

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 150

**ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ И КОНСТРУКЦИЯ
АВТОМОБИЛЕЙ, ИХ АГРЕГАТОВ И ДЕТАЛЕЙ**

— 1974 —

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

~~ИАМИ~~

ТРУДЫ

НАМИ

Выпуск 150

ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ И КОНСТРУКЦИЯ
АВТОМОБИЛЕЙ, ИХ АГРЕГАТОВ И ДЕТАЛЕЙ

ОТДЕЛ НАУЧНОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1974

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Хлебников А. М. (председатель), Лунев И. С. (зам. председателя), Петрушов В. А. (зам. председателя), Григорьева Л. А. (отв. секретарь).

Секция автомобилей

Андронов М. А., Гапоян Д. Т., Глинер Л. Е., Егоров Л. А., Зайцев Г. В., Кнороз В. И., Кочеулов В. П., Крестовников Г. А.

СОДЕРЖАНИЕ

Е. И. Бурдасов, В. П. Шалдыкин. Схематизация процессов нагружения деталей автомобиля	3
А. С. Кичжи, Д. Т. Гапоян. Расчет системы охлаждения гидродинамических тормозов-замедлителей	20
Я. М. Певзнер, Г. Г. Гридасов, А. Е. Плетнев. О статистических характеристиках вертикальных колебаний автомобиля	35
Ю. В. Пирковский, М. П. Чистов. Расчетные зависимости для определения мощности сопротивления качению и глубины колеи при движении жесткого колеса по деформируемому грунту	42
Рефераты статей	49

Труды НАМИ, вып. 150

ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ И КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ, ИХ АГРЕГАТОВ И ДЕТАЛЕЙ

Ответственный редактор И. С. Лунев

Научные редакторы: Я. С. Агейкин, А. Д. Конев, Е. Н. Зайченко, С. Я. Устиловский
Редакторы: Т. И. Легожская, Н. П. Шаулина

Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: Р. М. Журавлева, Т. Н. Красильникова

Л 81294. Полп. к печ. 28/VI-74 г. Форм. бум. 60×90/16. Печ. л. 3,25

Уч.-изд. л. 3. Зак. 536-73 г. Тир. 900. Цена 21 коп.

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

Канд. техн. наук Е. И. Бурдасов, инж. В. П. Шалдыкин

СХЕМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ НАГРУЖЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЯ

Нагрузочный режим характеризуется реальными нагрузками, действующими на детали автомобиля в эксплуатации. Графически эти нагрузки представляются в виде кривых распределения, полученных путем статистической обработки результатов измерения нагрузок на детали автомобиля при их работе. Естественно, что представление случайного процесса, каким чаще всего является процесс нагружения деталей автомобиля, в компактной графической (или цифровой) форме, удобной для использования при расчетах и испытаниях, сопряжено с рядом допущений, принятие которых сопровождается потерей информации о процессе. Поэтому при выборе метода статистической обработки процессов нагружения необходимо учесть те особенности процесса нагружения, от которых зависят усталостные свойства деталей. Ниже рассматриваются факторы, влияющие на выносливость.

1. ФОРМА ЦИКЛА

Следует отметить, что почти все машины для усталостных испытаний осуществляют гармоническое нагружение образца или детали. В то же время процесс нагружения большинства деталей автомобиля является полигармоническим.

В работе [9] отмечается, что наложение высокочастотных составляющих (с соотношением частот 1 : 2; 1 : 3 и 3 : 4) вызывает как увеличение, так и уменьшение долговечности, причем степень изменения долговечности зависит от уровня нагрузок, вида напряженного состояния и других факторов. Влияние составляющих с большим соотношением частот (1 : 30) рассматривается в работе [2].

Весьма ценным с точки зрения режимометрирования является вывод о том, что влияние высокочастотных составляющих удается

учесть путем соответствующего выбора метода схематизации процесса нагружения, метода учета асимметрии цикла и теории накопления усталостного повреждения.

2. ВЕЛИЧИНА НАПРЯЖЕНИЯ

Если исходить из усталостной кривой, то вполне логично циклы, амплитуды которых ниже предела усталости, исключить из рассмотрения, так как они не вызывают разрушения при практически бесконечно большом числе циклов. Однако при программном нагружении наличие напряжений, меньших предела усталости, неблагоприятно влияет на усталостную долговечность [1; 3]. Это объясняется тем, что напряжения, меньшие предела выносливости, составляющие обычно преобладающую часть нагрузок (80—90%), могут значительно ускорить процесс развития усталостной трещины, появление которой связано с напряжениями выше предела выносливости.

В ряде работ показано, что при наличии недонапряжений расчет по линейной гипотезе накопления повреждений может привести к удовлетворительному результату, если исключить напряжения ниже некоторого условного предела усталости. Этот новый предел усталости определяется из условия совпадения эмпирических и расчетных результатов и у различных авторов колеблется от половины до исходного предела усталости.

Таким образом, определение условного предела усталости является одной из задач, решаемых экспериментально. Поэтому при получении нагрузочных режимов деталей учету подлежат циклы нагружения настолько малые, насколько это практически возможно. Что же касается наибольших нагрузок, которые следует учитывать при получении нагрузочных режимов, то рекомендуется исходить из вероятности их появления не ниже 10^{-6} [1; 3].

3. АСИММЕТРИЯ НАГРУЖЕНИЯ

Процесс нагружения большинства деталей автомобиля носит асимметричный характер. Известно, что предел усталости и долговечность увеличиваются с уменьшением среднего растягивающего напряжения. Насколько важно это обстоятельство, видно из того, что многие применяемые методы повышения долговечности (дробеструйный наклеп, пластическая осадка и т. п.) основаны именно на уменьшении асимметрии нагружения растянутых волокон. Бытующее иногда мнение, что изменение среднего напряжения в практически имеющих место пределах очень мало влияет на амплитуду предельных напряжений цикла, очевидно, не совсем верно. И причина заблуждения кроется в том, что этот вывод делается из анализа диаграммы предельных напряжений, при построении которой использованы пределы неограниченной выносливости ($N = \infty$). При высоком временном сопротивлении и низком пределе усталости диаграмма действительно имеет пологий вид. Но если учесть, что де-

тали значительную часть времени работают в зоне ограниченной долговечности, и для точек именно этой зоны кривой усталости, соответствующих фиксированным значениям долговечности, построить кривые предельных напряжений (так называемая диаграмма Хей — Зодерберга), то они примут более крутой вид, что свидетельствует об усилении влияния асимметрии с уменьшением долговечности.

Можно количественно оценить влияние асимметрии нагружения на долговечность. Предположим, имеются кривые усталости образца, полученные при симметричном и асимметричном циклах нагружения (рис. 1). Пусть образец подвергается асимметричному нагружению амплитудой σ_{ar} . Допустим, существует возможность каким-либо методом учесть влияние асимметрии. Это позволяет определить амплитуду σ_{ac} симметричного цикла, эквивалентного асимметричному по долговечности.

Подставив в уравнение кривой усталости симметричного нагружения координаты точек 2 и 3, получим уравнение

$$\sigma_{ac}^m N_c = \sigma_{ar}^m N_r, \quad (1)$$

откуда

$$\frac{N_r - N_c}{N_c} = \left(\frac{\sigma_{ac}}{\sigma_{ar}} \right)^m - 1,$$

где левая часть уравнения представляет собой относительную погрешность замены асимметричного цикла симметричным при определении долговечности.

Общего закона, связывающего эквивалентные по долговечности амплитуды при меняющейся асимметрии цикла, нет. Однако предложено несколько зависимостей, подтвержденных отдельными экспериментами. В частности, можно использовать зависимость Гербера

$$\frac{\bar{\sigma}_{ac}}{\bar{\sigma}_{ar}} = \frac{1}{1 - \bar{\sigma}_m^2}$$

или Гудмана

$$\frac{\bar{\sigma}_{ac}}{\bar{\sigma}_{ar}} = \frac{1}{1 - \bar{\sigma}_m}$$

Здесь чертой сверху обозначены амплитуды напряжений σ_{ac} и σ_{ar} и среднее напряжение цикла σ_m , отнесенные к пределу прочности σ_b .

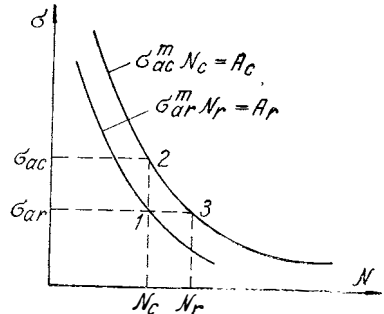
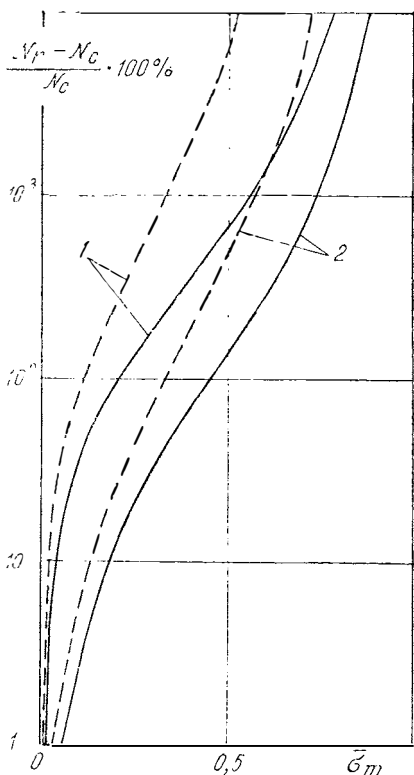


Рис. 1. Кривые усталости при симметричном и асимметричном нагружениях



Следует отметить, что обе зависимости предложены для случая, когда $N = \infty$, и именно для него получены экспериментальные подтверждения. Тем не менее эти зависимости используются и в зоне ограниченной выносливости без ссылок на какие-либо обоснования.

Окончательно выражения для определения ошибок будут иметь вид:

$$\frac{N_r - N_c}{N_c} = \left(\frac{1}{1 - \bar{\sigma}_m^2} \right)^m - 1;$$

$$\frac{N_r - N_c}{N_c} = \left(\frac{1}{1 - \bar{\sigma}_m} \right)^m - 1.$$

На рис. 2 эти зависимости представлены графически. Расчеты выполнены при $m=6$ и $m=3$.

Рис. 2. Влияние среднего напряжения асимметричного цикла на прогнозируемую долговечность

Так как результаты экспериментов располагаются между кривыми Гудмана и Гербера, то можно ожидать, что уже при $\sigma_m = (0,2 \div 0,5) \sigma_b$ пренебрежение асимметрией нагружения приводит к 100%-ной ошибке.

4. ИСТОРИЯ НАГРУЖЕНИЯ

Большое число работ в области исследования закономерности накопления повреждения при изменяющейся амплитуде нагружения показало, что на долговечность весьма существенное влияние оказывает последовательность приложения циклов с различными амплитудами. Метода, позволяющего учесть это влияние, не предложено. Из-за чрезвычайной перемешанности циклов разной амплитуды при случайном нагружении в первом приближении влиянием истории нагружения можно пренебречь.

5. МЕТОДЫ СХЕМАТИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ НАГРУЖЕНИЯ

Выполненные исследования нагрузочных режимов деталей автомобилей в различных дорожных условиях свидетельствуют, что

большинство из этих деталей воспринимает нагрузки, характер и величина которых зависят от скорости движения, ровности дороги, величины перевозимого груза, квалификации водителя и т. д., т. е., как и перечисленные факторы, изменяются случайным образом. Для расчета долговечности и для усталостных испытаний в условиях, приближенных к эксплуатационным, использование непосредственно реализаций процессов нагружения, если иногда и возможно, представляет большие трудности и слишком неэффективно. Как правило, реализации подвергаются статистической обработке, в результате которой выделяются схематизированные данные о процессе нагружения. К числу наиболее важных данных, без которых невозможно изучение долговечности деталей, относятся количество циклов нагружения и величина их амплитуд.

Существуют два подхода к решению рассматриваемой проблемы. Наиболее широкое распространение получил подход, основанный на подсчете числа характерных особенностей реализации — экстремумов, размахов или пересечений с заданными уровнями нагрузки. Другой подход, основанный на спектральном анализе процесса нагружения, применяется сравнительно редко.

Ниже рассмотрены различные методы статистического анализа процессов нагружения.

Метод счета экстремумов

Возможные варианты счета экстремумов представлены на рис. 3.

По первому варианту (см. рис. 3,а) подсчитываются все экстремумы на различных уровнях нагрузки. В результате счета получают кривые распределения максимумов и минимумов. Средние значения экстремумов определяют по формулам (рис. 4)

$$\bar{x}_{\max} = \frac{\sum x_i n_{i\max}}{\sum n_{i\max}};$$

$$\bar{x}_{\min} = \frac{\sum x_i n_{i\min}}{\sum n_{i\min}}.$$

По ним можно определить среднее значение процесса

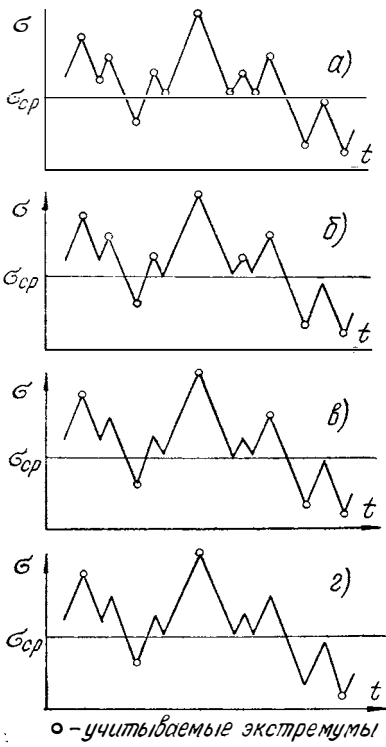
$$\bar{x} = \frac{\bar{x}_{\max} + \bar{x}_{\min}}{2}.$$

В расчете на долговечность используются амплитуды

$$x_{a\max} = x_i - \bar{x}; \quad (2)$$

$$x_{a\min} = \bar{x} - x_i. \quad (3)$$

Таким образом, смысл метода схематизации по экстремумам сводится к тому, что на основании имеющейся реализации строится схематизированный процесс, в котором каждому экстремуму при-



писывается экстремум противоположного знака, удаленный от средней линии процесса на такое же расстояние.

