

УДК 681.5.033.5

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВАРИАНТОВ ВОЗМОЖНЫХ РЕШЕНИЙ ЛИНЕЙНЫХ И НЕЛИНЕЙНЫХ ЗАДАЧ ГИДРОМЕХАНИКИ С УЧЕТОМ РЕЗУЛЬТАТОВ ПРОГНОЗНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

П. В. ПЕТРОВ¹, Л. Р. ВАКИЛОВА²

¹ pgl.petrov@mail.ru, ² liana_vakilova@mail.ru

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 20.04.2020

Аннотация. Рассматриваются проблемы аналитического и численного моделирования современных гидромеханических устройств автоматики ГТД. Показана сходимость аналитического и численного исследований гидромеханических устройств при малых и больших сигналах управления, а также обсуждается возможность получения более полных и адекватных результатов в случае применения алгоритмического (компьютерного) моделирования. Показывается необходимость применения методов автоматизации проектирования, а также создания специализированных пакетов прикладных программ, действующих на едином банке данных, для обеспечения дальнейшего успешного решения возникающих в гидромеханических системах нелинейных задач.

Ключевые слова: авиационный двигатель; диагностическое моделирование; нелинейные явления; устройства гидроавтоматики; математические модели; численное исследование; вычислительный эксперимент.

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Исторически сложилось так, что на первых этапах исследования любого технического объекта его характеристики анализируются по линейной (приближенной) математической модели. То есть математическая модель рассматриваемого устройства с той или иной степенью точности описывается линейными дифференциальными уравнениями.

Во всех рассмотренных задачах широко применим принцип наложения. И для широкого круга задач вполне достаточно было линейного приближения с применением линейных или линеаризованных уравнений гидродинамики, для которых имеется хорошо разработанный математический аппарат.

Не стали исключением и гидромеханические системы, подавляющее большинство которых разрабатывается на основе линейных методов теории автоматического регулирования. Общая схема синтеза в этом случае представляет собой следующую последовательность: для разработанной неизменяемой части системы определяются показатели точности, устойчивости и управляемости и дается заключение о необходимости коррекции свойств; как правило, подбирается интегро-дифференцирующее корректирующее звено с такими нулями и полюсами, которые обеспечивают необходимые запасы (запасы на неточность модели) требуемых свойств.

Применяемые в этом случае линейные математические модели, имеющие аналитическое решение, являются наиболее про-

стями в плане разработки и реализации. Но для получения линейной математической модели приходится делать ряд достаточно серьезных допущений, что приводит к существенному искажению.

Вопрос, нужны или не нужны линейные методы моделирования, не обсуждается; конечно, нужны, особенно, когда проектирование только начинается и неизвестна структура регулятора. Они позволяют провести первичный анализ характеристик агрегатов и их взаимосвязей. Аналитические методы реализации линейной модели позволяют на ранних этапах проектирования изучить точность, устойчивость и управляемость систем.

К сожалению, реальные системы являются нелинейными. В гидромеханических системах, помимо естественных нелинейностей (нечувствительность, насыщение, люфт и др.), имеют место искусственные нелинейности, обусловленные, в первую очередь, применением регуляторов с перестраиваемыми структурами. Применять общепринятые линейные методы в этом случае недостаточно.

Современный уровень компьютерных технологий дает возможность решать более сложные задачи, которые в прошлом казались практически неразрешимыми. Одновременно повышение уровня развития вычислительной техники и возможность решать сверхзадачи обязывает разработчика переходить к более сложному и подробному описанию исследуемых механотронных систем.

С развитием современных вычислительных средств и программного обеспечения наиболее перспективным направлением при проведении теоретических исследований работы объемных гидроприводов в нелинейной постановке становятся вычислительные методы решения уравнений, описывающих динамические процессы. Для этого разрабатывается методика математического моделирования на основе пакетов Matlab, Mathcad, Maple и др.

