

не будет израсходована энергия потока. Диссипативный процесс при малых оборотах коленчатого вала, когда промежутки времени между тактами достаточно велики, успевает развиваться в полной мере, и поэтому выпуск происходит практически в условиях прямолинейного движения. При высоких оборотах диссипация не успевает завершиться, и вплоть до следующего такта выпуска сохраняется упомянутый колебательный процесс [5].

Обращает на себя внимание запаздывание прохождения максимума w_x по отношению к пику p_x на величину $\Delta\varphi$ (см. рис. 1), что характерно для всех режимов и контрольных сечений. При этом в нашем случае запаздывание находилось в диапазоне от 1,7 до 5 мс с тенденцией роста по мере увеличения n .

Нормированные амплитудно-частотные спектры пульсаций давления потока S_{p_x} в выпускном канале (рис. 2) указывают на линейный характер пульсаций: при всех значениях числа оборотов коленчатого

вала значимые частоты спектра являются примерно кратными возмущающей частоте – частоте открытия выпускного клапана

Проведенные «холодные» продувки показали необходимость дальнейшего исследования процесса выпуска именно в динамике, учитывая его колебательный характер. Следует предположить, что ослабление обратных токов в выпускном канале может привести к лучшей очистке цилиндра от отработавших

газов. Необходимо также уточнить другие факторы, которые существенно влияют на эффективность процесса выпуска, и на основании полной картины явления разработать способы совершенствования данного процесса желательно с минимальными конструктивными изменениями выпускной системы. При этом в качестве отдельного вопроса возникает задача согласования характеристик впускного и выпускного трактов в динамике.

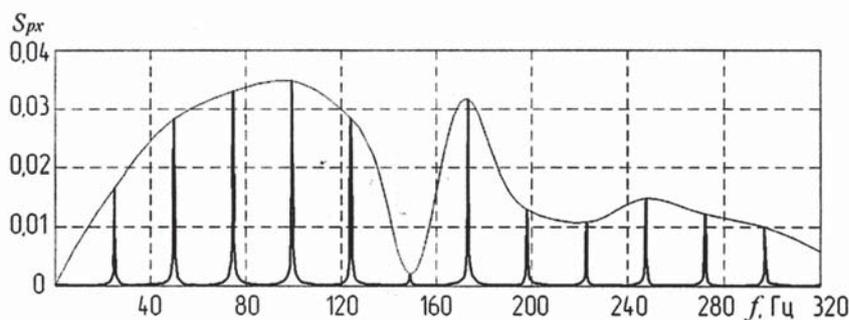


Рис. 2. Собственные спектры пульсаций давления потока p_x в выпускном канале ($L_2 = 140$ мм) при $p_b = 2,0$ бар и для $n = 3000$ мин⁻¹

Библиографический список

1. Драганов Б.Х., Круглов М.Г., Обухова В.С. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания. Киев: Вища шк. Головное изд-во, 1987. 175 с.
2. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малолитражных грузовиков / А.Д. Блинов, П.А. Голубев, Ю.Е. Драган [и др.]; под ред. В.С. Папонова и А.М. Минеева. М.: НИЦ «Инженер», 2000. 332 с.
3. Об изменении газодинамики процесса выпуска в поршневых ДВС при установке глушителя / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, А. В. Крестовских, Д. Л. Падаляк // Вестн. акад. воен. наук. 2011. № 2. С. 267–270.
4. Экспериментальное исследование газодинамических процессов в системе впуска поршневого ДВС / Б.П. Жилкин, Л.В. Плотников, С.А. Корж, И.Д. Ларионов // Двигателестроение. 2009. № 1. С. 24–27.
5. Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С. Двигатели внутреннего сгорания: учебник. В 3 т. Т.1: Теория рабочих процессов. М.: Высш. шк., 1995. 368 с.

