

Р. Н. СТАРОБИНСКИЙ

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА ГАСИТЕЛЕЙ ПУЛЬСАЦИЙ С ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ ФРИКЦИЕЙ

Проблема устранения колебаний давления в гидравлических коммуникациях занимает важное место при проектировании и доводке летательных аппаратов и двигателей. Кроме методов, связанных с изменением конструкции гидравлических систем и устранением источников, возбуждающих колебания, широкое распространение получили методы, связанные с постановкой различного рода гасителей пульсаций. Существующие в настоящее время многочисленные конструкции гасителей основаны на двух принципах гашения колебаний давления жидкости в трубопроводах:

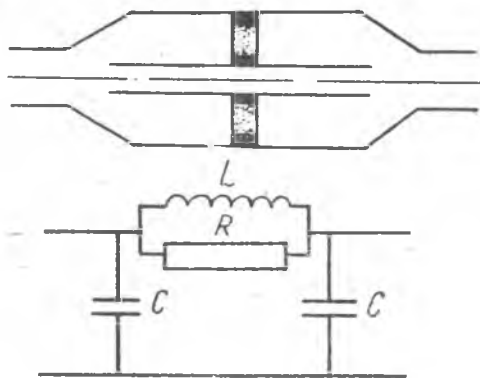
1. Изоляция энергии пульсирующего потока на участке «источник — фильтр». Для этого источник нагружается реактивным сопротивлением, работающим на принципе акустического фильтра низкой частоты.

2. Превращение энергии пульсирующего потока в тепловую. Для этого источник следует нагрузить активным акустическим сопротивлением, в котором происходит превращение кинетической энергии пульсирующего потока в тепловую.

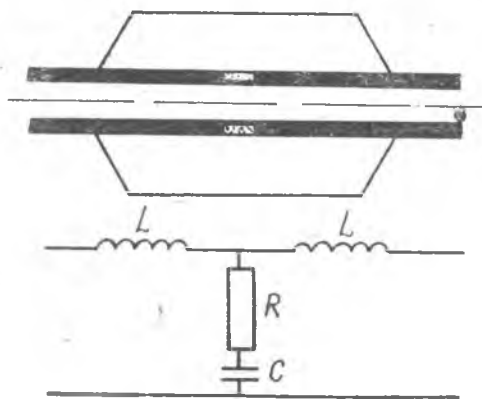
Второй принцип гашения достаточно широкого распространения не получил, ввиду того, что наличие дополнительных гидравлических сопротивлений приводит к увеличению сопротивления движению основного потока жидкости, к повышению средних давлений в магистралях и значительному росту мощностей нагнетательных устройств. В некоторых работах было обращено внимание на возможность рассеивания энергии пульсирующего потока жидкости на параллельно присоединенных гидравлических сопротивлениях. Примером такого гасителя является труба с поглощающей стенкой. Расчет распространения звука в трубе был сделан В. П. Константиновым. Однако гасители, построенные с применением трубы с погло-

щающей стенкой, оказались недостаточно эффективными, так как звукопоглощающие свойства применяемых материалов в области частот до 300 ± 400 гц незначительны. Эти обстоятельства подтверждаются результатами, полученными в работах Белова.

Специфика пульсирующего потока в гидравлических коммуникациях летательных аппаратов и их двигателей (высокие частоты вынужденных колебаний и ограниченные возможности в применении достаточно больших буферных емкостей, необходимых для эффективного гашения пульсаций реактивными фильтрами) побудили нас вновь обратиться к построению фильтров, рассеивающих энергию пульсирующего потока на гидравлических сопротивлениях. В настоящей статье рассматриваются некоторые возможности построения таких фильтров и дается предварительная оценка характеристик их основных элементов. В качестве простейших примеров фильтров с параллельной фрикцией на фиг. 1. 2 приведены два фильтра с элементами RL и RC и их эквивалентные электрические схемы.



Фиг. 1.