В настоящее время при проектировании сложных систем уже широко используются различные пакеты прикладных программ. Наиболее представительными из них явля-

ются: VisSim, Control System и Simulink. Однако эти и многие другие пакеты предназначены для синтеза систем с желаемыми линейными динамическими характеристиками; в них, наряду с линейными, имеются типовые нелинейные звенья, но использование их в случае, например, представления модели в виде пространства состояний или в частотном виде весьма проблематично. Информация о пакетах прикладных программ, использующих нелинейные модели различной сложности для моделирования динамических гидромеханических систем, а также об автоматизации предконструкторского синтеза гидромеханических устройств, отсутствует.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Вопросы проектирования и исследования гидромеханических устройств рассматриваются во многих изданиях. Главной отличительной особенностью проектирования таких систем является, как уже отмечалось выше, использование аналитических методов. При таком подходе применяются линейные стационарные методы теории автоматического регулирования, основное условие которых – рассмотрение поведения системы вблизи положения равновесия, что приводит к рассмотрению уравнений с постоянными коэффициентами. Весьма удобные и универсальные линейные методы в условиях отсутствия приемлемых альтернатив, несмотря на значительные погрешности описания, получили широкое распространение.

Развитие науки и техники ведет к возникновению техники больших систем, и в связи с этим четко проявляется необходимость использования системного подхода к решению различных задач проектирования, в частности анализа и синтеза.

Разбиение технического объекта на элементы, взаимодействующие между собой, рассмотрение его как системы и изучение его свойств во взаимосвязи с элементами и связями между ними составляет сущность системного подхода. Сам процесс расчленения системы на ряд подсистем, каждая из которых, в свою очередь, может быть разбита еще на ряд подсистем и т. д., называется

декомпозицией системы, которая заканчивается, когда в подсистемах окажется уровень элементов. Элемент системы является ее наименьшей неделимой частью и не может существовать отдельно от других элементов. Состояние одного элемента определяется состоянием и поведением остальных элементов системы. Свойства же системы в целом зависят от количества элементов и их свойств, а также от характера взаимодействия между ними. Из этого вытекает понятие многоуровневой системы, где каждый шаг декомпозиции определяет низший уровень системы.

Применительно к анализу гидромеханических систем наибольшее распространение получили такие методы декомпозиции, как метод разбиения на типовые линейные динамические звенья, метод графов и метод конечных элементов.

Самым распространенным среди них считается метод разбиения на типовые линейные динамические звенья.

Применение метода графов позволяет устранить проблему анализа многомерных систем.

В теории цепей нашли применение два вида графов: структурные и сигнальные (направленные) графы. Структурные графы отражают структуру связей между элементами, из которых состоит система. Используя структурные графы, законы сохранения и методы матричной алгебры, можно получить уравнения, описывающие связи между переменными, которые вместе с уравнениями элементов составляют общую систему уравнений цепи.

Сигнальные графы определяют путь распространения сигнала в цепи и позволяют непосредственно по схеме графа цепи получить уравнения, описывающие цепь, и наоборот, имея определенным образом составленную систему уравнений, можно построить сигнальный граф. Используя ряд правил преобразования графа, можно свести всю систему уравнений цепи к одному уравнению, которое будет связывать параметры входа и выхода.

Отметим также, что между структурными схемами и графами существует взаимно однозначное соответствие, т. е. по заданной

структурной схеме может быть построен соответствующий ей граф того или иного вида, и наоборот. При этом структурные схемы более наглядно отражают функциональные свойства системы, но в то же время менее совершенны в математическом отношении, чем графы. Развитый математический аппарат теории графов позволяет проводить более глубокие исследования структурных свойств систем, чем это возможно на уровне структурных схем, однако является очень сложным для использования.

Еще один метод декомпозиции – применение теории конечных элементов. Применительно к анализу характеристик гидравлических систем методы теории конечных элементов, широко используемые в электро- и радиотехнике, дают более наглядные результаты и быстрее приводят к цели. Теория конечных элементов используется также и для анализа гидравлических и пневматических систем.

Анализ линейной модели и синтез привода с заданными точностью, устойчивостью и управляемостью могут быть выполнены любым из известных способов: корневого годографа, частотными методами или пространства состояния. Применение специализированных пакетов прикладных программ, например, Control System, позволяет автоматизировать не только анализ, но и некоторые процедуры синтеза.

Однако линейная модель дает достоверные результаты только при малых отклонениях от положения равновесия; при возрастании сигнала управления устойчивость привода увеличивается, исходный неустойчивый привод может стать устойчивым. Длина щели, как правило, бывает переменной и описывается нелинейной зависимостью, ширина щели всегда ограничена, при механическом контакте имеет место сухое трение, имеется множество других факторов, не учитываемых линейными построениями.