Как правило, результаты расчетов на долговечность по максимумам или минимумам не отличаются друг от друга, если реализация представительна. Поэтому часто в расчет вводят данные, полученные осреднением распределений максимумов и минимумов:

$$n_i = \frac{n_{j\max} + n_{j\min}}{2},$$

где j — разрядная величина амплитуды.

Рис. 3. Методы счета экстремумов: а — счет всех экстремумов, б — счет максимумов выше и минимумов ниже среднего значения; в — счет экстремумов, размах между которыми превышает заданную величину; г — счет максимальных экстремумов между пересечениями среднего значения

Из формул (2) и (3) следует, что максимумы ниже и минимумы выше среднего значения процесса дают отрицательные амплитуды. Их в расчете опускают. Это дает основание вообще опустить их при счете.

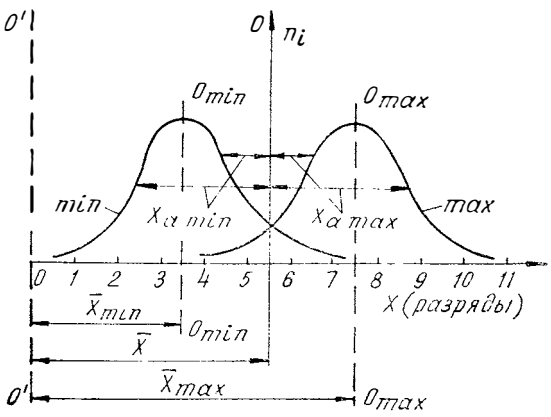


Рис. 4. Распределение экстремумов

Второй вариант счета экстремумов (см. рис. 3,б) именно этим и отличается от предыдущего. Этот вариант предполагает априорное знание среднего значения процесса и уверенность в его неизменности в эксплуатации.

Нетрудно видеть, что процесс, схематизированный по экстремумам, содержит большее количество амплитуд большой величины, чем исходный.

Третий вариант счета экстремумов (см. рис. 3,в) предусматривает снижение интенсивности схематизированного процесса путем отбрасывания тех экстремумов, размах между которыми меньше определенной наперед заданной величины.

Четвертый вариант (см. рис. 3,г) является развитием третьего и заключается в счете только максимальных экстремумов между двумя соседними пересечениями среднего значения процесса.

Методы счета размахов

Варианты счета размахов представлены на рис. 5.

Первый вариант заключается в счете всех размахов (см. рис. 5,а). Половина величины размаха принимается за амплитуду схематизированного цикла. Информация может быть дополнена данными об асимметрии размахов. В этом случае имеется возможность приведения асимметричных циклов к эквивалентным им по долговечности симметричным циклам.

При счете, естественно, нет смысла учитывать малые размахи, не вносящие усталостное повреждение.

Второй вариант (см. рис. 5,б) счета размахов учитывает эту возможность.

Заметим, однако, что малые размахи можно отбрасывать после подсчета всех размахов или в процессе счета. Обе эти процедуры не равноценны, в чем можем убедиться, систематизируя реализацию, показанную на рис. 6. При счете всех размахов будем иметь размахи *АВ*, *ВС*, *СД*. Если после счета отбросить малый размах *ВС*, то останутся *АВ* и *СД*. Если бы малый размах *ВС* не был учтен в процессе счета, то получился бы один большой размах *АД*.

Очевидно, что предпочтение в данном случае следует отдать процедуре, при которой малые размахи опускаются при счете.

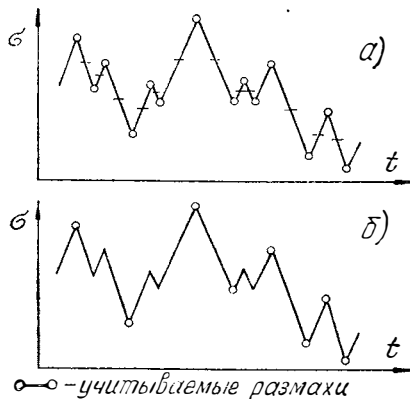
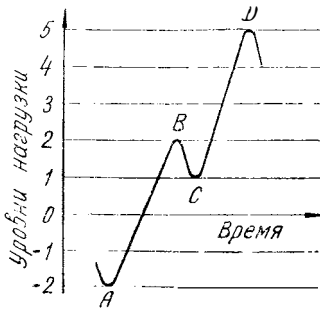


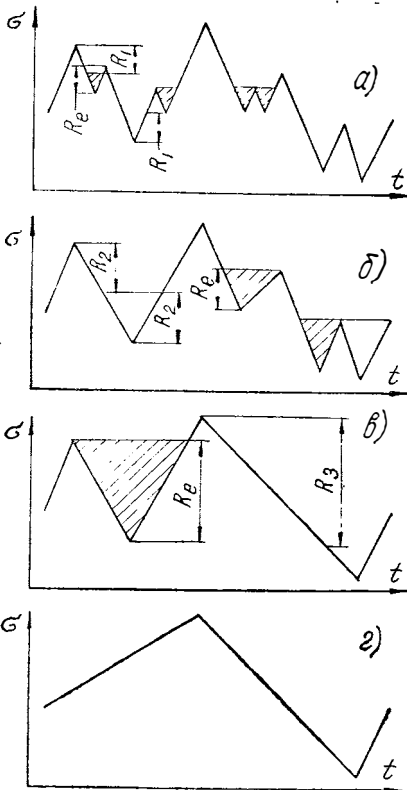
Рис. 5. Методы счета размахов:
а — счет всех размахов; *б* — счет размахов, величина которых превышает наперед заданную



	Размахи
С учетом небольших изменений нагрузки	AB, BC, CD +4, -1, +4
Без учета небольших изменений нагрузки	AD +7

Рис. 6. Влияние малых размахов на результаты счета

Подход к схематизации реализаций такого типа, какой показан на рис. 6, можно распространить и на те, у которых промежуточный размах достаточно большой, чтобы вызвать усталостное повреждение. Вопрос об учете промежуточного цикла в этом случае решается



путем сравнения повреждаемости схем, одна из которых состоит из трех размахов, а другая — из одного большого.

Третий вариант счет размахов (так называемый метод счета укрупненных размахов [6]) основан именно на таком сравнении.

Если применить линейную теорию накопления усталостного повреждения для приведенной на рис. 6 реализации, то указанное сравнение можно записать в следующей форме:

$$\frac{1}{N_{AB}} + \frac{1}{N_{BC}} + \frac{1}{N_{CD}} \leq \frac{1}{N_{AD}}, \quad (4)$$

где N_{AB} , N_{BC} , N_{CD} , N_{AD} — число циклов до разрушения по кривой Велера при размахах AB , BC , CD и AD соответственно.

Если кривая Велера аппроксимируется выражением (1), то формула (4) примет вид:

$$\sigma_{AB}^m + \sigma_{BC}^m + \sigma_{CD}^m \leq \sigma_{AD}^m.$$

При подсчете асимметричные циклы напряжений приводятся к симметричным и амплитуды, не вносящие усталостное поврежде-

Рис. 7. Метод счета парных размахов

ние, опускаются. Учету подлежат размахи, амплитуды которых входят в большую сторону неравенства.

Существенным недостатком перечисленных вариантов счета размахов является игнорирование циклов низкочастотной составляющей, оказывающей влияние на усталостные свойства деталей.

Четвертый вариант — так называемый метод счета парных размахов (полных циклов) — свободен от этого недостатка (рис. 7). Этим методом последовательно подсчитываются изменения нагрузки, превосходящие заданные величины. Размахи подсчитываются попарно: в положительном и отрицательном направлениях. Задаваясь, например, значением размаха R_1 , подсчитывают число случаев, когда изменение нагрузки в обоих направлениях превышает это значение (рис. 7,а). Меньшие размахи ($R_e < R_1$) из счета исключаются. На следующем этапе подсчитывается число пар, которые превышают R_2 (рис. 7,б), затем R_3 (рис. 7,в) и т. д. Существенной особенностью такого счета является независимость результатов счета от минимальной величины учитываемых размахов.

Все перечисленные варианты размахов могут дать более полную информацию о процессе, если при счете учесть асимметрию размахов. Учет асимметрии повышает интенсивность схематизированных схем.

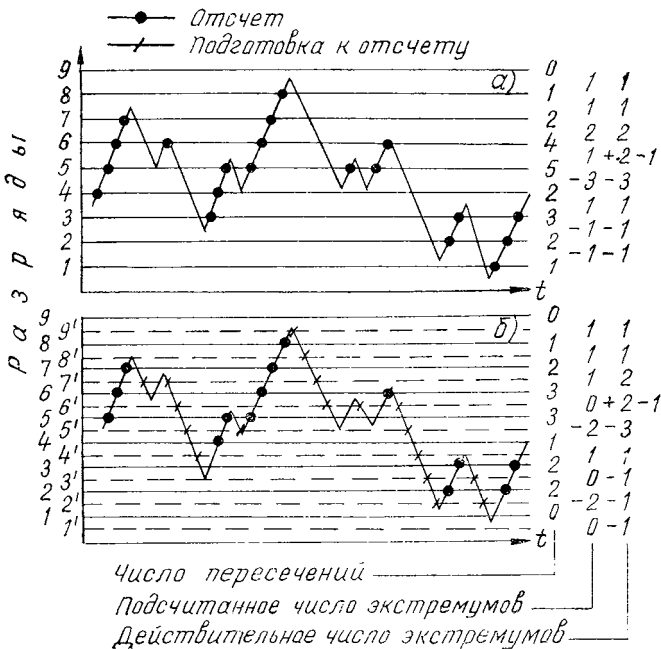


Рис. 8. Методы счета пересечений заданных уровней:
а — счет всех пересечений; б — счет с подготовкой

Методы счета пересечений заданных уровней

По первому варианту подсчитывается число случаев пересечений кривой процесса заданных уровней нагрузки (рис. 8). Можно ограничиться счетом числа пересечений только с положительным углом наклона кривой, так как после каждого пересечения кривая должна повернуться в обратном направлении не более и не менее одного раза, чтобы еще раз пересечь этот же уровень с таким же знаком угла наклона. Разность числа пересечений двух соседних уровней показывает разность числа экстремумов различного знака в этом диапазоне (см. рис. 8, уровень 5—6). Эту особенность следует иметь в виду, когда велика вероятность появления максимумов ниже и минимумов выше среднего значения процесса.

Второй вариант счета пересечений предусматривает исключение высокочастотных составляющих, не влияющих на накопление повреждений. С этой целью пересечения уровня с положительным наклоном кривой процесса нагружения подсчитываются только в том случае, если кривая предварительно пересечет дополнительный уровень, расположенный ниже рассматриваемого на расстоянии, равном величине исключаемых нагрузок (см. рис. 8). При счете пересечений с отрицательным наклоном процедура обратная.

6. СПЕКТРАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ

В случае, если процесс нагружения является стационарным нормальным центрированным случайным процессом, его циклические свойства могут быть оценены с помощью формулы Райса [4]

$$n = n_0 \exp \left[- \frac{\sigma^2}{2D_\sigma} \right], \quad (5)$$

где n — среднее в единицу времени число выбросов напряжений выше уровня σ ;

n_0 — среднее в единицу времени число пересечений среднего уровня напряжений, определяемое по формуле

$$n_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{D_\sigma}{D_\sigma}},$$

где D_σ — дисперсия напряжений;

D_σ^2 — дисперсия скорости изменения напряжений.

Плотность распределения числа циклов нагружения в единицу времени определяется дифференцированием уравнения (5):

$$\frac{dn}{d\sigma} = - n_0 \frac{\sigma}{D_\sigma} \exp \left[- \frac{\sigma^2}{2D_\sigma} \right] \quad (6)$$

и используется в расчете на долговечность.

Степень нерегулярности процесса нагружения оценивается отношением [5]:

$$\alpha = \frac{n_0}{n_1},$$

где $n_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{D_{\dot{\sigma}}}{D_{\sigma}}}$ — среднее в единицу времени число максимумов напряжений. Здесь $D_{\dot{\sigma}}$ — дисперсия производной от скорости изменения напряжений по времени.

Таким образом,

$$\alpha = \frac{D_{\dot{\sigma}}}{\sqrt{D_{\sigma} D_{\dot{\sigma}}}}.$$

Для реальных процессов нагружения

$$\alpha = 0,8 \div 0,9.$$

7. СРАВНЕНИЕ МЕТОДОВ СХЕМАТИЗАЦИИ

Как уже отмечалось, метод счета экстремумов обеспечивает схему повышенной интенсивности по сравнению с действительным процессом, причем интенсивность тем выше, чем шире спектр частот исходного процесса. Различные варианты счета экстремумов предусматривают снижение интенсивности схем путем наложения определенных ограничений на выбор учитываемых экстремумов. Рассмотренные варианты счета экстремумов по степени уменьшения интенсивности полученных схем располагаются в следующей последовательности:

- счет всех экстремумов;
- счет экстремумов, отличающихся от предыдущего на заданную величину;
- счет максимальных экстремумов между двумя соседними пересечениями среднего значения процесса.

