

ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ТРАНСПОРТИРУЕМЫХ ГРУЗОВ УПРУГОИНЕРЦИОННЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ С РЕГУЛИРУЕМОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ

Мулюкин О.П., Ковтунов А.В., Чегодаев Д.Е., Паровой Ф.В.

Самарский институт инженеров железнодорожного транспорта,
Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Один из классов пассивных виброизолирующих систем, широко используемых в железнодорожном транспорте для виброзащиты транспортируемых грузов, – это упругоинерционные виброизолирующие системы (устройства), которые обеспечивают виброизолирующий эффект, в основном, за счет правильного сочетания упругих и инерционных параметров элементов системы.

Задачи конструирования и расчета наиболее рациональной структуры упругоинерционной системы с заданными свойствами приобрели в последнее время большую актуальность, так как повышение и усложнение требований к качеству виброизоляции транспортируемых грузов, охраны окружающей среды и защиты здоровья обслуживающего персонала обуславливает необходимость полного использования возможностей пассивных упругоинерционных систем и определения условий обоснованного перехода к более сложным виброизолирующим системам.

В соответствии с классической теорией виброизоляции [1] за меру виброизоляции принимается коэффициент передачи $T(\omega) = f_o/f_1$, где f_o – гармоническая суммарная сила, действующая на основание с частотой ω ; f_1 – гармоническая внешняя сила, воздействующая на механическую систему, установленную на абсолютно жесткое основание и обуславливающая ее линейные колебания.

Если в некоторой области частот Ω_0 коэффициент передачи не превосходит некоторого заданного уровня ε (константа, характеризующая степень виброизоляции), т.е.:

$$|T(\omega)| \leq \varepsilon < 1,$$

то справедливо, что в этой области частот осуществляется виброизоляция, которая тем лучше, чем меньше ε .

В силу принципа взаимности коэффициент передачи служит мерой виброизоляции и при кинематическом возбуждении со стороны основания. На практике применяются и другие, более сложные критерии, учитывающие динамические свойства виброактивного и защищаемого объектов и использующие энергетические представления

[2]. Однако коэффициент передачи представляет собой простейший показатель виброизоляции, характеризующий виброизолирующую систему саму по себе, независимо от свойств присоединенных конструкций.

В [2] представлен подробный литературный обзор более сложных схем упругоинерционных виброизолирующих конструкций: многокаскадные системы, решетчатые фундаменты, механизмы с преобразованием движения типа «винт-гайка», двухкаскадные виброизоляторы с динамическим гасителем на промежуточной массе, рычажные, симметрично-консольные и стержневые подвески с виброкомпенсацией, системы с уравниванием и другие, в том числе многомассовые системы.

В [3,4] показано, что зависимость между минимальной возможной массой, требуемой жесткостью и характеристиками виброизоляции, согласно которой масса неограниченно возрастает при повышении требований к виброизоляции, справедлива для всего класса линейных консервативных систем с любым конечным числом степеней свободы. С физической точки зрения этот вывод очевиден, так как эффективность виброизолирующих систем рассматриваемого класса основана на использовании эффектов инерции, а мера инерции есть масса. Указанная зависимость описывает предельные возможности пассивной упругоинерционной виброизоляции.

Практика эксплуатации железнодорожного транспорта показала необходимость создания универсальных стандартизованных упругодемпфирующих подвесок с регулируемой жесткостью при сборке и в эксплуатации. Жесткость таких подвесок регулируют в двух случаях: первый – в зависимости от массы транспортируемого груза, второй – подстройка жесткостных свойств подвески в эксплуатации по мере износа упругодемпфирующих элементов (УДЭ) подвески. С этой целью авторами разработан ряд таких подвесок, представленных в [5].

Следующий шаг в развитии упругоинерционных виброизолирующих устройств – создание конструкций с активно управляемой жесткостью упругого элемента при варьировании внешних воздействующих факторов.

Различают активный и пассивный способы управления жесткостью упругого элемента. Суть этих способов характеризуют диаграммы на рис. 1,2. При активном способе энергия упругого элемента с изменением жесткости может как уменьшаться $\Delta E < 0$ (см. рис.1, переключение 1-2 с жесткости C_0 на меньшую C_1), так и увеличиваться $\Delta E > 0$ (переключение 1-3 с жесткости C_0 на большую C_2), причем

$$\Delta E = 0,5(C - C_0)\omega_*^2,$$

где C_0 – величина исходной жесткости, C – жесткость после переключения, ω_* – деформация упругого элемента.