Линейная модель, с одной стороны, используется как тестовая (при малых сигналах управления результаты обеих моделей должны совпадать), с другой стороны – как средство определения наиболее оптимального направления численного исследования.

Главное достоинство линейной модели состоит в возможности аналитического исследования [1].

Но при малейшей попытке линеаризации системы уравнений многие явления буквально исчезают, в т. ч. пропадают и все существенные нелинейности, такие как нелинейность характеристик силы трения, их, в частности, искусственно выравнивают, принимая допущение о квазистационарности процессов. При этом на данный момент существует ряд пакетов и решателей, которые позволяют получить численное решение дифференциальных уравнений, которые за неимением их до сего времени приходилось линеаризовывать, другими словами, «выкручивать руки», чтобы получить удобоваримое решение рассматриваемых систем.

Появление современных быстродействующих ЭВМ дало новый толчок для совершенствования проектирования систем. ЭВМ позволяют не только получить те же самые результаты, что получены при линейном исследовании, но и в дальнейшем исследовать нелинейную систему.

Сравнительная оценка и демонстрация возможностей аналитических и численных методов выполняется на примере гидравлического следящего привода и переливного клапана, которые являются типичными представителями широкой группы гидромеханических устройств.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

Вначале рассмотрим математические модели гидромеханического следящего привода (рис. 1), полученные при обычных допущениях, и результаты численного интегрирования для некоторых значений исходных данных.

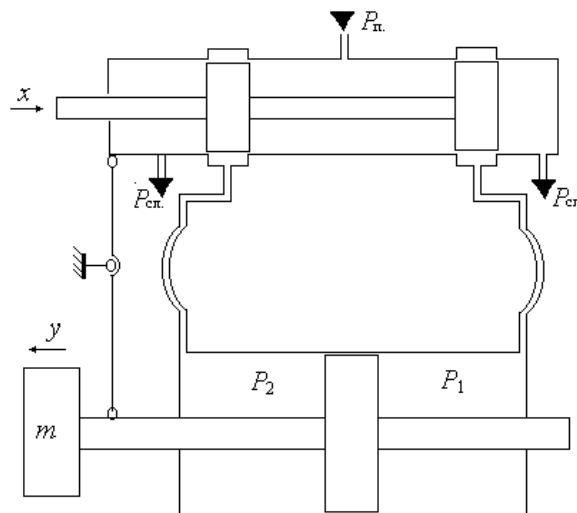


Рис. 1. Принципиальная схема гидромеханического следящего привода

Под гидравлическим следящим приводом понимается регулируемый гидропривод с пропорциональным управлением, ведомое звено гидродвигателя которого перемещается в соответствии с неизвестным, заранее управляющим воздействием. Простейший гидравлический следящий привод и линейная модель в виде структурной схемы показаны на рис. 1 и 2.

Линейная математическая модель гидравлического следящего привода представлена в различных источниках, например [1]. Общей чертой этих моделей является наличие интегрального и колебательного звеньев, охваченных жесткой обратной связью.

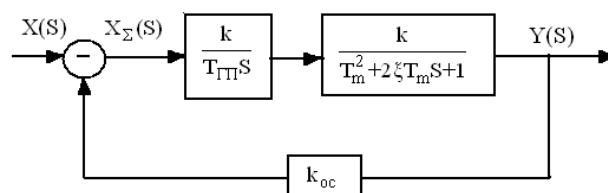


Рис. 2. Структурная схема гидромеханического следящего привода

Простейшая нелинейная математическая модель гидромеханического следящего при-

вода представлена ниже. Статическая модель в данном случае включает в себя одно уравнение и выражение для ограничения ширины щели:

$$\begin{cases} \bar{Q}_r^0 = \bar{x}_{щ}^0 \sqrt{1 - \bar{p}_r^0} \\ \bar{p}_r^0 = \bar{p}_1^0 - \bar{p}_2^0 \\ 0 \leq \bar{x}_{щ}^0 \leq 1, \end{cases} \quad (1)$$

где $\bar{Q}_r^0, \bar{x}_{щ}^0, \bar{p}_r^0$ – соответственно, расход жидкости через клапан, ширина щели, перепад давления.