Метод счета размахов, наоборот, обеспечивает схематизированную схему пониженной интенсивности по сравнению с действительным процессом, причем интенсивность схемы тем ниже, чем шире спектр частот исходного процесса. Различные варианты счета размахов предусматривают повышение интенсивности схемы, и по степени повышения их можно расположить в такой последовательности:

- счет всех размахов;
- счет размахов, величина которых превышает наперед заданную;
- счет укрупненных размахов;
- счет парных размахов.

Интенсивность схем, полученных этим методом, может быть повышена, как уже отмечалось, учетом асимметрии размахов.

Метод счета пересечений заданных уровней сводится к подсчету экстремумов между двумя соседними уровнями, поэтому следует ожидать, что результаты счета этим методом будут близки к тем, что получены методом счета экстремумов.

Сравнивая первые варианты этих методов счета (без наложения ограничений), можно отметить, что счет пересечений дает схему меньшей интенсивности, поскольку не учитываются изменения нагрузки внутри уровней и экстремумы противоположного знака в пределах одного интервала взаимноисключают друг друга.

Что касается последних вариантов, то результаты счета будут одинаковыми, если все дополнительные уровни, пересечение которых является условием отсчета, поместить на средней линии процесса. В обоих случаях будут подсчитаны только максимальные экстремумы между двумя соседними пересечениями среднего значения процесса нагружения.

Применение спектрального метода изучения процесса нагружения с использованием несложных формул дает возможность получения среднего числа пересечений заданных уровней в единицу времени и среднего в единицу времени числа максимумов процесса. Метод применим только для стационарного нормального случайного процесса. Следует ожидать, что спектральный анализ может дать те же результаты, что и метод счета экстремумов.

Таким образом, сравнение различных методов схематизации сводится к сравнению методов счета экстремумов и размахов. Уже отмечалось, что метод экстремумов дает схему более, а метод размахов менее интенсивную, чем действительный процесс нагружения.

Ковалевский [5] утверждает, что для нормального случайного процесса связь между распределениями экстремумов и размахов описывается зависимостью (рис. 9)

$$\alpha f_1(\sigma) = f_0(\alpha\sigma). \quad (7)$$

Если это так, то есть возможность сравнить интенсивность нагрузочных режимов, полученных методом счета экстремумов и размахов. В соответствии с линейной теорией накопления усталостного повреждения элементарное повреждение (см. рис. 9)

$$\Delta D = - \left(\frac{\Delta n}{N} \right).$$

Дальнейшие расчеты удобно вести, используя понятие интенсивности повреждения [11]:

$$\frac{\Delta D}{\Delta \sigma} = - \frac{\Delta n}{\Delta \sigma} \cdot \frac{1}{N}.$$

Если интервал напряжений достаточно мал, то

$$D' = \frac{dD}{d\sigma} = - \frac{dn}{d\sigma} \cdot \frac{1}{N}.$$

Используя (6) и уравнение кривой усталости в виде

$$\sigma^m N = A,$$

получим

$$D' = \frac{n_0}{AD_\sigma} \sigma^{m+1} \exp \left[-\frac{\sigma^2}{2D_\sigma} \right]. \quad (8)$$

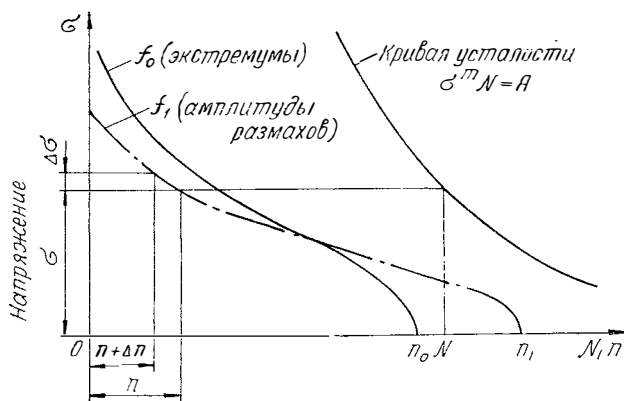


Рис. 9. Распределение экстремальных значений и амплитуд размахов нормального случайного процесса

Интегрируя (8) и произведя подстановку $x = \frac{\sigma^2}{2D_\sigma}$, получим суммарное в единицу времени усталостное повреждение, подсчитанное с использованием распределения экстремумов (6):

$$D = \frac{n_0}{A} (2D_\sigma)^{\frac{m}{2}} \Gamma \left(\frac{m}{2} + 1 \right). \quad (9)$$

В соответствии с (7) распределение размахов должно иметь вид:

$$n = \frac{n_0}{\alpha} \exp \left[-\frac{\sigma^2}{2\alpha^2 D_\sigma} \right].$$

Повторив расчетную процедуру для распределения размахов, получим:

$$D_{p_2} = \frac{n_0}{A} (2D_\sigma)^{\frac{m}{2}} \alpha^{m+1} \Gamma \left(\frac{m}{2} + 1 \right). \quad (10)$$

Сопоставляя (9) и (10) и переходя к долговечности, имеем:

$$L = L_p \alpha^{m+1}.$$

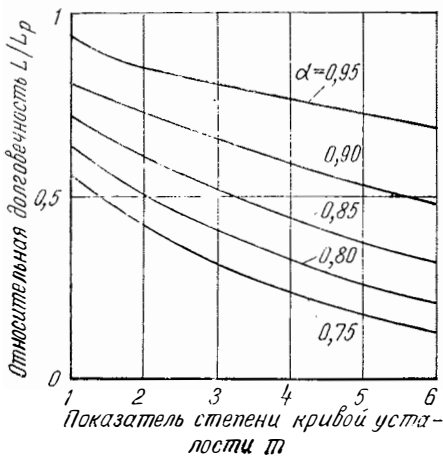


Рис. 10. Связь между результатами расчета долговечности на основе распределений экстремумов и размахов

рем случайным процессам (напряжения в основании крыла самолета, процесс, полученный из первого нелинейным усилием, ускорение центра тяжести самолета и случайный шум с линейно снижающимся спектром). Его вывод сводится к тому, что, хотя с точки зрения усталости предпочтение следует отдать методу счета полных циклов, другие методы (счет экстремумов с пересечением среднего значения и счет пересечений заданных уровней с учетом предварительного пересечения дополнительных уровней) могут быть приме-

На рис. 10 эта зависимость представлена графически для различных значений α и m .

Изложенные выше соображения носят преимущественно качественный характер. Что касается количественного сравнения, то, как показывают исследования, результаты счета различными методами могут отличаться весьма существенно.

Шайве [12] сравнил семь методов счета (экстремумов, экстремумов с пересечением среднего значения, размахов, размахов с учетом среднего значения, пересечений заданных уровней с учетом пересечения дополнительных уровней и парных размахов) применительно к четы-

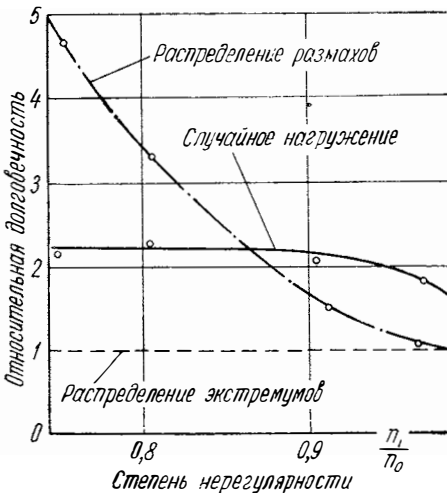


Рис. 11. Сравнение долговечности при случайном и программном нагружении

ны одинаково успешно. Этот вывод распространяется только на нагрузки симметричного характера. В этой же работе Шайве показал, что с помощью спектрального анализа может быть получена информация о распределении экстремумов, пересечений заданных уровней и размахов.

Ковалевский [5], исследуя соотношение усталостной долговечности при случайном и программном нагружении, показал, что программные нагрузки, основанные на распределении экстремумов, лучше представляют случайные нагрузки, чем программные нагрузки, основанные на распределении разма-

хов. Это преимущество выразилось в том, что схематизация по экстремумам лучше воспроизводит эффект нестационарности нагрузок. Об этом свидетельствуют графики на рис. 11, из которых видно, что относительная усталостная долговечность при случайном нагружении почти не зависит от степени нерегулярности процесса нагружения и вдвое превышает усталостную долговечность при программном нагружении, основанном на распределении экстремумов. При программном нагружении, основанном на распределении размахов, относительная долговечность существенно зависит от нерегулярности процесса.

Лейбольд и Наумани [11] изучали, в какой степени различные методы схематизации сохраняют особенности случайного процесса, влияющие на долговечность. С этой целью был использован нормальный случайный процесс, имеющий свойства узкополосного белого шума. Результаты исследований сведены в таблицу.

Условия испытаний	Относительная долговечность
Случайное чередование циклов:	
— счет экстремумов (исходная реализация)	1,00
— счет экстремумов между соседними пересечениями среднего значения	1,10
— счет размахов больше заданной величины с учетом среднего	1,01
Случайное чередование ступеней восьмиступенчатого блока, среднее постоянно:	
— счет экстремумов	0,97
— счет экстремумов между двумя пересечениями среднего значения	1,26
— счет размахов без учета среднего	2,28
— счет пересечений уровней	1,07
— счет пересечений уровней с исключением малых флуктуаций	1,18
Случайное чередование ступеней восьмиступенчатого блока с учетом среднего:	
— счет размахов с учетом среднего	0,63
— счет размахов больше заданной величины с учетом среднего	0,63

Как следует из этой таблицы, большая часть использованных методов счета достаточно хорошо сохраняет особенности случайного процесса, влияющие на усталостную долговечность. Исключения составляют лишь программные испытания, основанные на распределении размахов, причем игнорирование средних значений размахов ведет к переоценке долговечности, а учет средних значений размахов — недооценке.

В. В. Слобин и О. Ф. Трофимов [7], сравнивая различные методы схематизации процессов нагружения, приходят к выводу, что наиболее объективную информацию о накоплении усталостного повреждения обеспечивает счет полных циклов.

В работе [8] указывается на необходимость при оценке долговечности деталей автомобиля методами теории случайных функций учитывать изменения дисперсии процесса нагружения, в противном случае прогноз может отличаться в десятки и даже сотни раз от действительной долговечности.

Обзор существующих методов схематизации процессов нагружения и их сравнение показали, что все они в принципе дают нагрузочные режимы различной интенсивности для одной и той же реализации. В отдельных случаях возможен переход от одного метода к другому, однако экспериментальных подтверждений недостаточно.

Поскольку нагрузочные режимы все в большей степени используются при проектировании, доводке и испытаниях автомобилей, проводимых различными организациями, следует признать целесообразным стандартизировать методы режимометрирования, ограничив их число и изучив их взаимную связь. Наиболее перспективными с этой точки зрения являются метод парных размахов (полных циклов) и спектральный анализ. Первый применим для готовых конструкций, второй — на стадии проектирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гаснер Е. Программные (эксплуатационные) усталостные испытания применительно к самолетным конструкциям. В сб.: «Усталость самолетных конструкций». М., Оборонгиз, 1961.
2. Гаснер Е., Свенсон К. О. Влияние побочных вибраций на усталостную прочность. «Черные металлы», 1962, № 5.
3. Гаснер Е., Шютц В. Значимость испытаний с постоянной амплитудой нагрузки при оценке усталостной прочности. В сб.: «Усталостная прочность и долговечность самолетных конструкций». М., «Машиностроение», 1965.
4. Екимов В. В. Вероятностные методы в строительной механике корабля. М., «Судостроение», 1966.
5. Ковалевский Д. Ж. О соотношении между усталостной долговечностью при повторных нагрузках со случайным чередованием амплитуд и при соответствующих программных нагрузках. В сб.: «Усталостная прочность и долговечность самолетных конструкций». М., «Машиностроение», 1965.
6. Методические вопросы исследований прочности деталей тракторов и других самоходных машин. Труды НАТИ, вып. 195. ОНТИ — НАТИ, М., 1968.
7. Слобин В. В., Трофимов О. Ф. Статистический анализ измерений случайной нагруженности для оценки накопления усталостного повреждения. «Вестник машиностроения», 1966, № 10.
8. Трофимов О. Ф. и др. Корректировка оценки долговечности конструкций транспортных машин при использовании методов теории случайных функций. «Вестник машиностроения», 1971, № 11.
9. Филатов М. Я. Сопrotивление усталости при сложной форме цикла изменения напряжений (обзор). «Заводская лаборатория», 1968, № 3.

10. Эггерти С. Анализ интенсивности повреждения и суммирование усталостных повреждений. В сб.: «Усталость самолетных конструкций». М., Оборонгиз, 1961.

11. Leybold H. A., Naumann E. C. A study of fatigue life under random loading. Proc. Amer. Soc. Test and Mater, 1963, v. 63, 717—733. Discuss 733—734.

12. Schijve I. The analysis of random load-time histories with relation to Fatigue test and life calculations. Fatigue of Aircraft Structures. Pergamon Press, 1963.

РАСЧЕТ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТОРМОЗОВ-ЗАМЕДЛИТЕЛЕЙ

Введение

Использование тормозов-замедлителей на автомобилях позволяет резко повысить безопасность движения и увеличить срок службы фрикционных накладок тормозных механизмов, а также шин.