УДК 629.113.012.82/83

С.Н. Подболотов, В.Е. Ролле, А.Г. Семенов
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет,
г. Санкт-Петербург

РАСЧЕТНАЯ МЕТОДИКА ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ УПРАВЛЯЕМОГО АМОРТИЗАТОРА

Ужесточение требований к комфортности и надежности подвески автотранспортных средств побуждает к теоретическим и экспериментальным исследованиям в этом направлении. Современный виток развития ходовых частей характеризуется широким внедрением пнев-

матических и гидропневматических подвесок, а также более современных управляемых амортизаторов. Принцип управления амортизатора заключается в изменении сечения дроссельных отверстий в зависимости от условий движения. Возможность управления, в том числе

в автоматическом режиме, позволяет существенно увеличить диапазон работы амортизатора. Такая система серийно выпускается, например, на автомобилях *BMW X5*, *Volkswagen Golf*. В частности, существует система *CDC (Continuous Damping Control)* – система непрерывного

управления демпфированием), устанавливаемая на автомобилях Opel Astra последнего поколения.

Естественно, что внедрению такой подвески на машину должно предшествовать тщательное исследование. Отсюда следует постановка задачи: создание методики расчетно-теоретического исследования управляемых подвесок. Цель работы – разработка методики расчета характеристик управляемого амортизатора. Объект исследования – легковой автомобиль с управляемыми амортизаторами. Используемые методы:

- частотный анализ динамических систем при расчете плавности хода;
- системный анализ микропрофиля дороги;
- расчет плавности хода с использованием математических систем MathCad.

Основные положения методики:

- на основе расчета плавности хода автомобиля на разных дорогах и с различной загрузкой определяют оптимальные значения коэффициента сопротивления амортизатора передней и задней осей, обеспечивая максимальное сопротивление по плавности хода, и строят зависимость $V_{\max} = F(k_{cp})$;
- определяют диапазон изменения сопротивления управляемого амортизатора для передней и задней подвесок;
- выбирают схему управления гидравлики управляемого амортизатора и рассчитывают необходимые площади дроссельных отверстий f_{\min} и f_{\max} .

В исследованиях используется двухмассовая схема подвески с учетом деформации шин, так как она позволяет провести расчеты отдельно для передней и задней осей автомобиля.

На основе этих расчетно-теоретических выкладок составляют программу расчета для передней подвески с использованием математической системы MATHCAD (в статье не приведена). Расчеты проводят в случае задания гармонического и случайного профиля.

Дальнейшие действия по выбору оптимальных характеристик амортизаторов предполагают (по известным или новым методикам):

- подготовку исходных данных;
- определение максимальной нагрузки на колеса и выбор шин;
- определение расчетных нагрузок;
- расчет жесткости подвески;
- предварительный расчет коэффициента сопротивления амортизатора;
- задание параметров микропрофиля дороги;
- определение оценочных показателей плавности хода и соотнесение их с нормативными показателями;
- составление программы для расчета (возможно программирование на языке MathCad с учетом колебаний человека на сиденьи);
- получение на выходе нескольких значений среднеквадратичных ускорений колебания человека;
- определение максимально возможной скорости движения авто-

мобиля, ограниченной по данным плавности хода для типов дороги, с использованием таблицы «Предельные технические нормы плавности хода автомобилей»;

- проведение оптимизации значения коэффициента сопротивления (в определенных пределах);
- согласование этого результата с анализом полученной характеристики ускорения поддрессоренной массы (рис. 1);
- получение диапазона регулировки сопротивления амортизаторов передней оси и задней осей;
- расчет характеристики управляемых амортизаторов (при минимальном, а затем и максимальном значении коэффициента сопротивления) и в результате получают расчетные характеристики управляемых амортизаторов (рис. 2);