Кроме того, для каждого положения равновесия привода ширина щели идеального золотника равна нулю

$$\bar{x}_{щ}^0 = \bar{x}^0 - k_{oc} \bar{y}^0 = 0, \quad (2)$$

где $\bar{x}_{щ}^0, \bar{x}^0, k_{oc}, \bar{y}^0$ – соответственно, ширина щели, перемещение золотника, коэффициент обратной связи, перемещение поршня.

В данном случае статическая модель имеет предельно простую форму. В общем случае она может включать систему равновесных уравнений, определяющих начальные условия, и систему граничных условий и ограничений.

Размерная динамическая модель гидравлического следящего привода при определенных допущениях [1] включает в себя систему дифференциальных уравнений сил и расходов для двух рабочих щелей и квазистационарное уравнение для ширины щели (уравнение обратной связи):

Уравнение баланса сил на поршне

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = p_1 F_1 - p_2 F_2 - k_v \frac{dy}{dt} - R - F_c. \quad (3)$$

Уравнения неразрывности расходов

$$\begin{aligned} \mu_1 b_1 x_{щ1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_1)} &= F_1 \frac{dy}{dt} + \frac{V_{10} + F_1 y}{E} \frac{dp_1}{dt}, \\ \mu_2 b_2 x_{щ2} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2} &= F_2 \frac{dy}{dt} + \frac{V_{20} - F_2 y}{E} \frac{dp_2}{dt}, \end{aligned} \quad (4)$$

$$x_{щ1} = x_{щ2} = x - k_{oc} y,$$

где m – масса поршня; F_1, F_2 – соответственно площади поршня в правой и левой

полостях гидроцилиндра; p_1, p_2 – соответственно давление в правой и левой полостях гидроцилиндра; $b_1, b_2, x_{щ1}, x_{щ2}$ – соответственно длина и ширина первой и второй щелей; μ – коэффициент расхода дросселирующей щели; k_{oc} – коэффициент обратной связи; V_{10}, V_{20} – соответственно начальные объемы первой и второй полостей; R – величина полезной нагрузки; F_c – величина сухого трения; E – модуль объемной упругости; p_{10}, p_{20} – соответственно начальное давление в правой и левой полостях гидроцилиндра; $y(0)$ – начальное положение поршня.

С учетом ограничения ширина щели может быть определена следующим образом:

если $x - k_{oc} \cdot y < x_{max}$, тогда $x_{щ} = x - k_{oc} \cdot y$;
если $x - k_{oc} \cdot y \geq x_{max}$, тогда $x_{щ} = x_{max}$.

Изменение ширины щели (в зависимости от вида командного сигнала) может быть представлено в виде одного из выражений:

$$x = \begin{cases} 1(t) \\ v_0 t \\ A \sin(\omega t) \\ \text{и т. д.} \end{cases} \quad (5)$$

На рис. 3 представлены результаты численного интегрирования при малых сигналах управления ($\Delta x \ll x_{max}$).

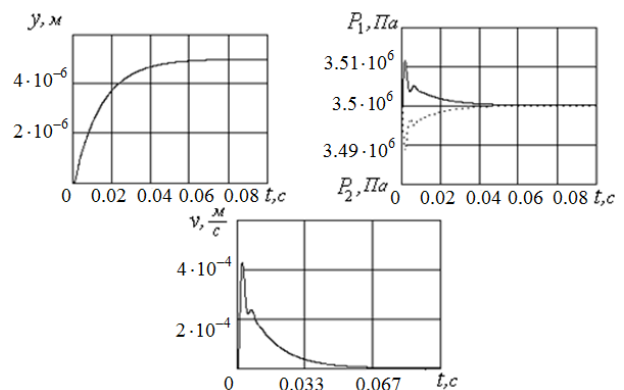


Рис. 3. Типовые размерные переходные процессы при малых сигналах управления

Для устранения проблем, связанных с анализом результатов численного исследования, применен переход к обобщенным переменным.