На автобусах и грузовых автомобилях в последние годы значительное применение получили гидродинамические тормоза-замедлители. Гидрозамедлители применяют совместно с механической или гидромеханической трансмиссиями автомобиля, а также на прицепах [1].

Кинетическая энергия при торможении автомобиля гидрозамедлителем превращается в тепловую. Часть тепла от рабочей жидкости расходуется на нагрев деталей самого гидрозамедлителя, передается примыкающим к ним деталям и рассеивается в окружающую атмосферу, отвод тепла от рабочей жидкости осуществляется через систему охлаждения. Выбор типа системы охлаждения в значительной степени зависит от места установки гидрозамедлителя на автомобиле.

Для гидрозамедлителей, расположенных вблизи двигателя, в том числе и для встроенных в гидромеханическую коробку передач, наибольшее распространение получили системы охлаждения с водо-масляным теплообменником, подключенным к водяной системе охлаждения двигателя.

Использование водо-масляного теплообменника обеспечивает взаимную термокомпенсацию систем охлаждения двигателя и гидрозамедлителя, что устраняет опасность переохлаждения двигателя при длительном торможении гидрозамедлителем и позволяет постоянно подогревать рабочую жидкость выключенного гидрозамедлителя.

Системы охлаждения с теплообменником применяются для гидрозамедлителей Томпсон и Фойт, установленных в механичес-

кой трансмиссии автомобиля, гидрозамедлителя, встроенного в гидропередачу Аллисон и др.

При работе гидрозамедлителя на автомобилях с двигателями воздушного охлаждения, а также при использовании замедлителя на прицепах тепло рассеивается с помощью воздушно-масляного радиатора (например, у некоторых замедлителей Фойт). Гидрозамедлители, в которых рабочей жидкостью является вода (например, гидрозамедлитель Фуллер), подключаются непосредственно к системе охлаждения двигателя.

Система охлаждения с воздушно-масляным радиатором не имеет этих преимуществ. В то же время она может быть выполнена автономно, отдельно от двигателя, например на прицепе.

Полный расчет системы охлаждения гидрозамедлителя можно разделить на проектный и поверочный расчеты.

Задача проектного расчета заключается в определении величины охлаждающей поверхности теплообменника, при которой установившаяся температура рабочей жидкости в заданных условиях работы гидрозамедлителя (или гидропередачи с гидрозамедлителем) не превышала бы значения, допустимого для данной рабочей жидкости и неметаллических деталей.

С помощью поверочного расчета проверяются предварительно выбранные параметры системы охлаждения, а также характеристики нагрева гидрозамедлителя в течение определенного отрезка времени.

Тепловой баланс гидрозамедлителя в процессе торможения

На основе анализа процесса теплопередачи от гидрозамедлителя в окружающую среду уравнение теплового баланса можно записать в следующем виде:

$$Q_{\Gamma} = Q_0 + Q_w + Q_c + Q_k \text{ ккал/ч}, \quad (1)$$

где Q_{Γ} — количество тепла, преобразованное гидрозамедлителем (гидротрансформатором), *ккал/ч*;

Q_0 — количество тепла, отводимое в систему охлаждения, *ккал/ч*;

Q_w — количество тепла, отводимое от картера гидрозамедлителя путем конвекции во внешнюю среду, *ккал/ч*;

Q_c — количество тепла, передаваемое теплопроводностью к примыкающим деталям, *ккал/ч*;

Q_k — количество тепла, поглощенное деталями гидрозамедлителя или гидропередачи в процессе нагрева (при установившемся тепловом режиме).

Если пренебречь теплом Q_c , отводимым через примыкающие детали гидрозамедлителя, то при установившемся тепловом состоянии уравнение (1) теплового баланса упрощается:

$$Q_{\Gamma} = Q_0 + Q_w \text{ ккал/ч}. \quad (2)$$

Количество тепла, выделяемое в гидрозамедлителе, составляет

$$Q_T = 632N_T \text{ ккал/ч},$$

где N_T — тормозная мощность на валу ротора гидрозамедлителя, л.с.

Величину тормозной мощности можно определить с помощью мощностного баланса автомобиля при торможении гидрозамедлителем [1], а также из выражения

$$N_T = \frac{\lambda_T \gamma_M D^3 v_a^3 i_K^3 i_0^3}{38,4 r_K^3} \text{ л. с.},$$

где i_K и i_0 — передаточные числа коробки передач (или специального привода к ротору гидрозамедлителя) и главной передачи;

r_K — радиус качения ведущих колес автомобиля, м;

λ_T — коэффициент пропорциональности тормозного момента гидрозамедлителя, $\text{мин}^2/\text{об}^2 \cdot \text{м}$;

D — активный диаметр гидрозамедлителя, м;

v_a — скорость автомобиля, км/ч;

γ_M — удельный вес рабочей жидкости.

Определение мощности N_T производится на основе требований отраслевого стандарта на тормозные свойства автотранспортных средств, а параметров λ и D — с помощью известных зависимостей [1].

Количество тепла, которое отводится от наружной поверхности картера гидрозамедлителя, определяется таким образом:

$$Q_w = K_K F_K (t_K - t_w) \text{ ккал/ч},$$

где K_K — коэффициент теплопередачи от поверхности картера к окружающему воздуху, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}$;

F_K — площадь охлаждающей поверхности картера, м^2 ;

t_K и t_w — температура стенок картера гидрозамедлителя и окружающего воздуха, °C .

Величина коэффициента K_K может быть найдена в зависимости от скорости обдувающего воздуха в соответствии с рекомендациями [2].

Испытания, проведенные на автобусе ПАЗ-672 с гидрозамедлителем, установленным на месте промежуточной опоры карданного вала, показали, что скорость воздуха, обдувающего картер замедлителя, составляет лишь 30—60% скорости движения автомобиля. Измерения скорости обдува проводились с помощью чашечного анемометра, устанавливаемого последовательно по оси вала перед и за картером замедлителя, причем большее значение скорости отмечено перед картером.

Как показали результаты замеров, проведенных в процессе стендовых испытаний гидрозамедлителя, для приближенного теплового расчета значение температуры стенок картера, соприкаса-

ющихся с воздухом, можно принять равным среднему значению температуры рабочей жидкости гидрозамедлителя:

$$t_k = t_{m2} - \frac{\Delta t_m}{2} = \frac{t_{m2} + t_{m1}}{2} \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $\Delta t_m = t_{m2} - t_{m1}$ — разность температур рабочей жидкости на выходе из гидрозамедлителя и на входе в него.

Определив значения величин Q_r и Q_w , из уравнения (2) находим количество тепла Q_o , которое необходимо отвести непосредственно через систему охлаждения тормоза-замедлителя.

Определение площади охлаждающей поверхности системы охлаждения

Для рассеивания тепла, образованного в гидрозамедлителе или гидротрансформаторе гидропередачи, может применяться система охлаждения с воздушно-масляным радиатором, с водомасляным теплообменником или комбинированная система с одновременным использованием радиатора и теплообменника.

Задачей проектного расчета системы охлаждения гидрозамедлителя является определение площади охлаждающей поверхности этой системы. При применении в качестве рассеивателя тепла только воздушно-масляного радиатора все тепло должно отводиться в окружающий воздух через радиатор, площадь охлаждающей поверхности которого составляет [3]

$$F_p = \frac{Q_o}{K_p \left(t'_m - \frac{Q_o}{2G_m C_m} - t_w - \frac{Q_o}{2G_w C_w} \right)} \text{ } \text{м}^2. \quad (3)$$

Для определения площади охлаждающей поверхности теплообменника F_T можно воспользоваться выражением

$$F_T = \frac{Q}{K_T \left(t'_m - \frac{Q}{2G_m C_m} - t'_v - \frac{Q}{2G_v C_v} \right)} \text{ } \text{м}^2, \quad (4)$$

где K_p и K_T — соответственно коэффициенты теплопередачи от рабочей жидкости и стенок в охлаждающую среду, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч } ^\circ\text{C}$;

G_m , G_w и G_v — расход рабочей жидкости, воздуха и воды через радиатор (теплообменник), $\text{кг}/\text{ч}$;

C_m , C_w и C_v — удельная теплоемкость рабочей жидкости, воздуха и воды;

t'_m , t'_v — температура масла и воды на входе в радиатор (теплообменник);

t_w — температура окружающего воздуха.

Рекомендации по выбору коэффициентов теплопередачи K , отнесенных к орбренной поверхности, и конструктивных параметров теплообменных аппаратов приводятся в литературе [3].

О влиянии некоторых факторов на эффективность системы охлаждения

Теплорассеивающую способность системы охлаждения двигателя, т. е. количество тепла Q_p , рассеиваемое системой охлаждения двигателя через радиатор, можно оценить с помощью следующей формулы, полученной путем преобразования выражения (3):

$$Q_p = \frac{K_p F_p (t'_b - t_w)}{1 + K_p F_p \frac{G_b C_b + G_w C_w}{2 G_b C_b G_w C_w}} \text{ ккал/ч.}$$

Очевидно, что количество тепла Q_p , рассеиваемое с помощью радиатора двигателя, в основном зависит от числа оборотов (скорости движения автомобиля и передаточного числа ступени в коробке передач), поскольку с изменением числа оборотов коленчатого вала изменяется также производительность водяной помпы и вентилятора системы охлаждения двигателя.

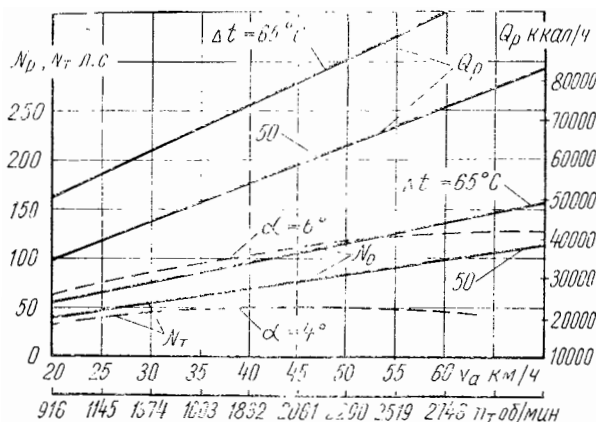


Рис. 1. Характеристика теплорассеивающей способности системы охлаждения двигателя ЗИЛ-130

На рис. 1 сплошными линиями показана полученная расчетным путем зависимость теплорассеивающей способности (Q_p и N_p) стандартного радиатора, установленного на автобусе ЛАЗ-695, от числа оборотов двигателя. Расчет проведен при условии, что температура воды на входе в радиатор $t'_b = 85^\circ C$, а температура окружающего воздуха $t_w = 35^\circ C$ ($\Delta t = 50^\circ C$) или $t_w = 20^\circ C$ ($\Delta t = 65^\circ C$), а также исходя из предположения, что производительность вентилятора, водяного насоса двигателя и коэффициент теплопередачи K изменяются от числа оборотов двигателя (скорости автомобиля) линейно. Пунктирные кривые характеризуют изменение мощности торможения N_T , необходимой для конкретного дорожного уклона [1].

Для данного примера при движении автомобиля на спуске с уклоном $\alpha = 4^\circ$ система охлаждения двигателя может обеспечить полностью отвод тепла, образованного в гидрозамедлителе при длительном торможении. На спуске с уклоном $\alpha = 6^\circ$ при длительном торможении система охлаждения двигателя будет несколько перегружена. Поэтому в данном случае можно, например, рекомендовать разгрузку гидрозамедлителя путем поглощения части тормозной мощности колесными тормозами.

Как известно, системы охлаждения двигателей рассчитывают на отвод тепла, эквивалентного примерно его максимальной мощности. Следовательно, приближенно характеристику теплорассеивающей способности системы охлаждения двигателя Q_p можно получить для любого двигателя внутреннего сгорания с известным значением максимальной мощности (рис. 2).

Эта зависимость позволяет оценить возможности отвода тепла от гидрозамедлителя охлаждающей воде двигателя с помощью теплообменника, что может также служить критерием для определения максимальной эффективности гидрозамедлителя.

Определение расхода рабочей жидкости через систему охлаждения

При расчете системы охлаждения гидрозамедлителя такие параметры, как эффективность гидрозамедлителя, расход охлаждающей воды двигателя, температура воды и масла, определены конструкцией двигателя или задаются условиями расчета. Поэтому задача сводится главным образом к нахождению минимально возможной площади охлаждающей поверхности системы охлаждения при некотором оптимальном расходе рабочей жидкости через гидрозамедлитель.

На рис. 3 показаны расчетные зависимости площади охлаждающей поверхности теплообменника $F_{т}$, омываемой маслом, от расхода рабочей жидкости G_m через него, полученные расчетным путем по формуле (4). Расчет проведен для гидрозамедлителя, встроенного в гидropередачу автобуса ЛАЗ-695, для нескольких случаев

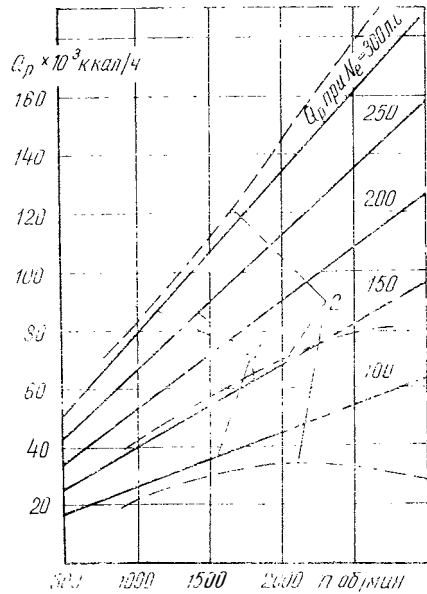


Рис. 2. Характеристики теплорассеивающей способности систем охлаждения двигателя с различной максимальной мощностью N_e при 3000 об/мин: 1 — теплорассеивающая способность радиатора двигателя; 2 — тепло, отводимое от гидрозамедлителя через теплообменник

продолжительного торможения автобуса, когда необходимо отводить через систему охлаждения соответственно 34000, 44000, 64000 и 87000 ккал/ч. В расчете учитывалось изменение скорости течения масла в теплообменнике, а также изменение коэффициента теплопередачи K . Максимальное значение коэффициента теплопередачи принято равным $750 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}^\circ\text{С}$.