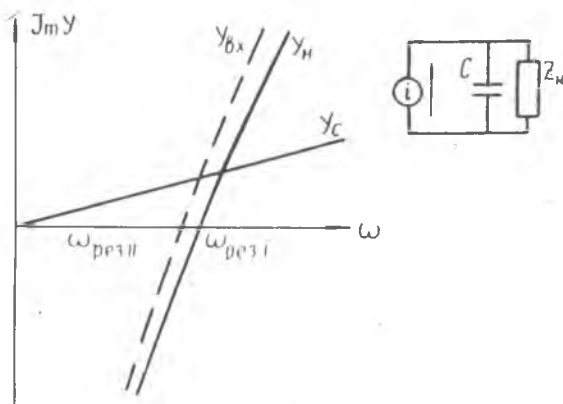
Фиг. 2

Конструктивно фильтр на фиг. 1 представляет собой емкость, разделенную на полости перегородкой с соединительной трубкой небольшого диаметра. Полости фильтра могут сообщаться также через небольшие отверстия в перегородке или через элементы перегородки, выполненные из пористого материала (типа МР.) В этом фильтре, кроме чисто акустических принципов гашения колебаний, используется явление рассеивания энергии пульсирующего потока при прохождении его через пористую стенку. Перепад давлений на стенке создается за счет инерции столба жидкости в трубке при изменении расхода. Во втором фильтре (фиг. 2) расход жидкости через пористый элемент стенки обуславливается сжимаемостью жидкости в полости 1.

Фильтры с параллельной фрикцией обладают существенными преимуществами

перед чисто реактивными фильтрами, проявляющимися особенно ярко на резонансных режимах.

Рассматривая систему, состоящую из источника колебаний, фильтра и нагрузки, можно показать, что при достаточной добротности контура нагрузки постановка фильтра, состоящего только из реактивных элементов, т. е. изменение «инерции» и «податливости» системы, приводит лишь к смещению резонансной частоты



Фиг. 3.

при незначительном изменении резонансных значений амплитуд колебаний. Между тем, постановка фильтров с параллельной фрикцией, т. е. введение в систему дополнительных гидросопротивлений для пульсирующего потока качественно меняет картину резонансных явлений и значительно снижает амплитуды колебаний во всей резонансной области.

На фиг. 3 проиллюстрировано смещение резонанса при постановке буферной емкости в систему с чисто реактивной нагрузкой. Здесь Y_n и Y_c — акустические проводимости нагрузки и буферной емкости, соответственно;

$Y_{вх} = Y_n + Y_c$ — входная акустическая проводимость системы.

Если ввести параметр резонансного гашения, как вносимого в систему затухания от резонансного режима до постановки фильтра к новому резонансному режиму после постановки фильтра

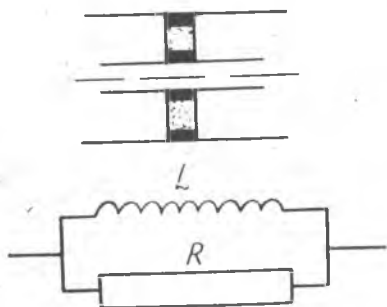
$$K_{рез} = \ln \frac{P_{рез I}}{P_{рез II}}$$

то по этому показателю фильтры с параллельной фрикцией значительно превосходят чисто реактивные фильтры (см. пример. 2 настоящей статьи).

Характеристики элемента RL

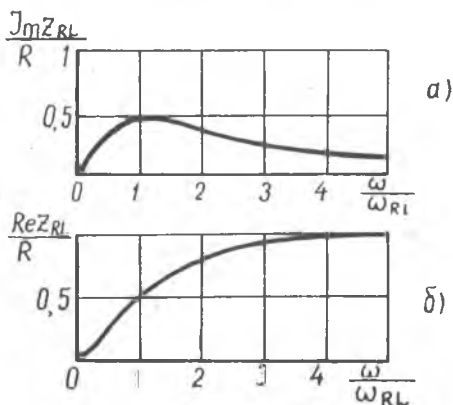
Одним из основных элементов, рекомендуемых нами для построения фильтров с параллельной фрикцией, является элемент RL (фиг. 4).