В результате перехода к обобщенным переменным получены ряды комплексов [2], которые являются изначальными параметрами безразмерных комплексов в безразмерной модели, которая будет иметь вид:

$$\bar{T}_m^2 \frac{d^2 \bar{y}}{dt^2} = \bar{p}_\Pi (\bar{p}_1 - \bar{p}_2) - 2\xi_v \bar{T}_m \frac{d\bar{y}}{dt} - \xi_c;$$

$$\frac{(\bar{x} - k_{oc} \bar{y}) \sqrt{1 - \bar{p}_1}}{\bar{T}_{gy}} = \frac{d\bar{y}}{dt} + \frac{\bar{T}_{v1}}{\bar{T}_{gy}} (1 + \bar{V}_1) \frac{d\bar{p}_1}{dt}; \quad (6)$$

$$\bar{T}_{gy} \frac{d\bar{y}}{dt} = (\bar{x} - k_{oc} \bar{y}) \sqrt{\bar{p}_2} + \bar{T}_{v2} (1 - \bar{V}_2) \frac{d\bar{p}_2}{dt},$$

где $\bar{T}_m = \frac{T_m}{T_0}$, $T_m = \sqrt{\frac{m}{C_{gd}}}$ — соответственно

относительная и абсолютная механическая

постоянные времени; $\bar{T}_{gy} = \frac{T_{gy}}{T_0}$, $T_{gy} = \frac{F}{Q/x_m}$ —

соответственно относительная и абсолютная постоянные времени гидроусилителя;

$\bar{T}_{v1} = \frac{T_{v1}}{T_0}$, $T_{v1} = \frac{V_{10} P_n}{EQ_m}$, $\bar{T}_{v2} = \frac{T_{v2}}{T_0}$, $T_{v2} = \frac{V_{20} P_n}{EQ_m}$ —

соответственно относительные и абсолютные постоянные времени наполнения левой и правой полостей; \bar{V}_1, \bar{V}_2 — соответственно относительные объемы левой и правой полостей гидроцилиндра; ξ_v, ξ_c — соответственно коэффициенты затухания по вязкому и сухому трению; $\bar{p}_\Pi = \frac{P_n}{C_{gd} x_m}$ — относительное давление питания; $C_{gd} = \frac{2EF^2}{V_0}$ — жесткость гидродинамической пружины.

Сравнивая полученные результаты (рис. 4), видим, что результаты численного интегрирования полностью совпадают с расчетами по линейной модели.

Сравнивая полученные результаты (рис. 4), видим, что результаты численного интегрирования полностью совпадают с расчетами по линейной модели.

Сравнивая полученные результаты (рис. 4), видим, что результаты численного интегрирования полностью совпадают с расчетами по линейной модели.

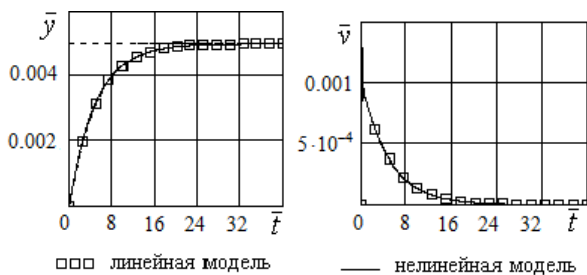


Рис. 4. Сравнение линейной и нелинейной моделей ($\Delta \bar{x} < 0,1\%$)

Несмотря на то, что численные методы существенно проигрывают аналитическим методам (проблемы численного исследования систем и способы их преодоления изложены в работе [1]), с использованием модели (6) можно выполнить численное исследование точности, устойчивости и управляемости рассматриваемой системы.

При увеличении величины сигналов результаты (рис. 5) начинают отличаться. Общая тенденция такова, что с ростом \bar{x} устойчивость возрастает.

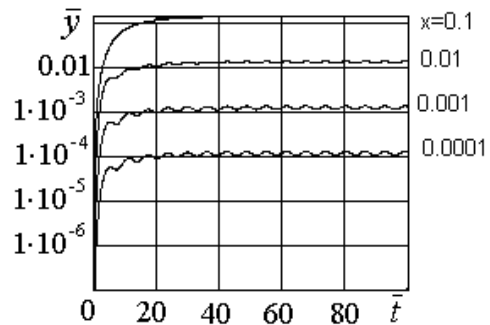


Рис. 5. Влияние величины сигнала управления на переходный процесс

При очень больших сигналах управления ($\bar{x} \gg 0,1$) и некоторых сочетаниях параметров характер переходного процесса существенно видоизменяется (рис. 6). На начальном участке появляется участок с почти постоянной скоростью, и далее происходит резкий выход на установившееся значение.