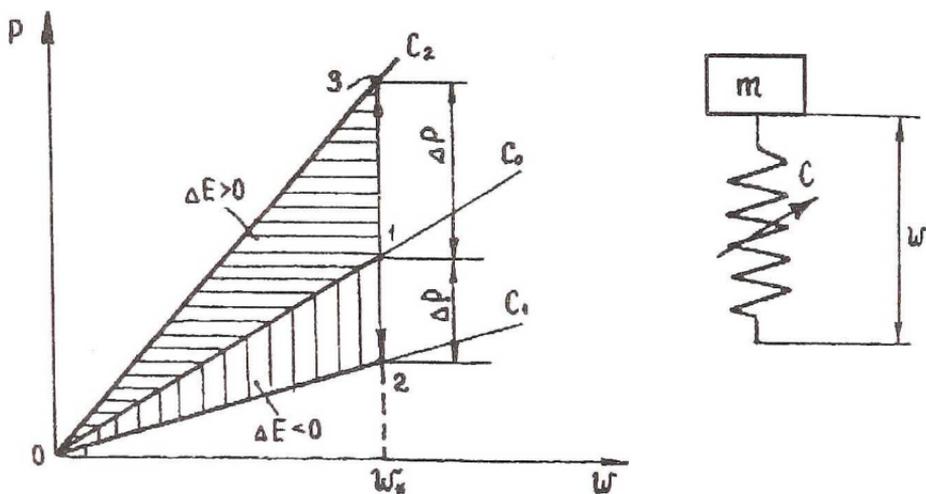


Рис.1. Диаграмма работы упругого элемента при активном управлении жесткостью

Переключение как на меньшую, так и на большую жесткость сопровождается скачкообразным изменением силы, передаваемой упругим элементом:

$$\Delta P = (C - C_0)w_*$$

Очевидно, что реализация такого переключения возможна при помощи устройств, способных как отводить энергию из упругого элемента, так и осуществлять подвод энергии.

Более рациональным является пассивный способ (рис.2), когда переключение жесткости производится путем блокировки (запирания) части упругого элемента виброизолятора. Энергетические затраты при этом малы, если запирание производится поперек силового поля. При пассивном переключении жесткости энергия извне в упругий элемент не поступает, а только накапливается в его частях, имеющих разную деформацию, а затем при разблокировке одной из частей рассеивается в запирающем устройстве.

Особенностью пассивного метода управления является то, что жесткость упругого элемента нельзя уменьшить менее некоторой первоначальной величины C_1 . Кроме того, при переключении с малой величины жесткости C_1 на большую C_2 (точка 1 на рис. 2) смещается положение статического равновесия системы объект – виброизолятор на величину

$$\omega_0 = (n - 1)n^{-1}\omega_1,$$

где $n = C_2 / C_1$ – соотношение жесткостей.

