

УДК 62-567.5

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАГНИТОЖИДКОСТНЫХ ДЕМПФИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ШАССИ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

© 2012 Г. С. Аверьянов, В. Н. Бельков, А. Б. Корчагин, М. Ю. Агарин

Омский государственный технический университет

Рассматриваются основы расчета магнитожидкостных демпферов с целью улучшения эксплуатационных характеристик демпфирующих элементов шасси летательных аппаратов.

Элемент гашения колебаний, магнито - реологическая жидкость, магнитно-жидкостный демпфер, дросселирующий канал, коэффициент сопротивления.

Утилизация энергии динамических нагрузок, возникающих при рулежке и разбеге, а также поглощения нормируемой энергии удара при посадке летательного аппарата (ЛА) является важной технической задачей. Недостатком существующих элементов гашения колебаний (демпферов и амортизаторов) является конструктивная сложность, усугубляемая требованиями, предъявляемыми к массе шасси относительно массы ЛА, а также наличие ряда других взаимозависимых ограничений [1]. Применение магнито-реологических жидкостей (МРЖ) позволит упростить конструкции демпферов (амортизаторов), снизить затраты на содержание и ремонт техники, повысить надежность. Единственным недостатком МРЖ является их относительно высокая стоимость.

Нагрузки, возникающие при функционировании шасси ЛА, ограничены конструктивными возможностями как упругих элементов (пружин), так и гасителей колебаний (демпферов). Сопротивление гидравлических демпферов (амортизаторов) создается при перетекании масла через группы основных и дополнительных отверстий, причем дополнительные отверстия могут быть снабжены шариковыми клапанами [2], [3]. При обратном ходе (ходе отбоя) штока демпфера (амортизатора) масло продавливается сверху вниз через группы основных отверстий, в то время как дополнительные отверстия перекрыты клапанами, и, следовательно, сопротивление демпфера (амортизатора) велико. При прямом ходе (ходе сжатия) сопротивление уменьшается за счет

перетекания масла через обе группы отверстий. Предельная величина сопротивления, пропорциональная скорости поршня, ограничена центральным клапаном и, вследствие этого, необходимо усложнять конструкцию или ограничивать скорость элементов демпфера (амортизатора).

Другие конструкции демпферов (амортизаторов) снабжены клапанами прямого и обратного ходов. Пружины клапанов рассчитаны на определенный перепад давлений, возникающих в поршневой и штоковой полостях демпфера при колебаниях ЛА, что также приводит к необходимости усложнения конструкции или ограничения скорости передвижения элементов демпфера (амортизатора) [4].

Сопротивление магнито-жидкостного демпфера (МЖД) зависит от свойств рабочей магнито-реологической жидкости, вязкость которой изменяется в соответствии с изменениями управляющего магнитного поля [5].

МЖД (рис.1) содержит корпус 1, поршень 2 со штоком 3, гидравлические полости 4 и 5, заполненные МРЖ, дросселирующие каналы 6, расположенные по всему внешнему периметру поршня и соединяющие обе части гидравлических полостей, обмотку 7, размещенную в трубчатой части 8 корпуса 1, управляющее устройство 9 и датчик 10.

При внешнем воздействии на шток 3 поршень 2 начинает перемещаться вниз от исходного положения. Давление МРЖ полости 5 корпуса 1 становится больше, чем в штоковой полости 4. Датчик 10 вырабатывает электрический сигнал,

пропорциональный скорости перемещения поршня. Электрический сигнал подается в управляющее устройство 9, и с изменением величины тока в обмотке 7 изменяется вязкость МРЖ, а значит и сила сопротивления движению поршня, направленная противоположно внешнему воздействию.

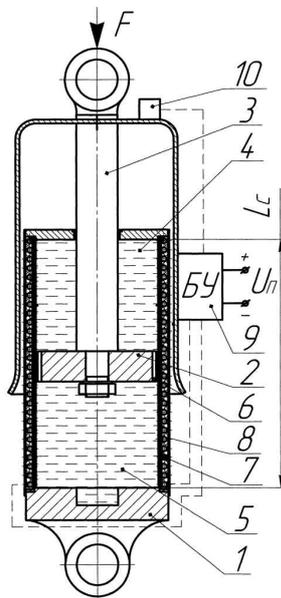


Рис. 1. Магнитно-жидкостный демпфер

Вследствие изменения направления движения поршня 2 давление МРЖ в гидравлической полости 4 становится больше, чем в полости 5, и весь процесс повторяется.

