

УДК 62-522

Становление и сценарий развития научно – образовательного направления оптимизации гидропневмосистем

Попов Д. Н.^{1,*}

[*popov@bmstu.ru](mailto:popov@bmstu.ru)

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Кратко сформулировано понятие «гидропневмосистема» как совокупность работающих на жидкости или газе устройств, которые, взаимодействуя друг с другом, образуют структуру, наделенную своими собственными динамическими свойствами. Например, система, состоящая из устойчивых устройств может быть неустойчивой... Показана необходимость при оптимизации гидропневмосистем в число критериев и ограничений включать показатели, характеризующие динамику проектируемой системы. При этом должны быть исключены области с параметрами, которые предположительно относятся к скрытым нелинейностям.

Описан многолетний опыт автора в проектировании, теоретических исследованиях, лабораторных и натурных испытаниях различных гидропневмосистем, а также составляющих их устройств. На основании этих работ предложен сценарий оптимизации указанных систем.

Ключевые слова: взаимодействие, гидропневмосистема, испытания натурные, критерий, нелинейность, ограничение, параметр, понятие, свойство динамическое, структура, сценарий, устройство

Первые системы, действующие аналогично описанной выше, были созданы еще в конце восемнадцатого века. К ним относятся паровая машина с изобретенным Д. Уаттом регулятором скорости и предложенный И.И. Ползуновым котел с регулятором уровня воды [1]. Устойчивость этих систем проверяли экспериментальным путем или в результате решения дифференциальных уравнений, описывающих динамику, рассматриваемой системы. Второй способ можно было применять при достаточно простых дифференциальных уравнениях невысокого порядка. В 1908-1909 годах на лекциях в Императорском московском техническом училище (ныне Московский государственный технический университет - МГТУ) Н.Е. Жуковский впервые изложил решение задачи о процессе регулирования хода машины по нелинейным уравнениям [2].. Для исследования устойчивости линейных систем без решения соответствующих дифференциальных уравнений были предложены алгебраические критерии Э. Рауса (1875 г.) и А. Гурвица (1895 г.). В общем виде задача устойчивости систем сформулирована в 1892 г. А.М. Ляпуновым. Согласно второму (прямому) методу Ляпунова при исследовании устойчивости системы необходимо сначала

найти наделенную определенными свойствами функцию фазовых координат системы, что часто усложняет решение задачи.

Наличие в системе большого числа элементов, связанных между собой и представленных своими дифференциальными уравнениями, также усложняет анализ влияния параметров отдельного элемента на устойчивость всей системы. Чтобы упростить этот анализ в тридцатых годах прошлого века были разработаны частотные критерии Г. Найквиста и А.В. Михайлова. Первый критерий отличается от второго тем, что устойчивость системы проверяют с помощью частотных характеристик ее разомкнутого контура, а во втором критерии используют частотные характеристики замкнутого контура системы.

Рассмотренные выше методы проверки устойчивости систем показывают, что к середине двадцатого века были получены достаточно обоснованные решения задач устойчивости регулируемых систем. С тех пор теория управления, интенсивно развиваясь, к настоящему времени заняла одно из первых мест во всех сферах человеческой деятельности [3]. При этом практическое применение фундаментальных положений, разработанных в теории управления, во многих случаях затруднено сложностью физических процессов, которые возникают при управлении реальными системами.

В начале пятидесятых годов автор статьи, работая во Всесоюзном научно-исследовательском институте гидромашиностроения (ВИГМ), столкнулся с неустойчивостью системы регулирования скорости гидроагрегата, состоящего из гидротурбины и генератора электрического тока. Неустойчивость возникала в заранее неопределяемых условиях. Причина была связана с недостаточно исследованной в те годы облитерацией зазоров в золотниковом распределителе, управлявшего гидравлическим сервомотором, который изменял открытие направляющего аппарата гидротурбины. Вследствие облитерации зазоров между гильзой золотникового распределителя и корпусом всего устройства значительно увеличивались силы, необходимые для перемещения гильзы [4]. Тем самым прерывалось действие изодромной обратной связи от выходного звена сервомотора к золотниковому распределителю. Это приводило к неустойчивости всей системы регулирования и аварийному отключению электрического генератора от энергосети.