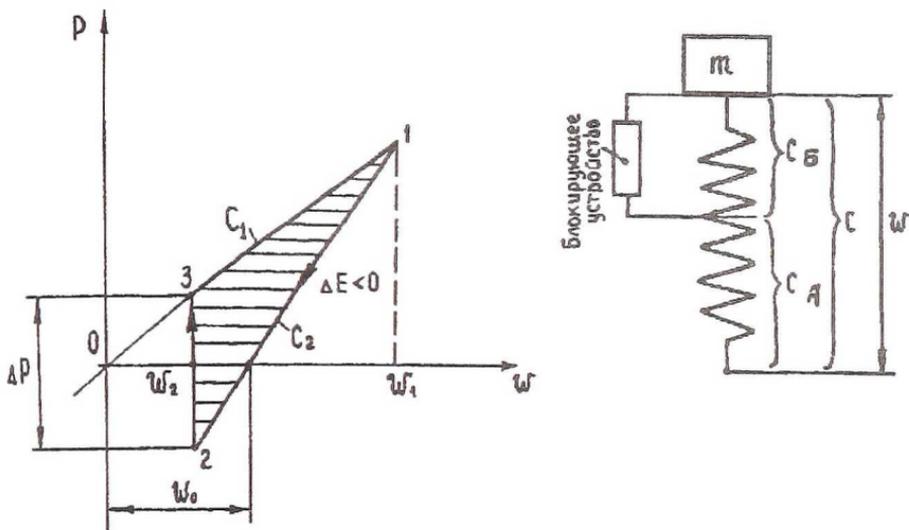


Рис.2. Диаграмма работы упругого элемента при пассивном управлении жесткостью

В этот момент энергетических изменений в упругом элементе не происходит. При обратном переключении с большей жесткости на малую (точка 2 на рис.2) происходит скачкообразное изменение силы в упругом элементе на величину

$$\Delta P = (\omega_1 - \omega_2)(n-1)C_1,$$

и высвобождается энергия

$$\Delta E = -0,5(\omega_1 - \omega_2)^2(n-1)C_1.$$

Величина этой энергии зависит от деформации упругого элемента в момент предыдущего переключения с малой жесткости на большую ω_1 , его деформации в момент обратного переключения - ω_2 , а также от величины n .

Для синтеза алгоритмов переключения жесткости может быть использована простейшая модель системы виброизоляции, представленная на рис. 3, где m - величина массы защищаемого объекта, C_A - жесткость свободной части упругого элемента, C_B - жесткость блокируемой части упругого элемента. В качестве блокирующего устройства принят демпфер, коэффициент сопротивления K которого принимает два значения: $K = 0$ (блокировки нет) и $K = \infty$ (демпфер и включенная с ним параллельно часть упругого элемента заблокированы). Модель не учитывает влияние масс подвижных частей реальных упругих элементов запирающего устройства и не отражает механику рассеивания энергии колебаний. Предполагается, что энергия, высвобождаемая при разблокировании, рассеивается в запирающем устройстве (демпфере).

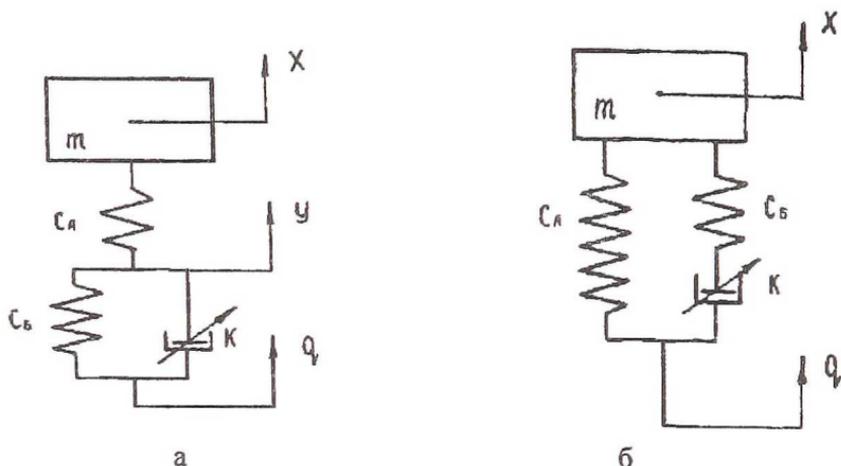


Рис. 3. Модель виброизоляторов с управляемой жесткостью при последовательном (а) и параллельном (б) соединении упругих элементов

С учетом вышеизложенного модель виброизолятора с переключаемой жесткостью описывается следующими уравнениями:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + C_A(x - y) = 0, \\ C_A(x - y) = C_B(y - x) + K(\dot{y} - \dot{q}), \\ K = \begin{cases} 0 & \text{при } U_{упр} = U_1 \\ \infty & \text{при } U_{упр} = U_2 \end{cases} \end{cases} \quad (1)$$

где $U_{упр}$ – управляющая функция; U_1, U_2 – значения управляющей функции.

При малой жесткости виброизолятора $C = C_1$ (демпфер разблокирован, $K=0$) уравнение 1 имеет вид:

$$m\ddot{x} + C_1(x - q) = 0,$$

где $C_1 = C_A \cdot C_B / (C_A + C_B)$.