Такой характер переходного процесса обусловлен тем, что при внезапном открытии щели на большую величину следящий привод на некоторое время становится разомкнутым.

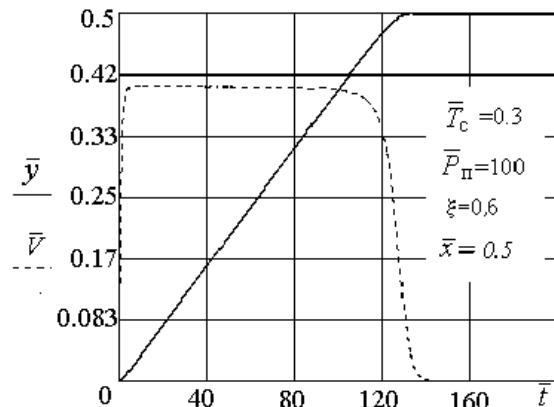


Рис. 6. Переходный процесс при очень больших сигналах управления

Таким образом, отчетливо видно, что линейная модель дает адекватные результаты только при очень незначительных отклонениях от положения равновесия; при возрастании сигнала управления устойчивость привода увеличивается, исходный неустойчивый привод может стать устойчивым. Длина щели, как правило, бывает переменной и описывается нелинейной зависимостью, ширина щели всегда ограничена, при механическом контакте имеет место сухое трение, имеется множество других факторов, не учитываемых линейными построениями.

Другой пример – переливной клапан (рис. 7).

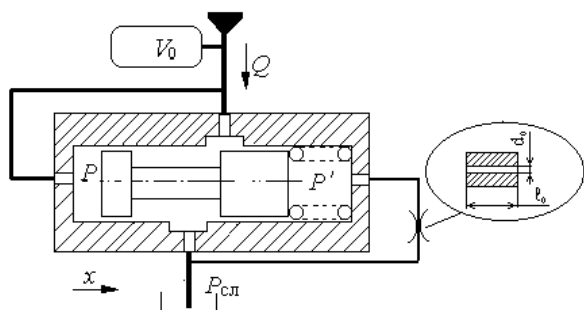


Рис. 7. Принципиальная схема переливного клапана

Также при сравнении результатов, полученных по линейной и нелинейной моделям клапана постоянного давления [4] (рис. 8), видно, что для малых сигналов ($\Delta\bar{Q} \leq 0,01$) переходные процессы, построенные по линейной и нелинейной моделям, полностью совпадают; при больших ($\Delta\bar{Q} = 1$) – значительно различаются (ошибка линеаризации).

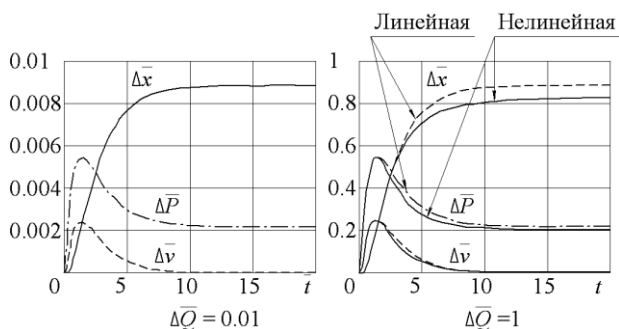


Рис. 8. Сравнение линейной и нелинейной моделей

Для каждого сочетания критериев гомохронности \bar{T} и $\bar{\tau}$ в процессе численного интегрирования уравнений определялось

критическое значение коэффициента затухания ξ , при котором колебания всех переменных приобретали регулярный характер. Обобщенные границы устойчивости, т. е. зависимости критических значений коэффициента ξ от \bar{T} и $\bar{\tau}$ для случая малых возмущений ($\Delta\bar{Q} \leq 0,01$), приведены на рис. 9, а [3]. Там же показана соответствующая линейная зависимость. Совпадение нелинейной и линейной границ практически полное.