Размещение обмотки 7 по всей длине трубчатой части 8 корпуса 1 позволяет обеспечить сохранение управляющего воздействия на МРЖ до конца перемещения штока 3.

Известно [2], что коэффициенты сопротивления условных гидравлических демпферов (амортизаторов), установленных над осями опорных элементов, например, колес (объект «Д» на рис. 2), для прямого $k_{п}$ и обратного $k_{о}$ его ходов выбираются так, чтобы обеспечивалась заданная интенсивность гашения колебаний.

Опыт эксплуатации показал, что усилие демпфера (амортизатора) при обратном ходе должно быть на 15-20 % больше, чем при прямом ходе. Это связано с тем, что при прямом ходе жесткость упругого элемента увеличивается вследствие возрастания кинетической энергии ЛА,

поэтому возможно увеличение прохождения высокочастотных колебаний (вибраций), что отрицательно сказывается на оборудовании и экипаже. При обратном ходе подрессоренной массы ЛА высокочастотные колебания резко уменьшаются при уменьшении упругой силы (жесткости упругого элемента).

Согласно вышесказанному, теоретическая характеристика демпфера (амортизатора) для постоянной плотности жидкости [2] определяется как функция, полученная на основании принятых допущений

$$R_{Пм} = f(V_{П}),$$

где $R_{Пм}$ – наибольшее усилие на поршне демпфера,

$V_{П}$ – скорость поршня,

и при этом представляет собой два луча, выходящие из начала координат (рис. 3)

$$R_{П.п} = k_{п} V_{п} \text{ и } R_{П.о} = k_{о} V_{п},$$

где $R_{П.п}$ – сила сопротивления прямого хода демпфера, Н,

$R_{П.о}$ – сила сопротивления обратного хода демпфера, Н.

При проектном расчете МЖД определяются его основные размеры: $D_{п}$ (диаметр поршня), $D_{ш}$ (диаметр штока), $L_{д}$ (длина демпфера) и общая площадь дросселирующих каналов S , обеспечивающих равную с условным демпфером (т. е установленным над осью колеса, рис.2) интенсивность поглощения энергии колебательного движения ЛА.

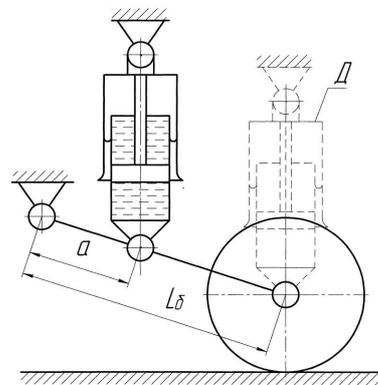


Рис. 2. Схема установки магнитно-жидкостного демпфера

Для упрощения расчета каждого отдельного значения вязкости МРЖ при колебательном движении ЛА принимаются допущения:

- 1) вязкость МРЖ в МЖД зависит от магнитного потока электромагнита;
- 2) сила сопротивления реального МЖД (усилие на поршне) R_{Π} считается пропорциональной скорости поршня V_{Π} :

$$R_{\Pi} = k(\mu)V_{\Pi},$$

где $k(\mu)$ – коэффициент сопротивления реального демпфера, зависящий от динамической вязкости μ и определяемый, в соответствии с первым допущением, отношением усилия на поршне R_{Π} к скорости V_{Π}

$$k(\mu) = \frac{R_{\Pi}}{V_{\Pi}} = \frac{R_K i_a}{V_K / i_a} = \frac{R_K}{V_K} i_a^2 = k_K i_a^2,$$

$H/(m/c)$,

где R_K – усилие на колесе,

V_K – скорость колеса,

i_a – передаточное отношение от опорного колеса к МЖД,

$$i_a = \frac{L_{\sigma}}{a} \quad (\text{рис.2});$$

k_K – коэффициент сопротивления колеса [1].