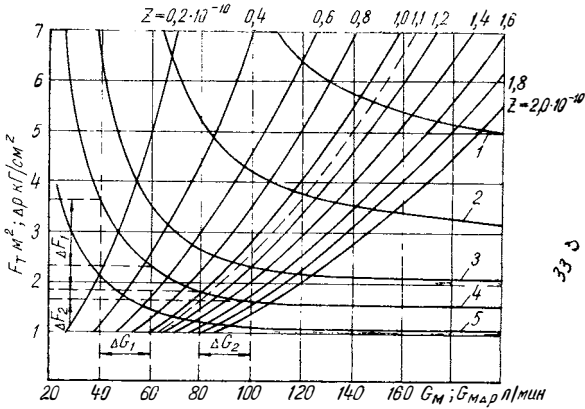


Рис. 3. Зависимость площади охлаждающей поверхности теплообменника от расхода масла через него:

1 — $Q_0 = 87000 \text{ ккал/ч}$; 2 — $Q_0 = 64000 \text{ ккал/ч}$; 3 — $Q_0 = 44000 \text{ ккал/ч}$; 4 — $Q_0 = 34000 \text{ ккал/ч}$; 5 — $Q_0 = 25200 \text{ ккал/ч}$

С помощью полученных зависимостей $F_T = f(G_M)$ можно определить площадь охлаждающей поверхности F_T при известном расходе масла и предварительно заданных проходных для масла сечениях теплообменника.

Анализ полученных кривых позволяет также найти оптимальный расход рабочей жидкости через гидрозамедлитель для заданных условий. Так, например, при необходимости рассеять количество тепла $Q_0 = 34000 \text{ ккал/ч}$ увеличение расхода масла через систему охлаждения с 40 до 60 л/мин позволяет уменьшить площадь F_T в 1,5 раза. В то же время увеличение расхода масла с 80 до 100 л/мин уменьшает необходимую площадь F_T всего в 1,1 раза. Таким образом, в данном случае повышение расхода рабочей жидкости более 100 л/мин нецелесообразно.

Практическое значение полученного вывода заключается в том, что правильный выбор оптимального расхода рабочей жидкости позволяет избежать ее перегрева или неоправданного увеличения размеров гидрозамедлителя при завышенных проходных сечениях его магистралей.

Величина расхода рабочей жидкости, например через замкнутую систему охлаждения гидрозамедлителя, зависит от разности давлений Δp между точками всасывания и нагнетания жидкости в рабо-

чей полости и гидравлического сопротивления магистралей и теплообменника. Общее падение давления в магистралях складывается из потерь Δp_T на трение по длине трубопроводов и потерь Δp_M из-за местных сопротивлений: $\Delta p = \Delta p_T + \Delta p_M$. Эти слагаемые определяются исходя из преобразованного уравнения Бернулли

$$G_{\text{мдп}} = z \cdot 6 \cdot 10^6 \sqrt{\Delta p z} \text{ л/мин}, \quad (5)$$

где z — коэффициент расхода, $\text{м}^3/\text{кг} \cdot \text{сек}^2$.

Выше (см. рис. 3) приведены расчетные зависимости расхода $G_{\text{мдп}}$ от перепада давлений Δp для различных значений коэффициента расхода z , принимаемого постоянным для каждого конкретного круга циркуляции рабочей жидкости системы охлаждения.

Например, расчетное значение z для замкнутого гидравлического контура опытного гидрозамедлителя, встроенного в гидропередачу ЛАЗ-НАМИ-035, составляет $z = 1,1 \cdot 10^{-10}$ (пунктирная линия на рис. 3). Для этого замедлителя, например при давлении $\Delta p = 4 \text{ кг/см}^2$, расход $G_{\text{мдп}}$ составит 125 л/мин. Это означает, что при оптимальном расходе $G_M = 100 \text{ л/мин}$ и площади $F_T = 1,6 \text{ м}^2$ система охлаждения гидрозамедлителя сможет обеспечить необходимый отвод тепла, поскольку расход, обусловленный сопротивлением магистралей и перепадом давлений, превышает значение необходимого (для отвода тепла) расхода жидкости. Таким образом, для эффективного охлаждения гидрозамедлителя требуется соблюдение условия $G_{\text{мдп}} \geq G_M$, где величины расхода масла G_M и $G_{\text{мдп}}$ определяются формулами $G_M = \frac{Q_0}{\Delta t_M C_M}$ и (5), а также, например, с помощью графика (см. рис. 3).

Экспериментальная проверка расхода $G_{\text{мдп}}$, проведенная в НАМИ для различных двух типов гидрозамедлителей, показывает, что для практических расчетов значение коэффициента расхода можно принимать равным $z = (0,8 \div 1,2) \cdot 10^{-10} \text{ м}^3/\text{кг} \cdot \text{сек}^2$.

Поверочный расчет системы охлаждения

Параметры системы охлаждения, выбранные в процессе проектного расчета, необходимо проверить для случаев возможной ее работы в более тяжелых условиях, чем те, которыми задаются при проектном расчете.

Поверочный расчет необходимо проводить также при подборе готовых узлов системы охлаждения (например, теплообменников) для проектируемого гидрозамедлителя, а также при использовании системы охлаждения гидропередачи для охлаждения установленного в ней гидрозамедлителя.

Результатом поверочного расчета могут быть ограничения по продолжительности торможения гидрозамедлителем в особо тяжелых условиях (например, при высокой температуре окружающего воздуха или при увеличенной тормозной мощности).

Для определения времени нагрева деталей гидрозамедлителя и его рабочей жидкости составим дифференциальное уравнение теплового баланса гидрозамедлителя, оборудованного, например, воздушно-масляным радиатором:

$$Q_r d\tau = G_m C_m dt + K_k F_k (t_{k,cr} - t_0) d\tau + K_p F_p (t_{m,cr} - t_{wcp}) d\tau, \quad (6)$$

где $Q_r d\tau$ — количество тепла, выделяемое в гидрозамедлителе за некоторое время $d\tau$, *ккал*;
 $G_m C_m dt$ — количество тепла, поглощаемое деталями гидрозамедлителя и рабочей жидкостью ($G_m C_m$ — общий вес и средняя теплоемкость деталей гидрозамедлителя), *ккал*;
 $K_k F_k (t_{k,cr} - t_0) d\tau$ — количество тепла, рассеиваемое в окружающую атмосферу с поверхности картера гидрозамедлителя за время $d\tau$, *ккал*;
 $K_p F_p (t_{m,cr} - t_{wcp}) d\tau$ — количество тепла, рассеиваемое за время $d\tau$ в окружающую атмосферу через воздушно-масляный радиатор.

Как показали стендовые испытания гидродинамических тормозов-замедлителей, температура деталей гидрозамедлителя, прилегающих непосредственно к рабочей полости его, примерно равна максимальной температуре t_m рабочей жидкости на выходе из гидрозамедлителя. Температура остальных деталей не превышает температуры t_m'' охлажденной жидкости на выходе из радиатора (теплообменника).

Поэтому выбор средней температуры $t_{k,cr}$ картерных деталей зависит от соотношения площади поверхностей деталей картера, прилегающих непосредственно к рабочей полости гидрозамедлителя, и остальных поверхностей картера. Например, для гидропередачи со встроенным в нее гидрозамедлителем можно принять температуру обдуваемой воздухом поверхности картера равной температуре масла в поддоне гидропередачи или на сливе из радиатора (теплообменника).

Для упрощения задачи примем температуру деталей картера $t_{k,cr}$ равной средней температуре масла в радиаторе $t_{k,cr} = t_{m,cr} = t$. Примем также температуру воздуха, омывающего радиатор, равной температуре окружающего воздуха t_0 . Тогда уравнение (6) можно представить как

$$Q_r d\tau = G_m C_m dt + K_k F_k (t - t_0) d\tau + K_p F_p (t - t_0) d\tau,$$

или

$$d\tau = \frac{A}{Q_r - B(t - t_0) - D(t - t_0)} dt,$$

где $A = G_m C_m$; $B = K_k F_k$; $D = K_p F_p$.

Проинтегрировав это выражение от t_0 до t , получим:

$$\tau = -\frac{A}{B+D} \ln [Q_r - B(t-t_0) - D(t-t_0)] + \frac{A}{B+D} \ln Q_r;$$

$$\ln e^{\frac{\tau(B+D)}{A}} = \ln Q_r - \ln [Q_r - (B+D)(t-t_0)].$$

После интегрирования и преобразований имеем:

$$t = \frac{Q_r}{K_k F_k + K_p F_p} \left(1 - \frac{1}{e^{\frac{\tau (K_k F_k + K_p F_p)}{G_m C_m}}} \right) + t_0. \quad (7)$$

С помощью уравнения (7) можно определить температурную характеристику нагрева деталей и рабочей жидкости гидрозамедлителя в процессе торможения. Выражение (7) является уравнением экспонентной кривой. Повышение температуры при постоянной тормозной мощности будет происходить до некоторого максимального значения (до установившейся температуры), после чего устанавливается постоянная температура гидрозамедлителя. Если предположить, что время торможения $\tau \rightarrow \infty$, выражение (7) принимает следующий вид:

$$t = \frac{Q_r}{K_k F_k + K_p F_p} + t_0 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (8)$$

С помощью полученного выражения можно найти установившуюся температуру гидрозамедлителя.

Максимальная температура рабочей жидкости (на входе в радиатор) и деталей гидрозамедлителя

$$t_m' = t + \frac{K_p F_p (t - t_0)}{2G_m C_m}. \quad (9)$$

Приведенные зависимости пригодны также для поверочного расчета системы охлаждения гидрозамедлителя, в котором в качестве рабочей жидкости используется вода системы охлаждения двигателя.

Составим дифференциальное уравнение теплового баланса для случая, когда в системе охлаждения гидрозамедлителя используется водо-масляный теплообменник, подключенный к системе охлаждения двигателя:

$$Q_r d\tau = G_m C_m dt + K_k F_k (t - t_0) d\tau + K_r i_r (t - t_b) d\tau, \quad (10)$$

где $Q_r d\tau$ — количество тепла, выделяемое в гидрозамедлителе за время $d\tau$, ккал;

$G_m C_m dt$ — количество тепла, поглощаемое деталями гидрозамедлителя и рабочей жидкостью, ккал;

$K_k F_k (t - t_0) d\tau$ — количество тепла, рассеиваемое в окружающую атмосферу с поверхности котера гидрозамедлителя за время $d\tau$, ккал;

$K_{\tau}F_{\tau}(t - t'_B) d\tau$ — количество тепла, участвующее в теплообмене между рабочей жидкостью гидрозамедлителя и водой двигателя за время $d\tau$, ккал.

Температура воды в теплообменнике принята равной температуре воды в двигателе t'_B .

В результате решения уравнения (10) по аналогии с уравнением (6) получаем зависимость температуры гидрозамедлителя от времени торможения при наличии теплообменника:

$$t = \frac{1}{K_K F_K + K_{\tau} F_{\tau}} \left[K_K F_K t_0 + K_{\tau} F_{\tau} t'_B + Q_{\Gamma} + \frac{K_{\tau} F_{\tau} (t_0 - t'_B) - Q_{\Gamma}}{\frac{\tau (K F_{\tau} K_{\tau} F_{\tau})}{e G_m C_m}} \right] \text{ } ^{\circ}\text{C}. \quad (11)$$

Установившаяся температура рабочей жидкости (при $\tau \rightarrow \infty$)

$$t = \frac{1}{K_K F_K + K_{\tau} F_{\tau}} (K_K F_K t_0 + K_{\tau} F_{\tau} t'_B + Q_{\Gamma}) \text{ } ^{\circ}\text{C}. \quad (12)$$

Максимальная температура рабочей жидкости гидрозамедлителя (на входе в теплообменник)

$$t'_M = t + \frac{K_{\tau} F_{\tau} (t - t'_B)}{2G_M C_M} \text{ } ^{\circ}\text{C}. \quad (13)$$

Полученные зависимости (7) — (13) позволяют оценить возможности системы охлаждения с известными параметрами по отводу тепла в различных условиях работы гидрозамедлителя.

Определение расчетным путем допустимой продолжительности торможения автомобиля гидрозамедлителем позволяет установить пригодность данной системы охлаждения для работы в заданных условиях эксплуатации автомобиля.