Возникающие при облитерации силы имели разные значения. Они изменялись в зависимости от размера обтекаемой жидкостью поверхности гильзы, от давления и температуры жидкости, а также от продолжительности пребывания жидкости в зазорах. На последний фактор влиял характер возмущений, возникающих в системе гидроагрегат – регулятор. Облитерацию удалось устранить путем незначительного изменения конструкции устройства, управляющего распределительным золотником. При этом были созданы высокочастотные колебания жидкости с малыми амплитудами, не вызывающими колебания выходного звена сервомотора регулятора.

После усовершенствования регулятора устойчивость рассматриваемой системы на первый взгляд можно было обеспечивать соответствующим выбором параметров с помощью уже известных методов.

Однако указанный подход затрудняло то, что разработанные в ВИГМ регуляторы скорости гидротурбин должны были использоваться на гидроэлектростанциях (ГЭС) малой и средней мощности. Строительство таких ГЭС проводилось согласно правительственным постановлениям в сжатые сроки с целью ускоренного восстановления разрушенной во время Отечественной войны энергетической базы нашей страны. При большом разнообразии типов и размеров гидроагрегатов возникла необходимость для обоснованного выбора параметров регуляторов разработать обобщенные математические модели, учитывающие особенности гидроагрегатов как объектов регулирования. Такие особенности были вызваны индивидуальностью моментных характеристик разных типов гидротурбин и видом нагрузок на электрические генераторы, которые в условиях эксплуатации ГЭС малой и средней мощности были очень разнообразными.

Большое значение имели также гидротехнические решения использования водной энергии на конкретных ГЭС. В случае малых напоров на ГЭС малой мощности подвод воды к гидротурбине осуществляли из открытой камеры, а отвод – посредством конической отсасывающей трубы. На границе напоров между малой и средней мощностью гидроагрегатов для подвода воды к гидротурбине использовали трубопровод, а отсасывающую трубу выполняли изогнутой. При таком напорном тракте обеспечивались оптимальные значения КПД гидротурбины без излишнего заглубления опорной поверхности фундамента машинного здания. Принятый по многим условиям проект ГЭС определял технические требования к гидроагрегатам, включая требования к системам автоматического управления ими. Одно из первых мест в этих требованиях занимали так называемые гарантии регулирования, определяющие точность поддержания установившихся значений электрических параметров (частоты и напряжения). Кроме того, ограничивались временная неравномерность вращения вала гидроагрегата и продолжительность переходных процессов, вызванных изменениями нагрузки на генератор,

Чтобы обеспечить выполнение указанных требований, была поставлена и решена задача выбора параметров регуляторов для гидротурбин малой и средней мощности. Учитывая разнообразие этих гидротурбин как по своим характеристикам так и по использованию на различных ГЭС, прежде всего, была разработана обобщенная математическая модель гидроагрегата. От известных в то время моделей разработанная отличалась тем, что пропускная способность гидротурбины определялась при неустановившемся движении воды [5]. Кроме того, в соответствии с теорией подобия предусматривался пересчет мгновенных значений вращающего момента и частоты вращения вала гидротурбины [6]. В результате этих уточнений была получена линейная математическая второго порядка, отражающая свойства гидроагрегата, близкие к типовому неминимально - фазовому звену. Модель могла применяться как при описании неустановившегося движения воды в сосредоточенных параметрах, так и в распределенных параметрах. Верификация модели проводилась путем сравнения вычисленных переходных процессов и записанных с помощью осциллографа процессов при натурных испытаниях трех разного типа гидроагрегатов.

На основе этой модели был разработан метод выбора оптимальных по степени устойчивости параметров первого и второго поколений регуляторов скорости гидротурбин малой и средней мощности [6]. При дополнительных исследованиях, проведенных с целью модернизации принципиальной схемы и конструкций отдельных устройств регуляторов второго поколения, рассматривались нелинейные характеристики сервомоторов регуляторов [7]. Кроме того, был выполнен анализ систем регулирования гидротурбин по скорости и ускорению, который показал, что применять регулирование по ускорению в данном случае нецелесообразно [8]. Внедрение регуляторов второго поколения прошло без осложнений. Частично результаты перечисленных здесь исследований несколько позднее представлены применительно и к гидротурбинам большой мощности [9].