Тогда $k_{\Pi} = k_K i_a^2$ и $k_O = k_K i_a^2$;

- 3) наибольшее усилие на поршне МЖД при обратном ходе $R_{\Pi.O}$ принимается зависимым от жесткости упругого элемента

$$R_{\Pi.O} = c_{k1} z_k i_a,$$

где c_{k1} – приведенная к колесу жесткость (н/м) [1],

z_k – полный ход колеса КГМ [1]

представляет собой сумму статического z_{kc} и динамического z_{kd} ходов;

$$z_k = z_{kc} + z_{kd};$$

- 4) наибольшее усилие прямого хода равняется наибольшему усилию обратного хода

$$R_{\Pi.П} = R_{\Pi.O} = R_{\Pi m},$$

где $R_{\Pi.П}$ – наибольшее усилие прямого хода МЖД,

$R_{\Pi.O}$ – наибольшее усилие обратного хода МЖД,

$R_{\Pi m}$ – наибольшее усилие для точки А характеристики обратного хода (рис. 3).

При этом линия ОА на рис.3 совместится с линией ОБ;

- 5) расположенные по периметру поршня дросселирующие каналы считаются круглыми диаметром d_i .

В связи с принятыми допущениями необходимо отметить следующее.

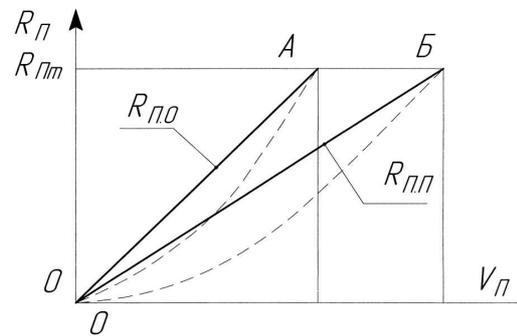


Рис.3. Теоретические характеристики гидравлического демпфера

1. При увеличении или уменьшении плотности МРЖ в результате изменения величины подводимого тока изменяется и крутизна характеристик в диапазоне А – В (рис.3).

2. Диаметр поршня D_{Π} определяется по следующему выражению:

$$\frac{\pi}{4} (D_{\Pi}^2 - D_{Ш}^2) p_m = R_{\Pi m},$$

где p_m – наибольшее давление в поршневой полости, Па.

Из рекомендуемого [2] соотношения

$$\chi = \frac{D_{Ш}}{D_{\Pi}} = 0,25 \dots 0,35$$

подстановкой

$D_{Ш} = D_{\Pi} \chi$ находится

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4 R_{\Pi m}}{\pi p_m (1 - \chi^3)}}.$$

Полный ход поршня определяется с запасом Δ , для исключения ударов поршня о днище и крышку демпфера

$$\Delta = 0,02 \dots 0,03 \text{ м,}$$

$$z_{Пм} = \frac{z_{кп}}{i_a} + \Delta$$

учитывается, что диаметр поршня $D_{П}$ приблизительно равен его длине $L_{П}$
 $L_{П} = z_{Пм} + D_{П}$.

3. Общая площадь S группы дросселирующих каналов поршня (поз.6, рис.1) определяется из уравнения расхода МРЖ при обратном ходе поршня. Объем МРЖ, вытесняемый в единицу времени кольцевой площадкой поршня $(S_{П} - S_{Ш})V_{П}$ при давлении p МРЖ, приравнивают к секундному расходу Q [2] МРЖ через отверстия с общей площадью S , определяемому по выражению:

$$Q = \gamma_o S \sqrt{2g \frac{p}{\rho}}$$

где γ_o – коэффициент расхода МРЖ, $\gamma_o \approx 0,7$ при истечении через дросселирующие каналы $l \leq 3d$ с общей площадью S ,
 ρ – плотность МРЖ, $\rho \leq 900 \text{ кг/м}^3$,
 $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения. Тогда

$$Q = (S_{П} - S_{Ш})V_{П} = \gamma_o S \sqrt{2g \frac{p}{\rho}}$$

Давление p МРЖ определяется через наибольшее усилие $R_{Пм}$ для точки A характеристики обратного хода (рис.3):

$$p = \frac{R_{Пм}}{S_{П} - S_{Ш}}$$

и подставляется в уравнение расхода:

$$Q = (S_{П} - S_{Ш}) \frac{R_{Пм}}{k_o} = \gamma_o S \sqrt{2g \frac{R_{Пм}}{\rho (S_{П} - S_{Ш})}}$$