В дальнейшем для характеристики фильтров и их элементов будут использованы, в основном, эквивалентные электрические параметры. Соотношения между электрическими параметрами эк-



Элемент RL

Фиг. 4.



Фиг. 5.

вивалентных схем и гидравлическими параметрами магистралей общеизвестны

$$Z_{RL} = \frac{RLi\omega}{R + Li\omega} \quad ReZ_{RL} = R \frac{v^2}{1 + v^2} \quad ImZ_{RL} = R \frac{v}{1 + v^2}, \quad (1)$$

где $v = \frac{L\omega}{R} = \frac{\omega}{\omega_{RL}}$; $\omega_{RL} = \frac{R}{L}$.

Значения ReZ_{RL} и ImZ_{RL} приведены на фиг. 5а и 5б.

Как видно из фиг. 5 $Z_{RL}(\omega = 0) = 0$, т. е. стационарный поток проходит через элемент RL без потерь (мы не учитываем здесь входных и выходных потерь на трубке, считая их достаточно малыми). Действительно стационарный поток полностью проходит через трубку без потерь на параллельном сопротивлении. Для пульсирующего потока трубка представляет значительное сопротивление $Z_r = i\omega L$ и поток идет через пористую стенку. Это достаточно наглядно проиллюстрировано на фиг. 5.

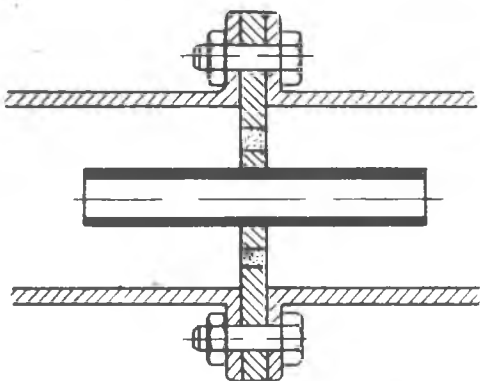
Легко показать, что для осуществления максимального активного сопротивления потоку на частоте ω_1 (при выбранной величине L_{Tp} , ограниченной потерями в трубке) следует выбирать R из соотношения

$$R = L\omega_1 \quad (\omega_1 = \omega_{RL})$$

при этом

$$ReZ_{RL} = \frac{1}{2} R = \frac{1}{2} L\omega_1. \quad (2)$$

То обстоятельство, что сопротивление элемента RL носит индуктивный характер, создает заманчивую перспективу применения фильтров с элементом RL для гашения пульсации в автоколебательных системах, где применение фильтров, состоящих из чисто реактивных элементов приводит, как правило, лишь к перестройке системы и возникновению автоколебаний на других частотах. Например, их применение весьма целесообразно в системах, где неустойчивая работа связана с одной из собственных частот трубопроводов; для демпфирования некоторых видов колебаний в камерах ЖРД, связанных с расходным механизмом, и в целом ряде других случаев. Причем, для гашения колебаний в автоколебательных системах целесообразно применение элементов RL в чистом виде. На фиг. 6 приведен один из возможных вариантов конструктивного выполнения такого гасителя.



Фиг. 6.

В качестве примера определим активную составляющую сопротивления гасителя с параметрами

$$l_{\text{тр}} = 15 \text{ см}, \quad d_{\text{тр}} = 1 \text{ см},$$

$$f_1 = 300 \text{ гц}.$$

Из соотношения (2) при $R = L\omega_1$

$$\text{Re}z_{RL} = \frac{1}{2} L\omega_1 = \frac{1}{2} \frac{l_{\text{тр}}}{f_{\text{тр}}} 2\pi f_1 = 180 \cdot 10^4 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{сек}}$$