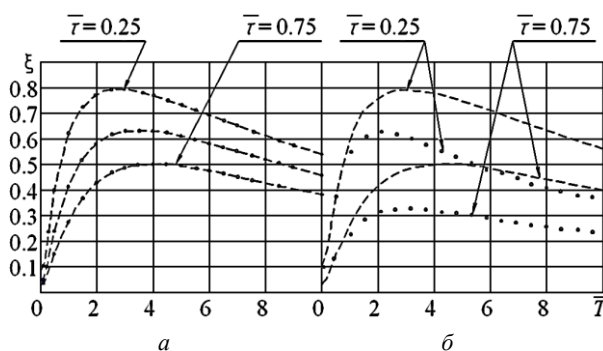


Рис. 9. Сравнение устойчивости по линейной и нелинейной моделям при разных воздействиях: а – $\Delta\bar{Q} = 0,01$; б – $\Delta\bar{Q} = 0,5$

Другая картина получается в случае больших возмущений. Так, на рис. 9, б, где нелинейная граница определялась при возмущениях $\Delta\bar{Q} = 0,5$, границы существенно расслаиваются [3].

Таким образом, применяя методы перехода к обобщенным переменным, при помощи машинной имитации можно получить результаты, ничем не уступающие линейным методам. При данном подходе решения существенно сокращается число аргументов задачи, благодаря чему решение упрощается, а обозримость результатов улучшается. Повышается информативность результатов, т. к. влияние отдельных факторов проявляется не порознь, а в совокупности, и потому более отчетливо выступают внутренние связи. Безразмерные переменные изменяются в диапазоне от нуля до единицы, что существенно облегчает вычисление [1].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заключение можно еще раз отметить, что при математическом описании гидромеханических систем чаще всего применяют

дифференциальные уравнения. Если эти уравнения линейные, то они решаются наиболее просто и в общем (аналитическом) виде. Но при расчетах современных технических средств одного лишь линейного описания недостаточно.

К тому же линейные методы справедливы только в области рассмотрения малых отклонений переменных величин, в связи с чем применимы только к качественному исследованию. Действительно, часто при теоретических исследованиях технических устройств и систем гидроавтоматики исследователь сталкивается с достаточно громоздкими и сложными для реализации математическими моделями, исследование которых затруднительно без использования численных методов.

Широкое распространение персональных компьютеров и развитие программного обеспечения приводит к необходимости пересмотра методов решения задач. Если раньше стремились путем упрощений получить аналитическое решение, то в настоящее время на первый план выходит аналитическая формулировка задачи и решаемость ее на ЭВМ.

Численные методы позволяют исследовать специфические особенности физических процессов, конструктивные особенности устройств и влияние внешних условий, т. е. выполнять наиболее полное имитационное моделирование систем. Как показывает практика, в последние годы численные методы получили значительное развитие. Это связано, с одной стороны, с совершенствованием аппаратной части и математического обеспечения ЭВМ, с другой – с развитием численного эксперимента. Численный эксперимент имеет ряд известных преимуществ по сравнению с физическим экспериментом и существенно дополняет его.

Но несмотря на все достоинства использования численных методов, при их реализации также возникает ряд проблем. Преимущества решения нелинейной задачи исследования, которые гарантируются применением численного решения вместо обычной линеаризации уравнений, легко перекрываются всего лишь несколькими недостатками. Наиболее существенный из них –

получение в результате решения неструктурированных рядов чисел, не связанных единой аналитической зависимостью. При этом трудно сделать какие-либо общие выводы в результате проведения такого вычислительного эксперимента.

Итак, численные методы оказываются недостаточными для определения общих зависимостей.

Для дальнейшего успешного решения возникающих в гидромеханических системах нелинейных задач требуется применение методов автоматизации проектирования и создание специализированных пакетов прикладных программ, действующих на едином банке данных. При этом автоматизация проектирования сложных систем имеет своей целью выбор рационального (оптимального) состава или структуры систем и эффективной организации использования технических средств совместно с программным обеспечением этих систем.

В частности, этому способствовало развитие аппаратных средств ЭВМ, что привело к изменению тактики и стратегии исследования сложных технических систем и, в частности, к существенному развитию численных методов. Развитие компьютерных технологий также накладывает отпечаток на манеру исследований. На примере некоторых задач гидроавтоматики показано, что при использовании стандартного математического обеспечения иногда выгоднее усложнять математическое описание, вводя дифференциальные уравнения там, где вполне можно было бы обойтись алгебраическими уравнениями.