или

$$S = \frac{S_{П} - S_{Ш}}{k_o \gamma_o} \sqrt{\frac{R_{Пм} \rho (S_{П} - S_{Ш})}{2g}}$$

4. Объем МРЖ, вытесняемый поршнем площадью $S_{П}$ со скоростью $V_{П}$, приравнивают к секундному расходу МРЖ через все дросселирующие каналы

$$V_{П} S_{П} = \gamma_o S \sqrt{2g \frac{p}{\rho}}$$

где S – общая площадь каналов. Скорость $V_{П}$ и давление p определяют как в предыдущем случае.

Зная общую площадь S и задаваясь числом дросселирующих каналов Z , находят их условный диаметр d_i

$$d_i = \sqrt{\frac{4S}{\pi Z}}, \text{ м.}$$

В заключение проверяют выполнение условия стабильности работы рассчитанного МЖД при изменении температуры и вязкости МРЖ: число Рейнольдса Re , определяемое (с учетом скорости $V_{эс}$ МРЖ в дросселирующем канале диаметром d_i) выражением

$$Re = \frac{V_{эс} d_i}{\nu}$$

для каждого дросселирующего канала, начиная со скорости катка

$$V_{к} = \frac{V_{км}}{\sqrt{2}}$$

должно быть больше критического числа $Re_{кр} = 30$ [1].

Для обратного хода МЖД скорость МРЖ $V_{оэс}$ (м/с) в Z дросселирующих каналах общей площадью S (м²) будет

$$V_{оэс} = V_{П} \frac{(S_{П} - S_{Ш})}{S} = V_{к} \frac{(S_{П} - S_{Ш})}{i_a S};$$

для прямого хода, согласно [2], скорость МРЖ $V_{пэс}$ определяется выражением

$$V_{пэс} = \frac{V_{к} S_{П}}{i_a \left(S + \frac{\gamma'_o}{\gamma_o} S_{к} + S_{д} \right)},$$

где γ'_o – коэффициент расхода на прямом ходе при истечении МРЖ, вытесняемой из цилиндра штоком через отверстия днища,

γ_o – коэффициент расхода при истечении из отверстий поршня,

$S_{к}$ – площадь отверстий днища,

$S_{д}$ – площадь дополнительных отверстий поршня

Так как в рассматриваемом МЖД дополнительное днище с отверстиями отсутствует (рис.1), то $S_k = 0$.

Площадь дополнительных отверстий поршня входит в общую площадь S . Поэтому предыдущая формула примет вид:

$$V_{\text{нж}} = \frac{V_{\kappa} S_{\Pi}}{i_a S}$$

Кинематическая вязкость ν МРЖ при начальной температуре 50°C выбирается в диапазоне значений вязкости, составляющих для солярного масла или дизельного топлива $7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, трансформаторного масла $10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, промышленных масел № 12 и № 20 – $12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ и $20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, для турбинного масла – $22 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, спиртоглицериновой смеси – $40 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, масла МТ16п – $110 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, специальной амортизаторной жидкости АЖ170 – $170 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Условие стабильности для обратного хода МЖД запишется в виде:

$$\text{Re} = V_{\kappa} \frac{(S_{\Pi} - S_{\text{ш}}) \cdot d_i}{S i_a \rho} \geq \text{Re}_{\text{кр}} = 30$$

или

$$\text{Re} = V_{\kappa} \frac{(S_{\Pi} - S_{\text{ш}}) \cdot d_i}{S i_a \rho} \geq 42$$

для прямого хода,

$$\text{Re} = \frac{V_{\kappa} S_{\Pi} d_i}{S i_a \rho} \geq 42$$

В качестве рабочей жидкости МЖД целесообразно применять МРЖ, характеристики которой выбираются в соответствии с условиями работы; передаточное число i_a желательно уменьшать.