Это соответствует постановке дросселя с активным сопротивлением

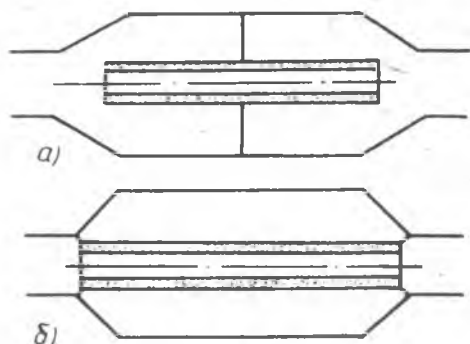
$$\Delta p_0 = \frac{1}{2} \text{Re}z_{RL} M_0,$$

где M_0 — стационарный массовый расход, для $M_0 = 2$ т. е. $\text{м}/\text{сек}$ ($G_0 \approx 20 \text{ кг}/\text{сек}$); $\Delta p_0 = 180 \text{ ат}$.

Конечно, постановка в проточную часть системы «обычной» дроссельной шайбы, на которой срабатывалось бы 180 ат, возможна только в исключительных случаях. Между тем, в рассмотренном примере такие активные сопротивления (для $f = 300 \text{ гц}$) достигнуты при минимальном сопротивлении основному потоку. Столь значительные активные гидравлические сопротивления способны намного снизить амплитуды колебаний давления в автоколебательных системах как за счет большого рассеивания энергии

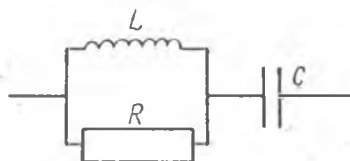
колебаний, так и за счет ослабления обратных связей, возбуждающих колебания.

Для построения фильтров с параллельной фрикцией могут быть использованы также и некоторые другие элементы, например, трубки с пористыми стенками. Примеры фильтров приведены на фиг. 7а и 7б. Принцип действия этих фильтров аналогичен принципу действия гасителей, рассмотренных ранее.



Фиг. 7.

Пример 1. Резонатор Гельмгольца с элементом RL . Рассмотрим характеристики резонатора, эквивалентная электрическая схема которого приведена на фиг. 8.



Фиг. 8.

Сопротивление такого резонатора

$$z = z_{RL} + z_c, \quad (3)$$

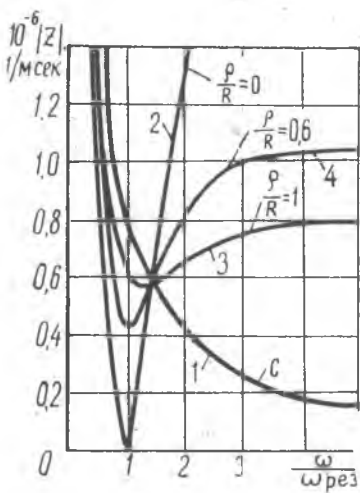
$$ReZ = ReZ_{RL},$$

$$ImZ = ImZ_{RL} + Z_c.$$

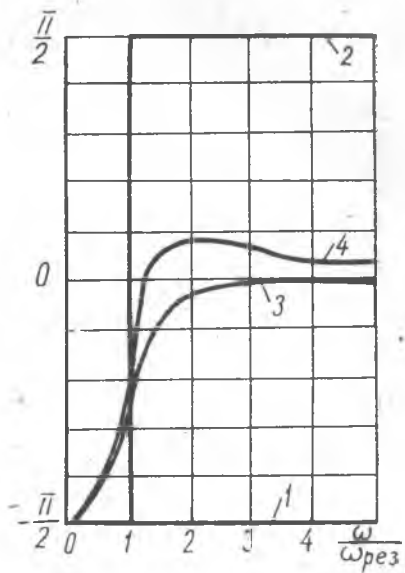
Как следует из соотношений (1), закон спада мнимой части z_{RL} ($J_m Z_{RL}$) при $\omega > \omega_{RL}$ близок к гиперболическому (т. е. совпадает по виду с $z_c = -i \frac{1}{\omega C}$, но противоположен ему по знаку). Таким образом, рассматриваемый резонатор обладает резонансом, образно говоря, во всем диапазоне частот $\omega > \omega_{RL}$. Из формул (3) следует, что при этом его сопротивление при достаточно больших частотах становится активным и равным сопротивлению в параллельной ветви элемента RL .