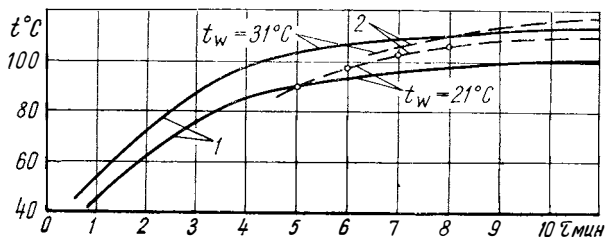


Рис. 4. Характеристика изменения по времени максимальной температуры масла в гидрозамедлителе опытной гидропередачи ЛАЗ-НАМИ при торможении автобуса общим весом 10500 кг на уклоне $\alpha_0 = 7\%$ и при различной температуре t_w окружающего воздуха:

1 — расчет; 2 — эксперимент

На рис. 4 для сравнения сплошными линиями показаны расчетные (по формулам (11) и (13), а пунктиром — экспериментальные характеристики изменения максимальной температуры масла в опытной гидропередаче с гидрозамедлителем, установленной на автобусе весом 10500 кг и оборудованной водо-масляным теплообмен-

ником с $F_{\tau} = 0,9 \text{ м}^2$. Экспериментальные характеристики были получены в процессе лабораторно-дорожных испытаний, проведенных на участке шоссе Симферополь—Алушта, со средним уклоном $\alpha = 7\%$ и длиной 6 км при средней скорости автобуса 38–40 км/ч при включенной прямой передаче в трансмиссии и заблокированном гидротрансформаторе. В процессе этих испытаний на ленту осциллографа К-12 непрерывно записывались температура масла на входе и выходе из гидрозамедлителя, температура воды на входе и выходе из теплообменника, скорость автобуса и значение крутящего момента на полуоси автобуса. Испытания проводились при температуре окружающего воздуха 31 и 21°C. Результаты испытаний показали, что средняя тормозная мощность, поглощаемая гидрозамедлителем на данном режиме торможения, составила около 40 л.с., а количество тепла, отводимого системой охлаждения, составляет $Q_{\tau} = 25000 \text{ ккал/ч}$. Максимальное значение температуры масла достигало 120 и 110°C в зависимости от температуры окружающего воздуха. Как следует из рис. 4, несовпадение расчетных и экспериментальных значений составляет 4–10%, что вполне приемлемо.

Особенности поверочного расчета системы охлаждения гидрозамедлителя, встроенного в гидромеханическую трансмиссию

При установке гидрозамедлителя в гидромеханическую трансмиссию, как правило, используется общая для охлаждения гидротрансформатора и гидрозамедлителя система. Такая система охлаждения должна обеспечивать необходимый отвод тепла как на тяговом режиме работы трансмиссии, так и на тормозном режиме работы — при использовании гидрозамедлителя. В этом случае расчет системы охлаждения необходимо проводить с учетом не только режимов работы гидрозамедлителя, но и для основных тяговых режимов работы гидропередачи при выключенном гидрозамедлителе.

Рассмотрим основные тяговые режимы работы гидропередачи (при выключенном гидрозамедлителе): первый — при использовании максимального крутящего момента и второй — при использовании максимальной мощности двигателя.

При попытке переехать через непреодолимое препятствие ($v_a = 0$), т. е. при использовании максимального крутящего момента, вся мощность двигателя в гидротрансформаторе ($\eta_{\tau} = 0$) превращается в тепло.

Как показывает анализ, мощность двигателя, развиваемая на «стоповом» режиме работы гидротрансформатора, для дизельных двигателей составляет

$$N_{\text{в.д}} = (0,7 \div 0,8) N_{\text{емax}};$$

для карбюраторных

$$N_{\text{в.к}} = (0,6 \div 0,7) N_{\text{емax}}.$$

Количество тепла, которое образуется в гидротрансформаторе на данном режиме работы трансмиссии (при $\eta_T = 0$), составляет

$$Q_T = 632N_B (1 - \eta_T) = 632N_B \text{ ккал/ч.}$$

При использовании теплообменника отвод тепла от гидропередачи происходит в воду системы охлаждения двигателя. В этом случае — при работе на «стоповом» режиме ($v_a = 0$) — дополнительный подогрев воды двигателя

$$\Delta t_B = \frac{Q_T}{G_B C_B} \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (14)$$

Из-за напряженности работы системы охлаждения двигателя на «стоповом» режиме дополнительный подогрев охлаждающей воды в теплообменнике приведет к быстрому перегреву воды двигателя. Кроме того, более высокая температура охлаждающей воды в теплообменнике снизит эффективность его действия. Следствием этого может быть быстрое нарастание температуры масла в гидропередаче.

При использовании максимальной мощности двигателя на передаче с гидротрансформатором $N_e = N_{\max}$ и $\eta_T = 0,75 \div 0,85$.

В качестве примера в таблице приведены расчетные данные тепловых режимов гидропередачи и двигателя автобуса общим весом 10500 кг на основных режимах работы силовой передачи.

Температурный режим гидропередачи и карбюраторного двигателя автобуса рассмотрен на основных режимах работы силовой передачи.

Тип охладителя масла гидропередачи	Температура, $^\circ\text{C}$	При торможении гидрозамедлителем $\alpha = 7\%$; $S \rightarrow \infty$ или $\alpha = 10,5\%$, $S = 1000 \text{ м}$	На тяговых режимах работы гидропередачи	
			$M_e = M_{e\max}$, $\eta_T = 0$	$N_e = N_{e\max}$, $\eta_T = 0,85$
Радиатор воздушно-масляный	t_M масла Δt_B воды*	120	120	70
Теплообменник водо-масляный	t_M масла Δt_B воды*	120 2,5	120 4,5	97 0,6

* Δt_B определялась по формуле (14).

Из приведенных в таблице данных следует, что использование в системе охлаждения гидропередачи и гидрозамедлителя только водо-масляного теплообменника обеспечивает взаимную термкомпенсацию между двигателем и гидропередачей (гидрозамедлителем). Это особенно необходимо на режимах торможения гидрозамедлителя.

лем, когда тепло, выделяемое в гидрозамедлителе, препятствует охлаждению воды в двигателе. Вместе с тем на тяговых режимах работы двигателя с низким к. п. д. гидротрансформатора дополнительный нагрев воды может явиться нежелательным ввиду напряженности работы его системы охлаждения. Это может привести к быстрому перегреву воды в двигателе.

Использование в системе охлаждения только воздушно-масляного радиатора обеспечивает наименьшую температуру масла в гидроредукторе и воды в двигателе на основных тяговых режимах работы силовой передачи автомобиля. Однако на тормозном режиме работы трансмиссии такая система охлаждения не может служить для подогрева воды в двигателе. В связи с этим для гидрозамедлителей, встроенных в гидроредукторы автомобилей, работающих в особо тяжелых, например горных, условиях, может оказаться целесообразной комбинированная система охлаждения, состоящая из воздушно-масляного радиатора и водо-масляного теплообменника. Для гидрозамедлителей, встраиваемых в механическую трансмиссию, наиболее рациональной является система охлаждения с теплообменником, поскольку такая система на тормозных режимах работы двигателя окажет положительное влияние на его систему охлаждения.

Выводы

Наиболее целесообразным для охлаждения гидрозамедлителей является использование водо-масляных теплообменников, подключаемых к водяной системе охлаждения двигателя, так как в этом случае обеспечивается взаимная термокомпенсация между двигателем и гидрозамедлителем, что устраняет опасность переохлаждения двигателя при длительном торможении гидрозамедлителем.

Одним из критериев определения максимальной эффективности тормозного действия гидрозамедлителя при наличии теплообменника может служить теплорассеивающая способность системы охлаждения двигателя.

Разработанная методика выбора оптимального расхода рабочей жидкости через систему охлаждения в зависимости от сопротивления гидравлических магистралей ее и разности давлений между точками всасывания и нагнетания жидкости в рабочей полости позволяет избежать перегрева жидкости и неоправданного увеличения размеров гидрозамедлителя при завышенных проходных сечениях его магистралей.

Расчет нестационарного режима нагрева позволяет с достаточной точностью установить зависимость между температурой гидрозамедлителя и временем торможения. С помощью полученных зависимостей можно оценить эффективность спроектированной системы охлаждения в более тяжелых условиях работы гидрозамедлителя, чем те, которыми задаются при проектном расчете.

Для гидропередачи со встроенным гидрозамедлителем поверочный расчет системы охлаждения необходимо проводить не только для режимов работы гидрозамедлителя, но и для основных тяговых режимов работы гидропередачи. Основные положения расчета подтверждаются результатами испытаний гидрозамедлителей на стенде и на автомобиле в дорожных условиях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гапоян Д. Т., Дьячков Н. К. Автомобильные лопастные гидрозамедлители. М., НИИНавтопром, 1968.
 2. Крюков А. Д. Тепловой расчет трансмиссий транспортных машин. М., Машгиз, 1961.
 3. Минкин М. Л. Масляные радиаторы автомобильных двигателей. «Автомобильная промышленность», 1960, № 6.
-

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

О СТАТИСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ АВТОМОБИЛЯ

Согласно современным представлениям колебания автомобиля при движении по неровным дорогам рассматриваются как случайный процесс и оцениваются методами статистической динамики.

Этот процесс, вообще говоря, не является стационарным, так как различные участки дороги, которые проезжает автомобиль, могут иметь различные статистические характеристики микропрофиля. Соответственно изменяются и статистические характеристики воздействия неровностей дороги на автомобиль.

Для оценки колебаний обычно используются результаты, полученные на ограниченных по длине участках дороги, в пределах которых процесс может быть с достаточным приближением принят стационарным. Эти участки в то же время должны иметь достаточную длину, чтобы обеспечить статистическую достоверность полученных величин. Опыт показывает, что выбор таких участков не представляет трудностей.

В дальнейшем, однако, возникает вопрос, в какой мере результаты, полученные для отдельных участков, могут характеризовать колебания на всей дороге большой протяженности (например, в несколько десятков километров) или даже на определенном типе дорожного покрытия. Для решения этой задачи необходимо располагать большим статистическим материалом. В СССР за последние годы были проведены значительные работы по определению статистических характеристик микропрофиля автомобильных дорог, однако сформулированный выше вопрос пока не решен.

Для оценки возможных пределов изменения статистических характеристик колебаний автомобиля на дорогах одного и того же типа были проведены замеры колебаний на большом количестве участков различных дорог с асфальтобетонным и бетонным покрытиями.

Испытания проводились на трех автомобилях:
автомобиль № 1 — четырехместный легковой автомобиль малого класса;
автомобиль № 2 — автомобиль-фургон 4×4 грузоподъемностью 800 кг;
автомобиль № 3 — грузовой автомобиль 4×2 грузоподъемностью 4 т.

Нагрузка автомобиля № 1 при испытаниях составляла 3 человека, нагрузка автомобиля № 2 — 2 человека + 600 кг, автомобиль № 3 испытывался без груза. Испытания проводились на пяти различных дорогах Московской области, причем на каждой дороге было обследовано 50—60 участков.

В качестве параметров, характеризующих колебания, были выбраны вертикальные ускорения на сиденье водителя (на всех автомобилях), а также относительные перемещения подрессоренных и непрорессоренных масс задней подвески (на автомобиле № 2).

Замеры осуществлялись с помощью специальных приборов-дисперсиометров ДМ-1 и ДМ-2, разработанных в отделе приборов НАМИ. Дисперсиометр позволяет непосредственно в цифровом выражении определять дисперсию исследуемого случайного процесса в заданном интервале частот. Продолжительность замера может устанавливаться на приборе заранее — 30, 60, 120 сек — или же выбираться оператором произвольно, по секундомеру. Дисперсиометр может работать с различными датчиками. В данном случае применялись датчики тензометрического типа как для замера ускорений, так и для замера перемещений. Дисперсия ускорений и перемещений определялась в частотном диапазоне от нуля до 22,5 гц.

Методика испытаний заключалась в следующем: автомобиль двигался по правой стороне дороги с постоянной скоростью (60 км/ч для автомобилей № 1 и № 2, 55 км/ч для автомобиля № 3). Через каждые 3 км проводился замер, причем начало его соответствовало прохождению автомобилем километрового столба. Продолжительность замера составляла 30 сек. Таким образом, длина участка замера для автомобилей № 1 и № 2 была 500 м, для автомобиля № 3 — 460 м. Всего проводилось при движении автомобиля в одном направлении 25—30 замеров, т. е. замеры распространялись на длину дороги 75—90 км. Затем замеры повторялись при движении автомобиля в обратном направлении.

При обработке результатов эксперимента вычислялись среднеквадратичные значения ускорений σ_z и относительных перемещений σ_p по формуле:

$$\sigma_z = \sqrt{D_z}; \quad \sigma_p = \sqrt{D_p},$$

где D_z и D_p — измеренные величины дисперсий.

Затем строились графики изменения σ_z и σ_p по длине дороги, представленные на рис. 1, где по горизонтальной оси отложен пройденный путь в км, а по вертикальной — σ_z и σ_p , причем сплошные

линии соответствуют движению автомобиля в одном направлении, а пунктирные — в обратном.

Следует иметь в виду, что в силу принятой методики (начало замера у километрового столба) замеры при движении в прямом и обратном направлениях проводились не на одном и том же, а на смежных участках разных сторон дороги. Этим объясняется несовпадение между собой сплошных и пунктирных кривых.