Необходимо отметить, что

а) любое из уравнений расхода свидетельствует о квадратичной зависимости силы сопротивления R_{Π} поршня МЖД от его скорости V_{Π} .

Учитывается также, что реальные, в том числе и экспериментальные, характеристики МЖД имеют вид параболических кривых (пунктирные линии на рис.3), а не линейный вид;

б) наклон реальных характеристик МЖД будет зависеть от напряженности магнитного поля обмотки, а значит от вязкости МРЖ.

Применение МЖД позволяет улучшить эксплуатационные характеристики шасси ЛА, благодаря уменьшению зависимости технических характеристик демпфирующих устройств от возможностей элементов их конструкций за счет управления состоянием МРЖ.

Библиографический список

1. Житомирский, Г.И. Конструкция самолетов [Текст] / Г.И. Житомирский – М.: Машиностроение. 1991. – 395 С.
2. Буров, С.С. Конструирование и расчет танков [Текст] / С.С. Буров // Военная ордена Ленина Краснознаменная академия бронетанковых войск имени Маршала Советского Союза Малиновского Р.Я.: М.: Издание академии, 1973. – 602 С.
3. Дербаремдикер, А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей [Текст] / А. Д. Дербаремдикер – М.: Машиностроение, 1969. – 237 С.
4. Рулев, С.В. Методика оценки допустимой скорости движения подвижного агрегата с учетом режимов разгона, замедления и торможения [Текст] / С.В. Рулев и др. // Актуальные проблемы российской космонавтики: Труды XXXII Академических чтений по космонавтике. М.: Комиссия РАН. 2009. с. 308 – 309.
5. Шульман, З.П. Магнитореологический эффект [Текст] / З.П. Шульман, В.И. Кордонский – Мп.: Наука и техника, 1982. – 184 С.

DEVELOPMENT OF MAGNETIC FLUID DAMPERS OF AIRCRAFTS CHASSIS ELEMENTS

© 2012 G. S. Averianov, V. N. Belkov, A. B. Korchagin, M. Yu. Agarin

Omsk State Technical University

Basics of calculation of magnetic fluid dampers aimed to improve operational characteristics of damping elements of aircraft's chassis are considered.

Element of damping of oscillations, magnetorheological fluid, magnetic fluid damper, throttle channel, coefficient of resistance.

Аверьянов Геннадий Сергеевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Авиа и ракетостроение», Омский государственный технический университет. E-mail: avirs_43@mail.ru. Область научных интересов: разработка методик проектирования и исследований систем виброзащиты.

Бельков Валентин Николаевич, кандидат технических наук, профессор, декан факультета транспорта, нефти и газа, Омский государственный технический университет. E-mail: valentin-belkov@yandex.ru. Область научных интересов: разработка методик проектирования и исследований систем виброзащиты.

Корчагин Анатолий Борисович, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Безопасность жизнедеятельности», Омский государственный технический университет. E-mail: omankor@mail.ru. Область научных интересов: разработка методик проектирования и исследований систем виброзащиты.

Агарин Михаил Юрьевич, магистрант кафедры «Авиа и ракетостроение», Омский государственный технический университет. E-mail: mentat_misha@mail.ru. Область научных интересов: разработка методик проектирования и исследований систем виброзащиты.

Averianov Gennadiy Sergeevich, Dr., professor, head of “Avia- and missilery” department, Omsk state technical university. E-mail: avirs_43@mail.ru. Area of research: development of methods of project and design of research of system against vibration.

Belkov Valentin Nikolaevich, Cand.Tech.Sci, professor, Dean of “Transport, oil and gas” faculty, Omsk state technical university. E-mail: valentin-belkov@yandex.ru. Area of research: development of methods of project and design of research of system against vibration.

Korchagin Anatoliy Borisovich, Cand.Tech.Sci, docent, Docent of “Safety of life” department, Omsk state technical university. E-mail: omankor@mail.ru. Area of research: development of methods of project and design of research of system against vibration.

Agarin Michail Yurievich, graduate student of “Avia-and missilery” department, Omsk state technical university. E-mail: mentat_misha@mail.ru. Area of research: development of methods of project and design of research of system against vibration.