На фиг. 9 приведены значения сопротивлений емкости, идеального резонансного контура и резонаторов с элементом RL для двух значений $\frac{\rho}{R}$ (где $\rho = \sqrt{\frac{L}{C}}$). На фиг. 10 приведена фазовая характеристика сопротивления резонатора.

Как видно из фиг. 9, начиная с определенного значения $\omega_{гр}$ сопротивление резонаторов с элементом RL остается меньше R ($|Z| < R$). Этим же свойством обладает и чисто емкостное сопротивление, но потребная емкость увеличивается в 1,4 раза. Кроме того, реактивный характер емкостного сопротивления, как было



Фиг. 9.

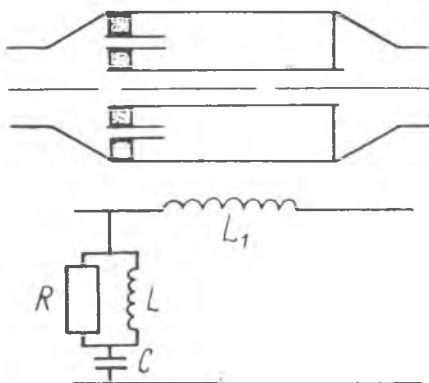


Фиг. 10.

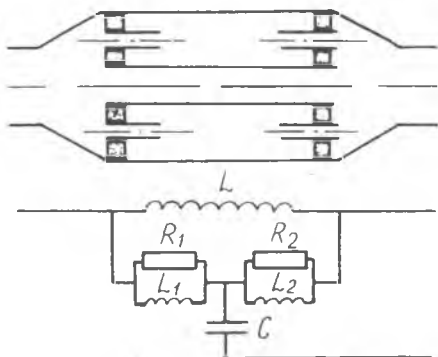
показано ранее, вместо желаемого эффекта снижения амплитуд колебаний в системе может привести в некоторых случаях лишь к смещению резонанса.

На фиг. 11 и 12 приведены фильтры, использующие в качестве одного из элементов резонатор с элементом RL .

Фильтр на фиг. 12 построен по мостиковой схеме с протоком резонансной емкости, что важно для криогенных компонентов. При малых частотах, когда инерция жидкости в основной трубке



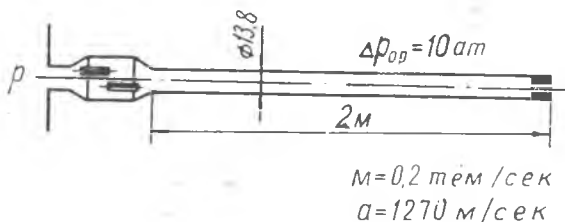
Фиг. 11.



Фиг. 12.

невелика, он работает как резонатор. При больших частотах он близок к Т-образному фильтру с элементами RL в боковых ветвях.

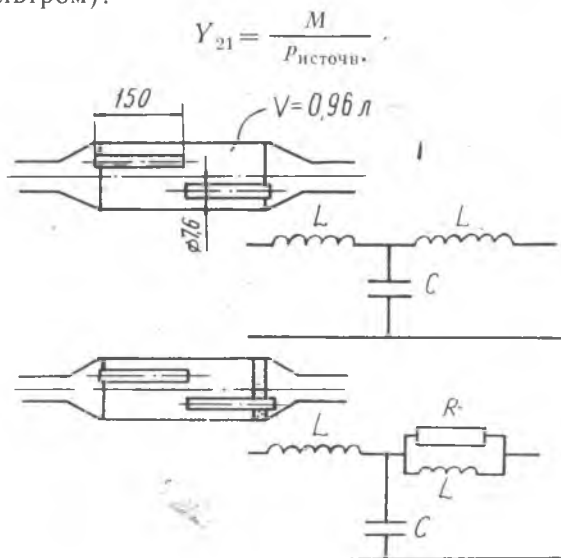
Пример 2. Рассмотрим работу фильтра с элементом RL в системе и сравним с работой аналогичного фильтра из чисто реактивных элементов. На фиг. 13 показана система, состоящая из источника давления, фильтра и нагрузки — трубопровода с гидросопротивлением.



