сцепления автомобилей в различных условиях эксплуатации. «Автомобильная промышленность», 1969, № 4.
 4. Стефанович Ю. Г. О сопоставлении стендовых и дорожных испытаний сцеплений на износостойкость. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 72. М., 1965.
 5. Чудаков Е. А. Расчет автомобиля. М., Машгиз, 1947.
 6. Щеренков Г. М. Уточненный способ определения работы буксования автомобильного сцепления. «Автомобильная промышленность», 1968, № 10.
-

Статистические характеристики динамических нагрузок в кузовах и кабинах грузовых автомобилей. Певзнер Я. М., Плетнев А. Е. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 130. М., 1971, стр. 3—22.

Рассматриваются динамические нагрузки в кузовах и кабинах грузовых автомобилей, возникающие при движении по реальным дорогам.

Автомобили испытывались на дорогах различной степени ровности — от булыжных со среднеквадратичной высотой неровности 2,5—3,5 см до асфальтовых (0,8—1,0 см). Записывались ускорения в семи характерных точках автомобиля. При лабораторной обработке записей получены соотношения вертикальных и горизонтальных ускорений в кузове, исследован частотный состав ускорений. Показано, что для большинства случаев движения автомобиля ускорения распределены по нормальному закону. Получены статистически достоверные графики спектральной плотности ускорений, типичные значения ускорений и усредненные спектры ускорений на полу грузовой платформы. Наиболее интенсивные ускорения действуют в диапазоне частот 1—15 гц. Нормированные спектры ускорений в кабине и на полу платформы дают возможность проводить уточненный расчет реакций перевозимых установок и грузов с учетом частотного состава динамических нагрузок — ускорений.

Таблиц 6. Фигур 9. Библиографий 4.

Определение угловой скорости автомобиля по измерениям угловых ускорений. Колмаков М. В. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 130. М., 1971, стр. 23—31.

В связи с проявлением гироскопических эффектов при повороте автомобиля с ГТД, что выражается в увеличении нагрузок на подшипники роторов, исследуется возможность определения угловой скорости автомобиля путем измерения разностей нормальных или тангенциальных ускорений. Из-за легкости обработки результатов отдается предпочтение определению угловой скорости по разности нормальных ускорений. Измерение разностей угловых ускорений производилось серийной виброизмерительной аппаратурой типа ВИ6-5МА, датчиками ускорения типа ДУ-5 (модернизованными) и осциллографом типа К12—21. Для образования сигналов, пропорциональных разностям ускорений, гальванометр включается дифференциально на два канала виброаппаратуры. Приводятся отдельные результаты измерений.

Таблиц 1. Фигур 4.

Работы НАМИ в области пуска и охлаждения двигателей. Минкин М. Л., Лейбзон З. И., Хмельницкий Э. Е. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 130. М., 1971, стр. 32—44.

Описаны содержание и результаты работ, проведенных в НАМИ в 1930—60-х годах в области пуска и жидкостного охлаждения автотракторных двигателей. Указаны основные участники выполненных работ.

В области пуска двигателей при низких температурах особо выполнены работы, касающиеся создания пусковых бензиновых двигателей для тракторных дизелей, подбора пусковых регулировок карбюраторов, разработки и внедрения пусковых подогревателей и приспособлений для автотракторных двигателей. Отмечены достигнутые предельные температуры пуска автомобильных двигателей (минус 60°С).

В области охлаждения двигателей освещены работы, проведенные по радиаторам, термостатам и вентиляторам, завершившиеся внедрением в массовое производство трубчато-ленточных радиаторов, термостатов с твердым наполнителем и усовершенствованных вентиляторов. Кроме того, описаны результаты работы, завершившейся рекомендацией коэффициентов для приведения мощности и расхода топлива к нормальным атмосферным условиям, и материалы исследования замкнутых систем охлаждения с повышенным температурным режимом.

Таблиц 2. Фигур 6.

УДК 629.113.621.43.621.891.2.001.4

О склонности автомобильных масел к образованию низкотемпературных отложений в двигателе. Григорьев М. А., Пименов А. М., Бунаков Б. М. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 130. М., 1971, стр. 45—60.

Дан краткий обзор и анализ отечественных и зарубежных материалов по моторной оценке склонности автомобильных масел к образованию низкотемпературных отложений в двигателе. Приведены результаты обследования загрязнения двигателей низкотемпературными отложениями после эксплуатации автомобилей ГАЗ-51, ГАЗ-52, ЗИЛ-130, «Волга» в реальных зимних условиях. На основании материалов анализа литературных данных и результатов обследования дано обоснование необходимости обязательной оценки склонности автомобильных масел к образованию низкотемпературных отложений в двигателе. Для этой цели наиболее целесообразным с точки зрения затрат времени и средств является использование специальных одноцилиндровых установок.

Представлены материалы исследований по моторной оценке склонности автомобильных масел к образованию низкотемпературных отложений. Исследования проводились на одноцилиндровой карбюраторной установке НАМИ-1. Для ускорения выделения продуктов загрязнения из масла и сбора отложений в одном узле создана специальная центрифуга с механическим приводом. Приведено описание конструкции и принципа работы центрифуги. Выбран режим испытаний и способ определения оценочных показателей масел при

выявлении их склонности к образованию низкотемпературных отложений. Даны результаты оценки опытных и товарных масел отечественного и зарубежного производства при испытании их на выbranном режиме. В результате установлена хорошая дифференциация масел различных групп по количеству отложений в роторе центрифуги. В процессе исследования проведены также анализы физико-химического состава работавших масел и отложений. Дан анализ полученных результатов.