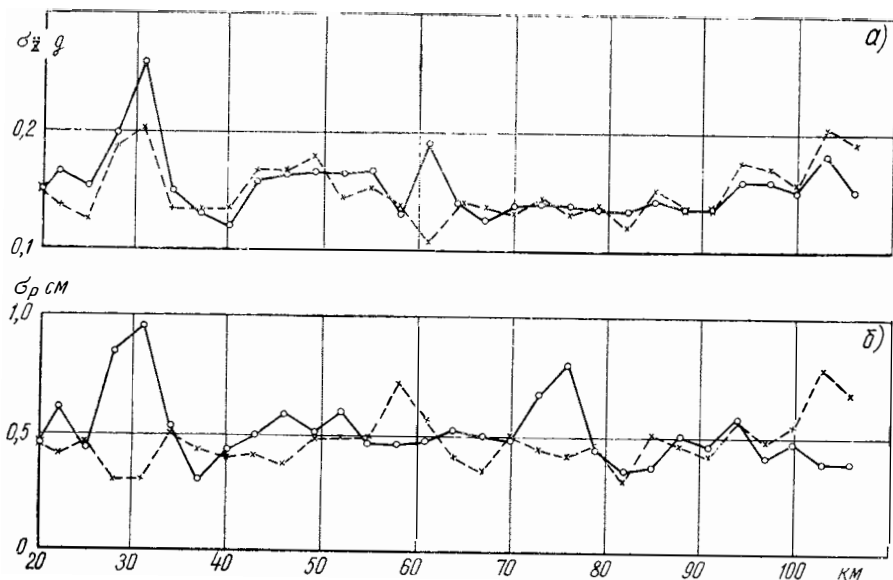


Рис. 1. Среднеквадратичные величины ускорений σ_z (а) и относительных перемещений σ_p (б) автомобиля № 2, замеренные на дороге № 1

Из рис. 1 видно, что как ускорения, так и относительные перемещения на различных участках значительно отличаются друг от друга; очевидно, это является следствием изменения микропрофиля дороги.

Дальнейшая статистическая обработка полученных данных заключалась в построении кривых интегрального закона распределения величин σ_z и σ_p для участков каждого обследованного шоссе. Соответствующие графики для σ_z , построенные для автомобилей № 1 и № 2, приведены на рис. 2, а для автомобиля № 3 — на рис. 3. Как видно из рис. 2 и 3, закон распределения σ_z имеет сложный неправильный характер и далек от нормального закона. При этом законы распределения для различных дорог сильно отличаются друг от друга. Аналогичные результаты были получены для величины σ_p .

На рис. 2 и 3 построены также кривые интегрального распределения величины σ_z для всех обследованных участков всех дорог. Эти кривые для автомобилей № 1 и № 3 весьма близки к прямым, т. е. закон распределения весьма близок к закону равномерной плотности.

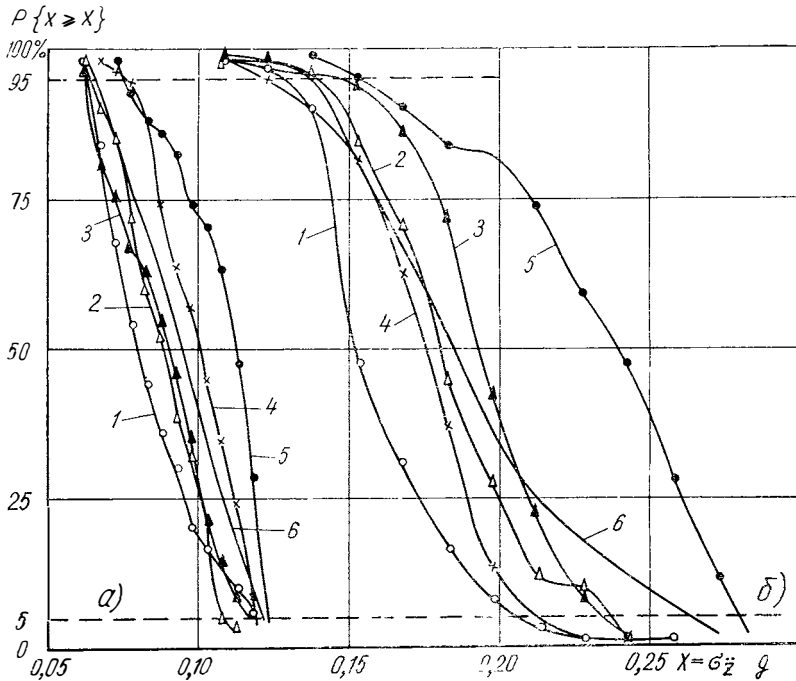


Рис. 2. Кривые интегрального закона распределения величины σ_z для автомобиля № 1 (а) и автомобиля № 2 (б):
1 — дорога № 1; 2 — дорога № 2; 3 — дорога № 3; 4 — дорога № 4; 5 — дорога № 5;
6 — в среднем по всем дорогам

Если ограничиться вероятностью 90%, т. е. интервалом изменения P от 5 до 95%, то и для автомобиля № 2 явно обнаруживается тенденция приближения закона распределения к равномерному. Это явление может быть объяснено следующим образом: нижняя граница величины σ_z для данного автомобиля определяется ровностью дорожных участков непосредственно после их постройки. Эта ровность для всех дорог примерно одинакова и зависит в основном от технологического процесса строительства.

В дальнейшем, в процессе эксплуатации, ровность дорожного покрытия постепенно уменьшается, причем для различных дорог это снижение происходит с разной интенсивностью в зависимости от интенсивности движения, состава проезжающих автомобилей, местных особенностей рельефа и т. д. В результате в каждый период времени на дорогах имеются участки с разной степенью изно-

са и, следовательно, ровности. Когда неровность участка достигает такого состояния, что движение автотранспорта с нормальными эксплуатационными скоростями становится затруднительным, участок ремонтируется и ровность его восстанавливается. Этим объясняется наличие верхней (разумеется, не строго определенной) величины σ_z , полученной в экспериментах. Как видно из рис. 2 и 3, различие максимальных величин σ_z , замеренных на различных дорогах, сравнительно невелико.

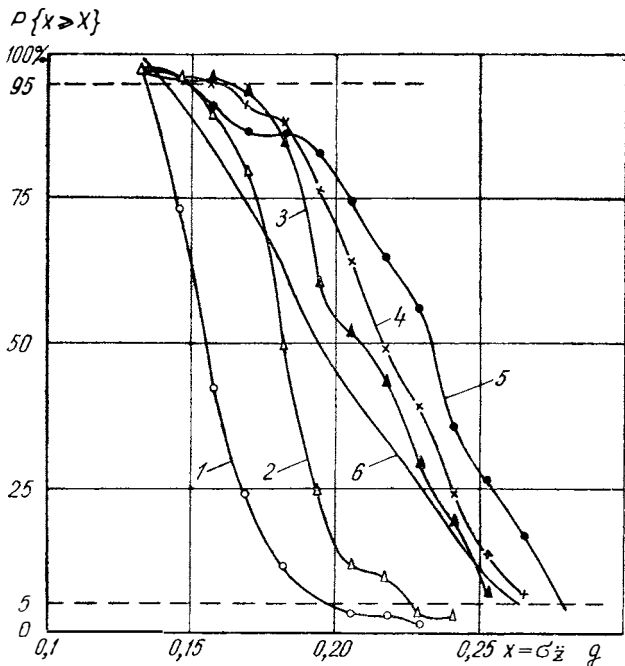


Рис. 3. Кривые интегрального закона распределения величины σ_z для автомобиля № 3:
 1 — дорога № 1; 2 — дорога № 2; 3 — дорога № 3; 4 — дорога № 4;
 5 — дорога № 5; 6 — в среднем по всем дорогам

Среднеквадратичные относительные перемещения σ_p , полученные на автомобиле № 2 так же, как и ускорения σ_z , имеют закон распределения, очень близкий к закону равномерной плотности.

В таблице приведены минимальные, максимальные и средние величины σ_z и σ_p , полученные для каждой дороги. В этой таблице величина σ_{\min} соответствует вероятности $P=95\%$, т. е. 95% всех обследованных участков данной дороги имеют величину σ_z (или σ_p) больше σ_{\min} . Аналогично величина σ_{\max} соответствует вероятности $P=5\%$, т. е. всего 5% участков данной дороги имеют σ больше σ_{\max} .

Минимальные, средние и максимальные величины среднеквадратичных ускорений на сиденье водителя и деформаций рессор на участках дорог с асфальтобетонным покрытием

	Автомобиль	Дорога	σ_{\min}	σ_{\max}	$\sigma_{\text{ср}}$	$\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}}$	$\frac{\sigma_{\max}^{\text{ср}}}{\sigma_{\text{ср}}} 100\%$	$\frac{\sigma_{\text{ср}}^{\min}}{\sigma_{\text{ср}}} 100\%$
Среднеквадратичные вертикальные ускорения на сиденье водителя σ_{zg}	№ 1	№ 1	0,0638	0,118	0,0831	1,849	41,99	23,2
		№ 2	0,0650	0,107	0,0854	1,646	37,0	23,9
		№ 3	0,0630	0,118	0,08645	1,873	36,49	27,1
		№ 4	0,0770	0,120	0,0989	1,558	21,33	22,1
		№ 5	0,0760	0,1245	0,1047	1,638	18,15	27,4
		№ 1 — № 5	0,0657	0,120	0,09144	1,826	31,28	28,1
	№ 2	№ 1	0,128	0,2055	0,159	1,605	29,2	19,5
		№ 2	0,140	0,236	0,175	1,686	34,85	20,0
		№ 3	0,146	0,233	0,181	1,596	28,73	19,3
		№ 4	0,122	0,213	0,167	1,746	27,5	26,9
№ 5		0,153	0,277	0,224	1,8105	23,7	31,7	
	№ 1 — № 5	0,138	0,263	0,175	1,906	50,3	21,1	
Среднеквадратичные вертикальные ускорения на сиденье водителя σ_{zg}	№ 3	№ 1	0,135	0,198	0,181	1,467	9,39	25,4
		№ 2	0,149	0,226	0,197	1,517	14,72	24,4
		№ 3	0,160	0,254	0,225	1,5875	12,88	28,9
		№ 4	0,157	0,266	0,221	1,694	20,36	24,4
		№ 5	0,149	0,2804	0,231	1,882	21,38	35,5
		№ 1 — № 5	0,141	0,265	0,201	1,879	31,84	29,9
Среднеквадратичные деформации задних рессор $\sigma_p, \text{см}$	№ 2	№ 1	0,405	0,833	0,490	2,043	70,0	17,34
		№ 2	0,467	0,875	0,579	1,964	69,8	19,36
		№ 3	0,50	0,89	0,676	1,84	31,7	25,0
		№ 4	0,420	1,03	0,684	2,44	50,6	38,6
		№ 5	0,475	1,16	0,839	2,4	38,9	42,3
		№ 1 — № 5	0,430	1,1	0,684	2,56	60,8	37,2

Величина σ_{cp} равна математическому ожиданию величин σ_z (или σ_p), замеренных на всех обследованных участках данной дороги. Величина $\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}}$ показывает разброс величины σ в пределах данной дороги, величины $\frac{\sigma_{max} - \sigma_{cp}}{\sigma_{cp}}$ и $\frac{\sigma_{cp} - \sigma_{min}}{\sigma_{cp}}$ — отклонение максимальных и минимальных величин от средних для данной дороги.

Кроме σ_z и σ_p , для каждой дороги в таблице приведены величины, характеризующие весь обследованный комплекс дорог в целом.

Из рассмотрения таблицы видно, что величины $\frac{\sigma_{zmax}}{\sigma_{zmin}}$ для всех автомобилей и на всех дорогах укладываются примерно в одни и те же пределы 1,5—1,9. Если взять весь комплекс дорог, то отношение $\frac{\sigma_{zmax}}{\sigma_{zmin}}$ для всех трех автомобилей будет почти одинаковым, изменяющимся в пределах от 1,83 до 1,91.

Отсюда можно сделать следующий важный вывод. Если исключить отдельные нехарактерные участки, то на дорогах с асфальтобетонным и бетонным покрытиями среднеквадратичные вертикальные ускорения на сиденьях автомобилей в зависимости от состояния дороги могут изменяться примерно в 1,8—2,0 раза. При этом распределение величины σ_z в этих пределах близко к равномерному. Несколько больше пределы изменения относительных перемещений подрессоренных и непрорессоренных масс. Как видно из таблицы, отношение $\frac{\sigma_{pmax}}{\sigma_{pmin}}$ составляет примерно 2,0—2,5.

Полученные результаты позволяют более обоснованно подойти к выбору участков для проведения испытаний на плавность хода. Целесообразно проводить испытания на таких участках, где интенсивность возбуждаемых колебаний близка к средней для дорог данного типа (с асфальтобетонным покрытием).

Проведенная проверка показала, что если на участке замеренная величина σ_z оказывается близкой к σ_{cp} для данного автомобиля, то для других двух автомобилей величины σ_z также в большинстве случаев близки к соответствующим σ_{cp} .

Однако имеются исключения, которые следует отнести в основном за счет особенностей спектрального состава микропрофиля, по-разному влияющих на колебания подвесок различных автомобилей.

Очевидно, что участки, «средние» по своему воздействию для всех автомобилей, и следует использовать в качестве испытательных. Микропрофиль именно таких участков целесообразно воспроизвести на специальных испытательных дорогах автомобильного полигона.

РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ И ГЛУБИНЫ КОЛЕИ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЖЕСТКОГО КОЛЕСА ПО ДЕФОРМИРУЕМОМУ ГРУНТУ

Исходя из назначения полноприводных автомобилей, их оптимальная конструкция может быть разработана с учетом условий эксплуатации не только по твердым ровным дорогам, но и по бездорожью, в первую очередь, по деформируемым грунтам.

Качение по деформируемым грунтам с приложением крутящего момента до настоящего времени оставалось наименее изученным. Достаточно заметить, что в теории проходимости не отражено влияние режима качения на энергетические затраты, глубину колеи и другие параметры колеса при движении по грунтам. В проведенных исследованиях [2] показано значительное влияние режима на мощность сопротивления качению. Следовательно, для расчетов параметров колеса и движителя в целом необходимо иметь зависимости, отражающие это влияние. В настоящей статье обосновываются и рекомендуются зависимости для расчетного определения мощности, подводимой к колесу, мощности сопротивления качению, необходимого крутящего момента и глубины колеи, образующейся при движении одиночного колеса по деформируемому грунту.