Фиг. 13.

В качестве фильтров выбраны Т-образный реактивный фильтр с граничной частотой $\omega_{гр} = 1000 \frac{1}{\text{сек}}$ ($f = 159 \text{ гц}$) и аналогичный фильтр с элементом RL в одной из ветвей (фиг. 14).

Демпфирующие свойства фильтров оценивались по изменению величины массового расхода жидкости на выходе из фильтра (M_2), определяющей максимальную амплитуду колебаний в системе (или, что то же самое, по величине «переходной» проводимости системы с фильтром).



Фиг. 14

Путем несложных алгебраических преобразований выражений теории линейных цепей легко показать, что

$$Y_{21} = \frac{G_1}{z_H + z_{2к,3}} \quad (4)$$

$$G_{21} = \frac{p_2}{p_1} (M_2 = 0). \quad (5)$$

$$z_{2к3} = \frac{p_2}{M_2} (p_1 = 0). \quad (6)$$

Здесь z_H — сопротивление нагрузки;

$$z_H = \frac{R_{дp} + z_0 i \operatorname{tg} \frac{\omega l}{a}}{\frac{R_{дp}}{z_0} i \operatorname{tg} \frac{\omega l}{a} + 1}, \quad (7)$$

где $z_0 = \frac{a}{f}$ — волновое сопротивление жидкости в трубопроводе;

$R_{дp} = \frac{2\Delta p_{дp}}{M_H}$ — сопротивление дросселя.

Из формулы (4) вносимое в систему затухание

$$K_{вн} = \ln \frac{M_2}{M_\Phi} = -\ln G_{21} + \ln \left| \frac{z_H + z_{2к3}}{z_H} \right|. \quad (8)$$

Как видно из этой формулы, для случая источника давления вносимое затухание можно разделить на две составляющие ($K_{вн1}$ и $K_{вн2}$).

$$K_{вн1} = -\ln G_{21} = -\ln (\mu^2 - 1), \text{ где } \mu^2 = \omega^2 LG. \quad (9)$$

Из формулы (5) следует, что этот эффект аналогичен эффекту на делителе напряжений в электрической цепи

$$K_{вн2} = \ln \left| \frac{z_H + z_{2к.3}}{z_H} \right|, \quad (10)$$

$K_{вн2}$ учитывает эффект взаимодействия нагрузки с фильтром. Значения $K_{вн1}$, $K_{вн2}$ и $K_{вн}$ для рассматриваемых типов фильтров приведены на фиг. 15.

Как видно из фиг. 15, для данной системы фильтр с параллельной фрикцией обладает более стабильными (по частоте) характеристиками.

Рассмотрим очень важную, на наш взгляд, характеристику фильтров — резонансное затухание, вносимое в систему. Нетрудно показать, что для чисто реактивного фильтра при высокой добротности нагрузки, т. е. при

$$\left| \frac{\partial}{\partial \omega} z_H \right| \gg \left| \frac{\partial}{\partial \omega} z_{2к.3} \right| \quad (11)$$

$$\left| \frac{\partial}{\partial \omega} z_H \right| \gg \left| \frac{\partial}{\partial \omega} G_{21} \right|$$

$$K_{\text{вн } 1 \text{ рез}} \approx K_{\text{вн } 2}(\omega_{\text{рез}}). \quad (12)$$

$$K_{\text{вр } 2 \text{ рез}} \approx \ln \left| \frac{\text{Re } z_{\text{н}}(\omega_1) + \text{Re } z_{2\text{к}3}(\omega_1)}{z_{\text{н}}(\omega_{\text{рез}})} \right|. \quad (13)$$

где ω_1 определено из условия $\text{Im} Z_{\text{н}}(\omega_1) = -\text{Im} Z_{2\text{к}3}(\omega_1)$.