При переключении на жесткость $C = C_2$ (демпфер заблокирован, $K = \infty$) движение объекта описывается уравнением:

$$m\ddot{x} + C_2(x - q) + P = 0,$$

где $C_2 = C_A$; $P = (n-1)(\omega_1 - \omega)C_1$ – сила, определяющая величину смещения равновесного состояния системы при блокировке части упругого элемента; ω_1 – деформация всего упругого элемента в момент блокировки; ω – текущая деформация всего упругого элемента.

Модель, описываемая уравнением 1, весьма удобна при исследованиях на аналоговых вычислительных машинах. При расчете на цифровых машинах более рациональна следующая форма записи уравнений:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + C(x - q) + P = 0 \\ C = \begin{cases} C_1 \text{ при } U_{упр} = U_1 \\ C_2 \text{ при } U_{упр} = U_2 \end{cases} \\ P = \begin{cases} 0 \text{ при } U_{упр} = U_1 \\ \frac{(n-1)}{n} C_1 \omega_* \text{ при } U_{упр} = U_2, \end{cases} \end{cases}$$

где ω_* - деформация упругого элемента в момент изменения жесткости.

Несмотря на то, что приведенные уравнения не в полной мере отражают процессы, происходящие в реальных системах при переключении жесткости пассивным методом, результаты расчетов по ним, как показывает практика, близки к экспериментальным. И только в тех случаях, когда необходим расчет параметров блокирующего устройства, используется более сложная модель виброизоляции, учитывающая инерционные свойства реальных блокирующих элементов и процессы, протекающие в них.

Основные приемы конструирования виброизоляторов с переключаемой жесткостью наиболее полно представлены в [6].

В схеме с параллельным соединением основного и дополнительного упругих элементов (рис.3,б) отношение жесткостей имеет вид:

$$n = (C_A + C_B) / C_A, \text{ т.е. } C_1 = C_B, C_2 = C_A + C_B.$$

Для схемы с последовательным соединением упругих элементов (рис. 3,а) справедливо:

$$n = C_B / (C_A + C_B), C_1 = C_A \cdot C_B / (C_A + C_B), C_2 = C_A.$$

Рассмотренные конструкции обладают примерно одинаковыми возможностями. Выбор той или иной схемы определяется в основном компоновочными возможностями. Тем не менее, следует отметить, что схема с параллельным соединением имеет менее нагруженную конструкцию, так как упругий элемент C_B не воспринимает статическую нагрузку.

Упругие элементы могут быть выполнены на основе пружин, рессор, пневмокамер. В последнем случае переключение жесткости можно осуществлять электроклапаном, установленным в перегородке между

газовыми полостями (см. рис.4 а,б). Конструкция гидравлического блокирующего устройства в виде линейного гидроцилиндра с двухсторонним выходом штока представлена на рис. 4,в.

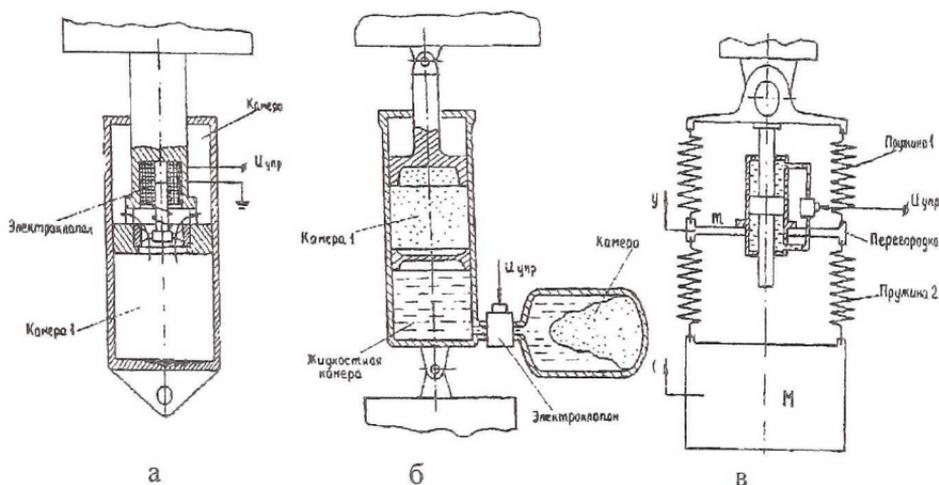


Рис. 4. Примеры виброизоляторов с переключаемой жесткостью: пневматические с $n \neq \text{const}$ [7] (а), $n = \text{const}$ [8] (б), пружинный с гидравлическим блокирующим устройством [9] (в).