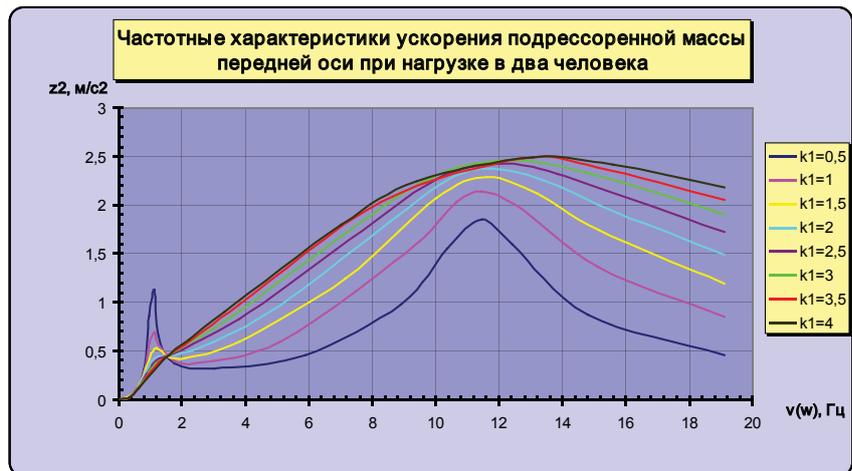


Рис. 1. Пример характеристики ускорения поддрессоренной массы

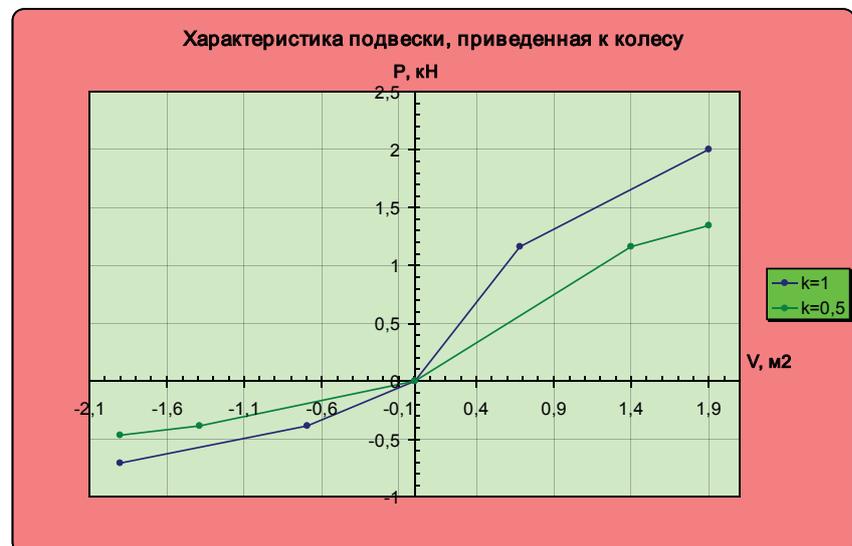


Рис. 2. Пример характеристики амортизатора, приведённой к колесу

– расчет площади дроссельных отверстий с использованием схемы расположения управляющего клапана на корпусе амортизатора (рис. 3).

Анализ полученной в результате расчетов таблицы «Площади дроссельных отверстий электромагнитного клапана» позволяет делать вывод, в каких пределах следует изменять площадь сечения пропускных отверстий (f_{\min} и f_{\max} отдельно для каждой оси) для того, чтобы обеспечить изменение сопротивления амортизатора.

Методика позволяет произвести расчет управляемой подвески для любого легкового автомобиля, что может существенно сократить затраты на последующее проектирование, имея предварительные данные компьютерного расчета. Это, в свою очередь, повлияет на возможность использования управляемых амортизаторов не только на автомобилях высокого класса, но и на экономически более доступных, делая их более безопасными за счет стабильного движения в любых дорожных условиях.