Откуда для реактивного фильтра

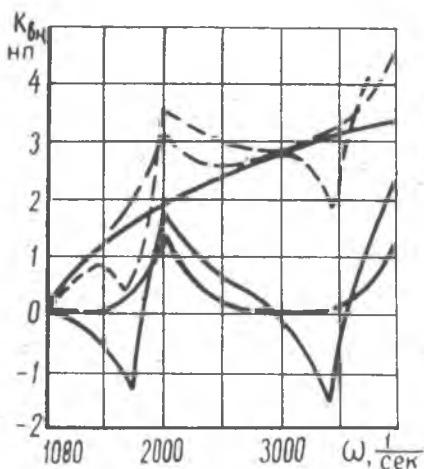
$$K_{\text{вн } 2 \text{ рез}} \approx 0. \quad (14)$$

Для фильтра с фрикцией

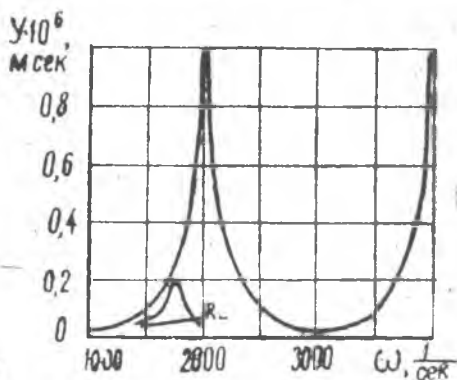
$$K_{\text{вн } 2 \text{ рез}} \approx \ln | Y_{\text{н}}(\omega_{\text{рез}}) \text{Re } Z_{2\text{к}3}(\omega_1) |. \quad (15)$$

$K_{\text{вн } 2 \text{ рез}}$, определенное из формулы (15) соизмеримо с $K_{\text{вн } 1 \text{ рез}}$.

На фиг. 16 приведены значения переходной проводимости для системы с фильтром и без фильтра.



Фиг. 15.



Фиг. 16.

Для системы с чисто реактивным фильтром

$$\left| \frac{Y_{21 \text{ ф рез}}}{Y_{21 \text{ рез}}} \right| = 0,167, \quad (K_{\text{вн рез}} = 1,79 \text{ нп}).$$

Для фильтра с фрикцией

$$\left| \frac{Y_{21 \text{ ф рез}}}{Y_{21 \text{ рез}}} \right| = 0,043 \quad (K_{\text{вн рез}} = 3,15 \text{ нп}).$$

Как видно из фиг. 16, максимальное значение переходной проводимости для фильтра с параллельной фрикцией почти в 4 раза меньше, чем для чисто реактивного фильтра, а резонансные затухания для них равны соответственно 3,15 и 1,79 нп. Таким образом, для достижения тех же величин максимального значения переходной проводимости (Y_{21}) фильтр с параллельной фрикцией может иметь почти в 4 раза меньшую емкость. При этом вес гасителя значительно уменьшается.

В заключение отметим, что полученные в данной работе результаты нуждаются в экспериментальной проверке. Однако приведенные, даже частичные, результаты говорят о перспективности применения фильтров с параллельной фрикцией для гашения колебаний в гидравлических коммуникациях летательных аппаратов и их двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. П. А. Гладких, С. А. Хачатурян. «Вибрации в трубопроводах и методы их устранения», Машгиз, 1959.
 2. П. А. Гладких, С. А. Хачатурян. «Предупреждение и устранение колебаний нагнетательных установок». Машиностроение, 1964.
 3. Л. И. Инзель. «Основы глушения шума выхлопа двигателей внутреннего сгорания». Машгиз, 1949.
-