В процессе проектирования для обеспечения заданных режимов выравнивания деформаций частей упругого элемента требуется определить такие параметры блокирующего устройства, как рабочая площадь поршня, площадь проходных отверстий клапана, оценить влияние утечек между полостями гидроцилиндра и в клапане на податливость блокирующего устройства. Для этого используются уравнения, описывающие динамику работы реального виброизолятора:

$$\begin{cases} M \ddot{x} + C_A(x - y) = 0, \\ M \ddot{y} + C_A(y - x) + C_B(y - q) + F = 0, \end{cases}$$

где M – масса защищаемого объекта; x – координата массы M ; m – приведенная масса подвижных частей гидрозатвора; y – координата приведенной массы m ; q – кинетическое воздействие со стороны транспортера; F – сила гидравлического сопротивления в блокирующем устройстве.

Гидравлическое сопротивление при закрытом клапане определяется из уравнений ламинарного истечения жидкости через неуплотненные зазоры в парах поршень – цилиндр, шток – цилиндр и в клапане по известной зависимости [10]:

$$F_1 = \frac{96F_n^2 \gamma_{ж} \nu}{\pi g \left(\sum_1^n \frac{D_i S_i^3}{L_i} \right)} (\dot{y} - \dot{q}),$$

где F_n рабочая площадь поршня гидрозатвора; $\gamma_{ж}$ - объемный вес жидкости; ν - кинематическая вязкость жидкости; g - ускорение свободного падения; D_i, S_i, L_i - соответственно диаметр, высота и длина кольцевой щели в i -й паре сопряжения.

При открытом клапане возможен как ламинарный режим течения, когда число Рейнольдса $R_e = L_k \nu / \nu$ (L_k - характерный размер каналов в клапане, ν - скорость движения жидкости) меньше критического $R_e < R_e^*$, так и турбулентный при $R_e > R_e^*$.

Для клапана с проходными каналами в виде n отверстий диаметром d и площадью f сила гидравлического сопротивления F_2 (при $R_e < R_e^*$) и F_3 (при $R_e > R_e^*$) находятся из зависимостей:

$$F_2 = \frac{32F_n^2 \gamma_{ж} \nu L_0}{d^2 g n f} (\dot{y} - \dot{q}), \quad F_3 = \frac{F_n^2 \gamma_{ж}}{2g \mu^2 n^2 f^2} (\dot{y} - \dot{q})^2,$$

где L_0 - длина канала истечения через отверстие диаметром d , μ - коэффициент расхода.

В уравнениях, описывающих работу виброизолятора с управляемой жесткостью, электромагнитный клапан предполагается безынерционным элементом.

По мнению авторов весьма перспективным направлением работ в рассматриваемой области виброизоляции является создание упругоинерционных элементов с плавным регулированием жесткости пружинного блока. В одной из таких разработок (рис. 5) введены специальные элементы 4 и 6, обеспечивающие требуемый характер соотношения характеристик пружин 8 и 10 при линейных колебаниях защищаемого объекта 1.

По - видимому, дальнейшее совершенствование таких устройств будет базироваться на применении стандартных согласующих элементов типа кулачковых муфт, эксцентриков, реечно-зубчатых зацеплений, шарнирно-рычажных звеньев и пр.