Появление современных быстродействующих ЭВМ дало новый толчок для совершенствования проектирования всевозможных систем. ЭВМ позволяют автоматизировать определенные операции и упростить накопление и дальнейший анализ полученной информации. Кроме этого, с помощью ЭВМ можно не только получить те же самые результаты, что получены при линейном исследовании, но и в дальнейшем исследовать нелинейную систему.

Несмотря на это, даже мощные компьютеры – всего лишь машины, работающие по заданной человеком программе, не от-

ступающие от нее ни на шаг. И проектировщику приходится, кроме проблем самого проектирования, заниматься также и проблемами постановки задачи в удобном для программиста виде, или же самому программисту приходится вникать в сущность поставленной задачи. Для разрешения этой проблемы проектирования появилось множество разнообразных пакетов прикладных программ, позволяющих решать, проводить моделирование и выделять определенные тенденции систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Петров П. В., Сунарчин Р. А., Целищев В. А. Технология вычислительного эксперимента // Вестник УГАТУ. 2008. Т. 10, № 1 (26). С. 30–35. [P. V. Petrov, R. A. Sunarchin, V. A. Tselishev, "The method of computational experiment", (in Russian), in *Vestnik UGATU*, vol. 10, no. 1 (26), pp. 30-35, 2008.]

2. Петров П. В., Целищев В. А., Коева А. А. Обобщенный анализ динамических характеристик электрогидроусилителя // Вестник УГАТУ. 2014. Т. 18, № 3 (64). С. 40–47. [P. V. Petrov, V. A. Tselishev, A. A. Koeva, "The generalised analysis of electrohydraulic booster dynamic characteristics", (in Russian), in *Vestnik UGATU*, vol. 18, no. 3 (64), pp. 40-47, 2014.]

3. Петров П. В., Чернов Д. Д. Необходимость исследования нелинейных гидромеханических систем в обобщенных параметрах // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2019. № 4 (265). С. 28–33. [P. V. Petrov, D. D. Chernov, "Necessity of research of nonlinear hydro-mechanical systems in generalized parameters", (in Russian), in *Directory. Engineering Journal with Application*, no. 4 (265), pp. 28-33, 2019.]

4. Петров П. В., Целищев В. А. Основы алгоритмического моделирования нелинейных гидромеханических устройств: учебное пособие. Уфа: УГАТУ, 2012. 137 с. [P. V. Petrov, V. A. Tselishev, *Bases of nonlinear hydromechanical devices algorithmic modeling*, (in Russian). Ufa: UGATU, 2005.]

ОБ АВТОРАХ

ПЕТРОВ Павел Валерьевич, доц. каф. прикладной гидромеханики. М-р техн. и технол. по гидравл., вакуумн. и компрес. технике (УГАТУ, 2006). Канд. техн. наук по гидравл. машинам и гидропневмоагрег. (УГАТУ, 2009). Иссл. в обл. гидромех. систем автоматизации ЛА и двиг. установок.

ВАКИЛОВА Лиана Ренартовна, бакалавр каф. ПГМ УГАТУ.

METADATA

Title: Comparative evaluation of options for possible solutions of linear and nonlinear problems of hydromechanics, taking into account the results of forecasting research.

Authors: P. V. Petrov¹, L. R. Vakilova²

Affiliation:

Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

Email: ¹pgl.petrov@mail.ru, ²liana_vakilova@mail.ru

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 24, no. 2 (88), pp. 79-87, 2020. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The problems of analytical and numerical modeling of modern hydromechanical devices of gas turbine engine automation are considered. The convergence of analytical and numerical studies of hydromechanical devices with small and large control signals is shown, and the possibility of obtaining more complete and adequate results when applying algorithmic (computer) modeling is discussed.

Key words: aircraft engine; diagnostic modeling; nonlinear phenomena; hydroautomatics devices; mathematical models; numerical study; computational experiment.

About authors:

PETROV, Pavel Valerievich, Assoc. Prof., Dept. of Applied hydromechanics. Master of Technics & Technology (UGATU, 2006). Cand. of Tech. Sci. (UGATU, 2009).

VAKILOVA, Liana Renartovna, student is baccalaureate 4 year, Ufa State Aviation Technical University.