Таблиц 6. Фигур 9. Библиографий 8.

УДК 621.43-233.21.669.715'4.002

Способы литья заготовок из алюминиевых антифрикционных сплавов, содержащих свинец. Рассадин Ю. А. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 130. М., 1971, стр. 61—64.

Изложены сравнительные данные служебных свойств различных алюминиевых антифрикционных сплавов, нашедших применение в качестве материала для вкладышей подшипников коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания.

Показано, что производство заготовок из алюминиевых сплавов, содержащих свинец, требует перегрева и быстрого охлаждения расплава. Быстрого охлаждения расплава можно достичь при заливке его на машине непрерывного литья лент, изготовленной в НАМИ. На указанной машине были отлиты заготовки алюминиевых сплавов, содержащих 4—6% свинца.

Фигур 1. Библиографий 5.

УДК 629.114.4-578.001.2

Исследование режимов работы сцепления грузового автомобиля и определение работы буксования. Мусин А. Н. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 130. М., 1971, стр. 65—79.

Приведены результаты исследования режимов работы сцепления при трогании грузового автомобиля с места на I и II передачах на различных участках опорной поверхности: на ровном твердом покрытии (трогания: обычные, форсированные, резкие и на подъеме 3°), на снегу глубиной 20 см и на песке.

Показано, в какой мере и как влияют на величину момента трения сцепления и работы буксования темп включения, начальное и конечное число оборотов двигателя и дорожное сопротивление. Исследованиями установлено, что характер изменения и величина момента трения сцепления $M_{сц}$ и момента двигателя M_e в различных условиях трогания весьма различны, поэтому вести формулу работы буксования, одинаково справедливую для всех условий, приняв какой-то один закон изменения $M_{сц}$ и M_e , не представляется возможным. В связи с этим определены закономерности изменения $M_{сц}$ и M_e при трогании грузового автомобиля в трех наиболее характерных условиях эксплуатации и на основании этих закономерностей выведены формулы для уточненного расчета работы буксования сцепления.

Таблиц 1. Фигур 6. Библиографий 6.

СОДЕРЖАНИЕ

Я. М. Певзнер, А. Е. Плетнев. Статистические характеристики динамических нагрузок в кузовах и кабинах грузовых автомобилей	3
М. В. Колмаков. Определение угловой скорости автомобиля по измерениям угловых ускорений	23
М. Л. Минкин, З. И. Лейбзон, Э. Е. Хмельницкий. Работы НАМИ в области пуска и охлаждения двигателя	32
М. А. Григорьев, А. М. Пименов, Б. М. Бунаков. О склонности автомобильных масел к образованию низкотемпературных отложений в двигателе	45
Ю. А. Рассадин. Способы литья заготовок из алюминиевых антифрикционных сплавов, содержащих свинец	61
А. Н. Мусин. Исследование режимов работы сцепления грузового автомобиля и определение работы буксования	65
Рефераты статей	81

Труды НАМИ, вып. 130

Ответственный редактор И. С. Лунев

Научные редакторы: Л. Л. Гинцбург, Е. В. Шатров, А. С. Лозарь,
А. Е. Плетнев, В. М. Бусаров, В. М. Семенов

Редактор Л. А. Григорьева

Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: О. А. Зенова, Р. М. Журавлева

Л 130167. Подп. к печ. 16/VII 1971 г. Форм. бум. 60×90/16.

Печ. л. 5,5+1 вкл. Уч.-изд. л. 5,22. Зак. 489-70 г. Тир. 800. Цена 36 коп.

Типография НАМИ, Москва, А-438, Автомоторная ул., 2.

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
12	Фиг. 3, график I, 3-й снизу	(обозначение кривых) № 3 и № 2	(обозначение кривых) № 2 и № 3
27	17-я сверху	$\omega_{\text{выч}} = \frac{1}{AB} \int_{\delta_1}^T \delta_2 t$	$\omega_{\text{выч}} = \frac{1}{AB} \int_{\delta_1}^T \delta_2 t$
34	4-я снизу	институтами в течение ряда лет проводятся работы по расчету	логии применительно к крупносерийному производству их стали
37	10-я сверху	БПП-40.	БПП-40А.
39	7-я снизу	металлов,	металлов,
42	21-я снизу	за вычетом парциального).	за вычетом парциального давления водяного пара).
70	1—4-е снизу	трогания на ровном твердом покрытии	трогания на дороге с ровным твердым покрытием
71	14, 15 и 17-я снизу	То же	То же
72	21-я снизу	Б. В. Гольдом [1]	Е. Д. Львовым [1]
73	14, 22 и 37-я снизу	ровном твердом покрытии	на дороге с ровным твердым покрытием
74	2-я, 23—24-е снизу	То же	То же
77	12-я снизу	ее	его
83	4-я сверху	Хмельницкий Э. Е.	Хмельницкий Э. Е., Моисейчик А. Н.
87	10-я снизу	То же	То же

Цена 36 коп.