Ранее [2] была получена формула, определяющая величину мощности сопротивления качению жесткого колеса по деформируемому грунту:

$$N_R = 10^{k_{\mu}} r^{\mu(1-n)} \omega_k r_k C_B \frac{H^{n\mu+1}}{n\mu+1}, \quad (1)$$

где r — геометрический радиус жесткого колеса, $см$;

r_k — радиус качения колеса в рассматриваемом режиме, $м$;

ω_k — угловая скорость колеса, $1/сек$;

B — ширина колеса, $см$;

H — глубина колеи, $см$;

C и μ — параметры грунта, определяющие его деформируемость;

k и n — коэффициенты, определяющие длину траектории точки обода в контакте с грунтом [2].

Формула (1), справедливая для значений n , близких к единице, более точно может быть представлена в следующем виде:

$$N_R = 10^{k\mu} r^{\mu(1-n)} \omega_k r_k C B H^{n\mu+1} \left[1 - \frac{\mu}{n+1} + \frac{\mu(\mu-1)}{2(2n+1)} \right]. \quad (2)$$

Однако использование этой формулы для определения величины N_R возможно, если известна глубина колеи H , которая в свою очередь зависит от ряда факторов (в том числе и от режима качения).

Наиболее просто величину H можно определить для случая качения колеса в свободном режиме, когда равнодействующая элементарных реакций на опорной поверхности обода колеса направлена вертикально и равна по величине нагрузке на колесо G .

Допуская, что в этом случае и элементарные составляющие равнодействующей реакции на обode колеса направлены вертикально, можно записать:

$$dP^k l = dM_{кр}^c = dGx,$$

откуда следует, что

$$dG = \frac{dP^k l}{x}, \quad (3)$$

где dP^k — элементарная сила, касательная к траектории точки обода (рис. 1);

l — плечо силы dP^k ;

x — плечо силы dG ;

$dM_{кр}^c$ — элементарный крутящий момент в свободном режиме качения.

Принятая при выводе зависимостей (1) и (2) гипотеза [2] определяет:

$$dP^k = C B (S - s) \mu dl, \quad (4)$$

где S — длина траектории точки на обode колеса (циклоиды) от входа в контакт до выхода из него;

s — текущее значение длины траектории точки контакта на обode колеса;

dl — элементарная площадка, перпендикулярная к линии действия силы dP^k .

Разность $(S-s)$ в формуле (4) можно выразить через разность глубины колеи H и текущего ее значения h по известным эмпириче-

Формула (2) для случая качения колеса в свободном режиме принимает такой вид:

$$N_R^c = CBH^{\mu+1} \omega_k^c r_k^c \left(1 - \frac{2}{3} \mu + \frac{1}{6} \mu^2\right). \quad (6)$$

Заменяв в уравнении (6) значение глубины колеи ее выражением (5), для свободного режима получим:

$$N_R^c = \frac{(2G^2)^{\frac{\mu+1}{2\mu+1}} \left(1 - \frac{2}{3} \mu + \frac{1}{6} \mu^2\right) \omega_k^c r_k^c}{r^{\frac{\mu+1}{2\mu+1}} (CB)^{\frac{1}{2\mu+1}} \left(2 - \frac{13}{15} \mu + \frac{1}{5} \mu^2\right)^{\frac{2\mu+2}{2\mu+1}}}. \quad (7)$$

Таким образом, для качения колеса в свободном режиме можно определить затраты мощности на качение по любому грунту с параметрами C и μ , задаваясь вертикальной нагрузкой G и геометрическими размерами колеса r и B .

Для определения мощности сопротивления качению в любом другом режиме величина N_R может быть условно представлена как сумма затрат мощностей на качение в свободном режиме и на буксование:

$$N_R = N_R^c + N_{\delta}, \quad \text{а} \quad N_{\delta} = P_k (r_k^c - r_k) \omega_k,$$

где P_k — окружная сила на колесе (сумма касательных реакций грунта).

Тогда формула для определения мощности сопротивления качению получает следующий вид:

$$N_R = \frac{1}{2} N_R^c + P_k (r_k^c - r_k) \omega_k. \quad (8)$$

Эта зависимость проверена экспериментально (рис. 2, $G = 1400 \text{ кг}$) и может использоваться для практических расчетов.

Следует указать, что для каждого вида грунта любому значению P_k соответствует определенная величина радиуса качения r_k колеса с заданными параметрами (G, r, B), то есть для расчетов необходимо иметь зависимости $r_k = f(P_k)$. Эти зависимости, определяющие податливость грунта, а для эластичного колеса — шины и грунта, могут быть получены экспериментально.

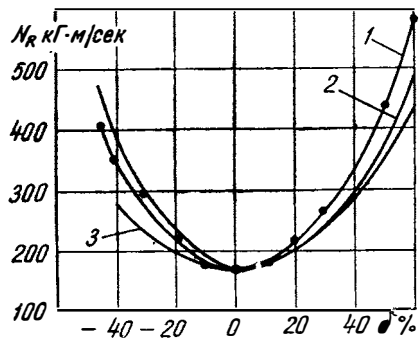


Рис. 2. Мощность сопротивления качению жесткого колеса ($D = 100 \text{ см}$ и $B = 30 \text{ см}$) по суглинистой пахоте ($\mu = 0,75$; $C = 0,29$):

1 — эксперимент; 2 — расчет по зависимости (2); 3 — расчет по зависимости (8)

Следовательно, пользуясь формулами (7), (8) и зависимостями $r_k = f(P_k)$, а также задаваясь величиной окружной силы на колесе, можно рассчитать значение мощности сопротивления качению при движении по деформируемым грунтам жесткого одиночного колеса в любом режиме качения. Если предположить, что глубина колеи зависит в равной мере как от мощности, затрачиваемой на качение свободного колеса, так и от мощности, затрачиваемой на буксование, то для любого случая может быть определена и глубина колеи. Приравняв правые части формул (2) и (8), найдем

$$H = \left[\frac{N_R^c + P_k (r_k^c - r_k) \omega_k}{10^{k\mu} r_k^{c\mu} (1-n) \omega_k r_k C B \left(1 - \frac{\mu}{n+1} + \frac{\mu(\mu-1)}{2(2n+1)} \right)} \right]^{\frac{1}{n\mu+1}}$$

Аналогично для любого режима могут быть вычислены значения мощности, подводимой к колесу, и необходимого крутящего момента.

Подводимая к колесу мощность

$$N_o = N_R + P_k \omega_k r_k = N_R^c + P_k \omega_k r_k^c,$$

а необходимый крутящий момент

$$M_{кр} = \frac{N_{кр}^c + P_k \omega_k r_k^c}{\omega_k}. \quad (9)$$

В ведомом режиме качения $M_{кр} = 0$ и по формуле (9) значение окружной силы для этого режима

$$P_k^0 = \frac{N_{кр}^{c*}}{\omega_k r_k^c}.$$

Таким образом, расчетным путем можно определить с достаточной точностью все энергетические параметры, а также глубину колеи, определяющие качение жесткого колеса по деформируемому

грунту в любом режиме.

Как показывают эксперименты (рис. 3, $G = 1280 \text{ кг}$), для колес с эластичными шинами при номинальном давлении воздуха (соответствующем движению по твердым дорогам) при качении по де-

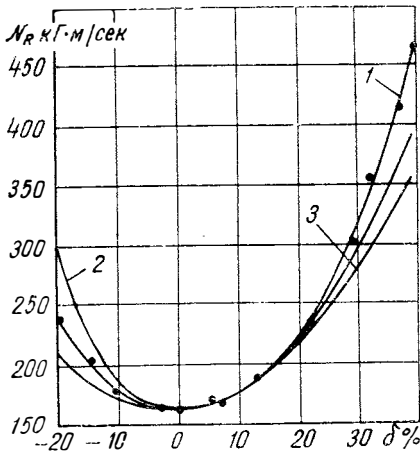


Рис. 3. Мощность сопротивления качению колеса с шиной 12.00—18 ($P_{шт} = 3,5 \text{ кг/см}^2$) по суглинистой пахоте ($\mu = 0,75$; $C = 0,27$):

1 — эксперимент, 2 — расчет по зависимости (2); 3 — расчет по зависимости (8)

формируемым грунтам можно в расчетах пользоваться формулами, полученными для жестких колес. Эти формулы дают достаточно близкие к экспериментальным результаты при давлении воздуха в шинах: 14.00—20—2,8—3,2 кг/см² («Урал-375») и 12.00—18—3,0—3,5 кг/см² (ЗИЛ-157К).

Следует указать, что характер взаимодействия с грунтом штампа или пенетromетра, используемых для определения параметров грунта, в общем случае не соответствует характеру взаимодействия с грунтом катящегося колеса. Поэтому при экспериментальных исследованиях параметры грунта C и μ определялись при прокатывании по нему исследуемого колеса в ведомом и любом другом режимах. При этом измерялись крутящие моменты, горизонтальная сила, угловая скорость (обороты) колеса, пройденный путь и глубина колеи.

Исследования проводились с колесами различных размеров ($D=100\div 130$ см и $B=18\div 47$ см) на суглинистой пахоте, песке и заболоченном лугу, и во всех случаях для данного грунта C и μ оставались постоянными. Экспериментальные исследования и расчеты соответствовали прямолинейному движению с постоянной скоростью около 2 км/ч.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вирабов Р. В. Качение жесткого колеса по упругому основанию. В сб.: «Известия вузов. Машиностроение». № 5. М., 1967.
 2. Пирковский Ю. В., Чистов М. П. Затраты мощности на колееобразование при качении жесткого колеса по деформируемому грунту. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 131. М., 1971.
-

УДК 629.113.01-19.001.24

Схематизация процессов нагружения деталей автомобиля. Бурдасов Е. И., Шалдыкин В. П. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 150. М., 1974, стр. 3—19.

Рассмотрены особенности процессов нагружения, подлежащие учету при анализе усталостной долговечности деталей машин, существующие методы систематизации этих процессов и их взаимная связь.

Отмечены преимущества метода счета парных размахов и необходимость установления связи между результатами, полученными по этому методу и методу, основанному на спектральном анализе процесса нагружения.

Таблиц 1. Рисунков 11. Библиографий 13.

УДК 629.113-592.6-71

Расчет систем охлаждения гидродинамических тормозов-замедлителей. Кичжи А. С., Гапоян Д. Т. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 150. М., 1974, стр. 20—34.

Изложена методика проектного и поверочного расчетов системы охлаждения гидрозамедлителя. Методика проектного расчета, разработанная на основе анализа теплового баланса гидрозамедлителя, позволяет определить необходимую площадь основной охлаждающей поверхности радиатора или теплообменника. Разработанная методика поверочного расчета позволяет с достаточной точностью установить зависимость между температурой рабочей жидкости замедлителя и временем торможения замедлителем. Как показывают приведенные примеры расчета, полученные зависимости позволяют рассчитать и выбрать оптимальный расход рабочей жидкости через систему охлаждения гидрозамедлителя. Результаты экспериментов подтверждают правильность полученных расчетных зависимостей.

Теоретический анализ систем охлаждения гидрозамедлителей позволил количественно оценить использование для охлаждения водомасляных теплообменников, подключаемых к водяной системе охлаждения двигателя автомобиля, что устраняет опасность переохлаждения двигателя при длительном торможении гидрозамедлителем. При работе гидрозамедлителя на автомобилях с двигателями воздушного охлаждения, а также при установке замедлителя на прицепах тепло целесообразно рассеивать с помощью воздушно-масляного радиатора.

Полученные зависимости позволяют также провести расчет системы охлаждения гидродинамической передачи на основных режимах ее работы.

Рисунков 4. Таблиц 1. Библиографий 3.

УДК 629.113.073.243.5.001.5

О статистических характеристиках вертикальных колебаний автомобиля. Певзнер Я. М., Гридасов Г. Г., Плетнев А. Е. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 150. М., 1974, стр. 35—41.

Для оценки возможных пределов изменения статистических характеристик колебаний автомобиля на дорогах одного и того же типа проведены замеры колебаний на большом количестве участков различных дорог с асфальтобетонным и бетонным покрытиями.

Испытания проводились на автомобилях трех различных классов: легковом автомобиле малого класса, автомобиле-фургоне 4×4 грузоподъемностью 800 кг и грузовом автомобиле 4×2 грузоподъемностью 4 т.

В качестве параметров, характеризующих колебания, были выбраны вертикальные ускорения на сиденье водителя, а также относительные перемещения поддресоренных и неподдресоренных масс.

В результате испытаний были найдены интегральные законы распределения среднеквадратичных значений вертикальных ускорений и перемещений для участков каждого обследованного шоссе, а также для всего комплекса обследованных шоссе. Полученные результаты позволяют более обоснованно подойти к выбору участков для проведения испытаний, а также к расчету и оценке плавности хода.

Таблиц 1. Рисунков 3.

УДК 629.113.073.23.001.5

Расчетные зависимости для определения мощности сопротивления качению и глубины колеи при движении жесткого колеса по деформируемому грунту. Пирковский Ю. В., Чистов М. П. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 150. М., 1974, стр. 42—47.

Получены аналитические зависимости для определения сопротивления качению и глубины колеи при движении жесткого колеса по деформируемому грунту, подтвержденные экспериментальными данными. Установлено, что указанные величины в значительной степени зависят от режима работы колеса.

Рисунков 3. Библиографий 2.

Цена 21 коп.