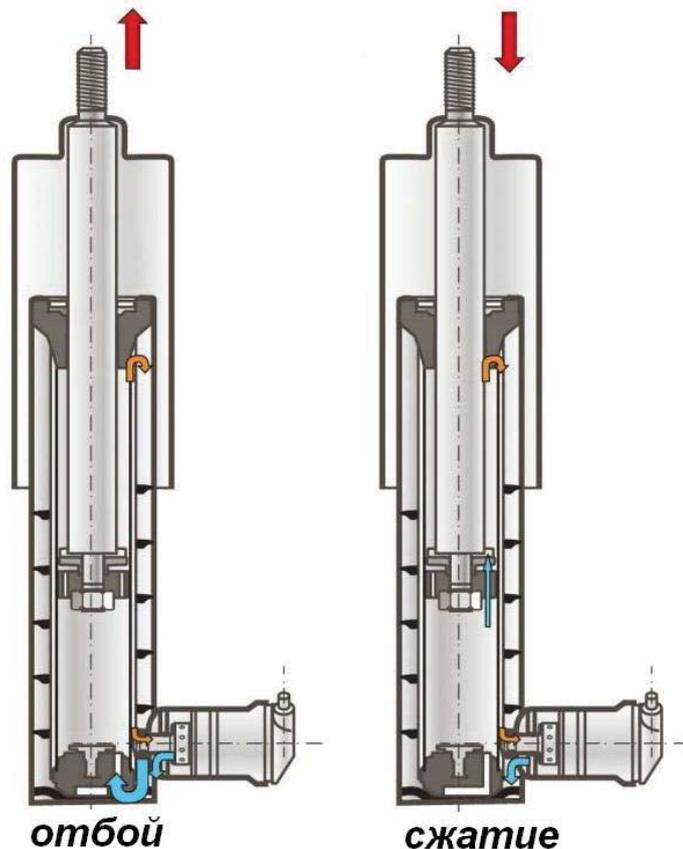


Рис. 3. Схема расположения и работы электромагнитного клапана амортизатора

УДК 629.113.012.82/83

С.Н. Подболотов, В.Е. Ролле, А.Г. Семенов
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет,
г. Санкт-Петербург

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ВЫКЛАДКИ К РАСЧЕТНОЙ МЕТОДИКЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ УПРАВЛЯЕМОГО АМОРТИЗАТОРА

Цель работы – разработка расчетно-теоретического аппарата к методике расчета характеристик управляемого амортизатора. Объект исследования – легковой автомобиль с управляемыми амортизаторами.

В исследованиях используется двухмассовая схема подвески с учетом деформации шин, так как она позволяет провести расчеты отдельно для передней и задней осей автомобиля. Схема подвески с учетом колебаний водителя на сиденьи показана на рис. 1.

Уравнение динамического равновесия подрессоренной массы в приращениях:

$$M_n \ddot{z} = 2P + 2R. \quad (1)$$

где $P = C f = C(-z + \lambda)$ – приращение упругой силы;

$R = k \dot{f} = k(-\dot{z} + \dot{\lambda})$ – приращения демпфирующей силы.

Подставляем выражения для P и R в уравнение (1), все члены уравнения делим на M_n и производим разделение переменных:

$$\ddot{z} + 2 \frac{k}{M_n} \dot{z} + 2 \frac{C}{M_n} z = 2 \frac{k}{M_n} \dot{\lambda} + 2 \frac{C}{M_n} \lambda.$$

Введем обозначения:

$$a1 = 2 \frac{k}{M_n}; \quad a = 2 \frac{C}{M_n}.$$

С учетом принятых обозначений записываем уравнение (1) в операторной форме:

$$(p^2 + a1 p + a) z = (a1 p + a) \lambda. \quad (2)$$

Уравнение динамического равновесия неподрессоренной массы в приращениях:

$$m \ddot{\lambda} - 2P - 2R = 2P_u + 2R_u, \quad (3)$$

где упругая сила деформации шины $P_u = C_u h = C_u(-\lambda + y)$;

$R_u = k_u \dot{h} = k_u(-\dot{\lambda} + \dot{y})$ – демпфирующая сила шины.

Раскрываем уравнение (3):

$$m \ddot{\lambda} - 2C(-z + \lambda) - 2k(-\dot{z} + \dot{\lambda}) = 2C_u(-\lambda + y) + 2k_u(-\dot{\lambda} + \dot{y})$$