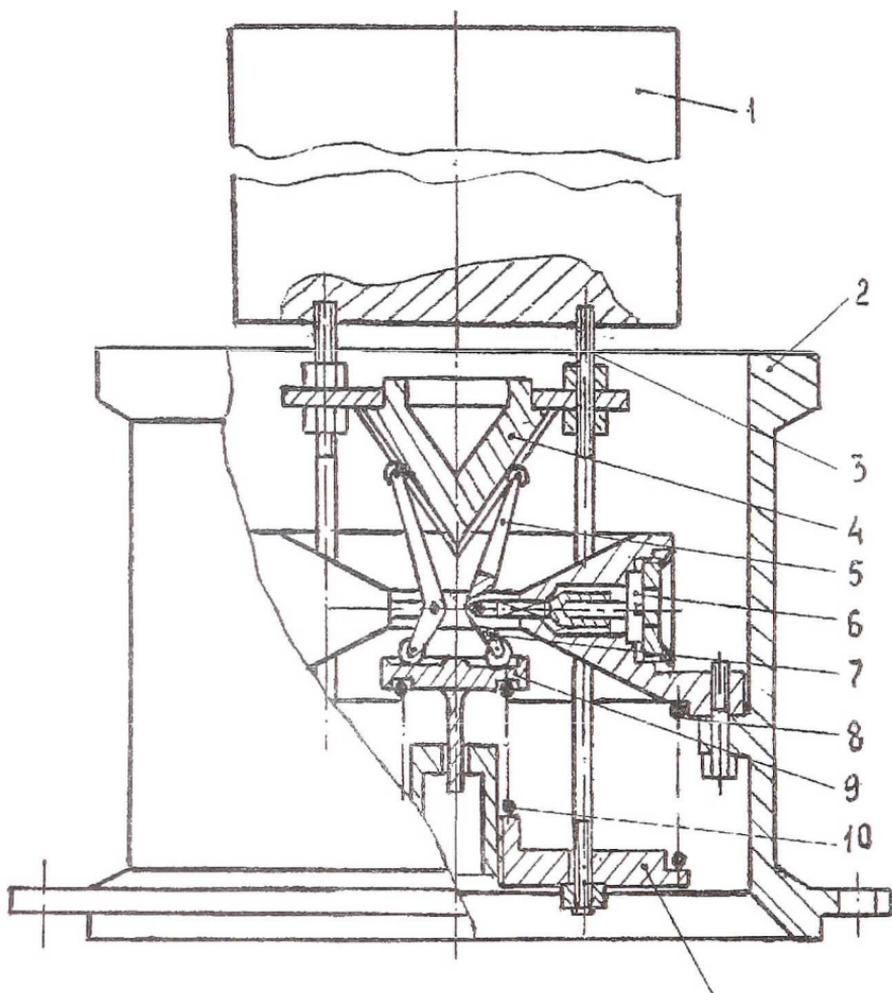


Рис. 5. Виброизолятор с механизмом плавного регулирования усилия пружинного блока:

1 – защищаемый объект; 2 – корпус виброизолятора; 3 – направляющая; 4 – согласующий профильный элемент; 5, 7 – рычаг; 6 – механизм согласования соотношения жесткостей пружин; 8 – основная пружина; 10 – добавочная пружина; 9, 11 – опоры пружин

Список литературы

1. Ден – Гартог Дж. П. Теория колебаний. – М.; Л.: Гостехиздат, 1942. – 464 с.
2. Генкин М.Д., Рябой В.М. Упругоинерционные виброизолирующие системы. Предельные возможности, оптимальные структуры. – М.: Наука, 1988. – 191 с.
3. Рябой В.М. О наименьшей массе упругоинерционных виброизолирующих систем // Изв. АН СССР. МТТ, 1980, №4. – С.59-67.
4. Рябой В.М. О предельных возможностях упругоинерционной виброзащиты // Изв. АН СССР. МТТ, 1982, №5. – С.37-44.
5. Виброизолирующие перестраиваемые механизмы: основы расчета и перспективы развития/ Ковтунов А.В., Мулюкин О.П., Паровой Ф.В. и др. // Вестник СГАУ, Серия «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», Выпуск 4, Часть 2. – Самара, СГАУ, 2000 г., С. 110-121 (статья в настоящем сборнике).
6. Чегодаев Д.Е., Шатилов Ю.В. Управляемая виброизоляция. – Самара, СГАУ, 1995. – 143 с.
7. А.с. 568770 СССР МКИ³ В60G23/00 F16F9/50. Устройство для гашения колебаний объекта / Н.В. Герасимов, Ю.В. Шатилов // Б.И. №30, 1977.
8. А. с. 1024615 СССР МКИ³ F16F9/50. Устройство для гашения колебаний объекта / Н.В. Герасимов, В.И. Крайнов, Ю.В. Шатилов и др.// Б.И. №23, 1983.
9. А. с. 771380 СССР МКИ³ F16F9/06. Амортизатор / Н.В. Герасимов, Ю.В. Шатилов // Б.И. №38, 1980.
10. Башта Т.М. Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств. – М.: Оборонгиз, 1961. – 475 с.