Несмотря на значительное количество лет, прошедших после опубликования кратко изложенных выше особенностей динамики систем регулирования гидротурбин, необходимо отметить, что не потеряли своей значимости те, которые могут привести к авариям и даже катастрофам. В начале пятидесятых годов автор при настройке регулятора гидротурбины малой мощности оказался вблизи от аварийной ситуации. Перед настройкой генератор был отключен от энергосети (режим холостого хода), а ограничитель открытия гидротурбины установлен так, чтобы при неустойчивой системе частота вращения гидроагрегата не достигала максимального значения. Эта предосторожность спасла от аварии. Вначале, при ослабленной изодромной обратной связи, возникали автоколебания, во время которых периодически на несколько миллиметров поднимался ротор гидроагрегата и раздавались глухие удары в отсасывающей трубе. С помощью клапана аварийной остановки регулятора был полностью закрыт направляющий аппарат гидротурбины. После тщательного обследования подшипников гидроагрегата, усиления изодромной обратной связи и уменьшения максимальной скорости сервомотора регулятора гидроагрегат был включен сначала во временную, а затем в постоянную эксплуатацию.

Вскоре похожие ситуации возникали при вводе другими лицами в эксплуатацию гидроагрегатов большой мощности. При этом подъем гидроагрегата был настолько большим, что оказывался разрушенным направляющий аппарат и повреждено рабочее колесо гидротурбины. После таких аварий в нескольких лабораториях на экспериментальных установках проводились исследования, в результате которых основной причиной подъема ротора гидроагрегата назван переход гидротурбины сначала в тормозной, а затем в насосный режим работы. [10]. При указанных режимах под рабочим колесом могла возникать кавитация, которая сопровождалась «обратным гидравлическим ударом», увеличивающим поднимающую ротор гидроагрегата силу.

После освоения производства регуляторов второго поколения автор перешел в научно-исследовательский институт (НИИ), которому в последние годы присвоено имя его основателя академика Н.А. Доллежала. Одна из важных проблем, относящихся к тематике исследовательского отдела НИИ, состояла в математическом моделировании нестационарных гидродинамических процессов в трубопроводах, длинных кольцевых щелях и дроссельных устройствах. Требовались методики для определения структуры нестациона-

нарных потоков жидкости в трубопроводах. При изменении структуры потока гидравлическое сопротивление трубопровода может отличаться от обычно принимаемого квазистационарного сопротивления. Нестационарное движение жидкости в кольцевой щели происходит при ускоренном перемещении стержня в канале, стенки которого образуют кольцевую щель. В дроссельных устройствах могут происходить срывы течения, вызывающие неустойчивость распределения потоков жидкости между каналами, параллельно включенными в систему. Перечисленные случаи могли явиться причиной нештатных ситуаций при работе атомных реакторов. В связи с чем под руководством автора статьи начали проводиться исследования гидродинамических характеристик напорных участков систем при возникновении в них нестационарных процессов. Одновременно после защиты в 1956 г. диссертации автор по совместительству стал читать лекции по теории автоматического регулирования гидромашин студентам кафедры, которой руководил И.И. Куколевский. После перехода в 1960 г. на эту кафедру исследования продолжались по договору с указанным выше НИИ. Для проведения экспериментальных работ, без которых невозможно получить достоверные результаты при решении рассматриваемой проблемы, был спроектирован стенд, не имеющий аналогов не только в те годы, но и в настоящее время [11]. Для создания стенда, наладки регистрирующей аппаратуры и проведения экспериментов большое значение имело то, что на кафедре удалось организовать небольшую группу, состоящую из штатных сотрудников и совместителей, часть из которых участвовала в дальнейших научно-исследовательских работах (НИР) [12],[31].

В 1960 г., заведование кафедрой И.И. Куколевский, принимая во внимание свой возраст, передал С.С. Рудневу, одному из основателей ВИГМ, авторитетному специалисту в гидромашиностроении, читающему студентам кафедры курсы по гидродинамике и лопастным насосам. К этому времени доцент кафедры С.Н. Рождественский подготовил в дополнение к существующему учебному плану кафедры программу по специализации, в которой было предусмотрено изучение авиационных гидравлических систем и устройств гидропневмоавтоматики [13]. При этом была сохранена вся Московская научно – педагогическая школа гидромашиностроения, формирование которой начиналось еще с проекта гидравлической лаборатории, разработанного А.И. Астровым. Открытие лаборатории состоялось в 1904 г. Руководителем лаборатории был назначен И.И. Куколевский. С тех пор происходило развитие школы, которая была ориентирована как на подготовку инженеров, так и на научное обеспечение решений задач, выдвигаемых практикой.

В новом учебном плане, подготовленном автором статьи по поручению С.С. Руднева, было учтено, что в принятом перечне обязательных для всех специальностей дисциплин указана теория автоматического регулирования. Соответственно вопросы динамики и регулирования систем с гидромашинами, гидроприводами и устройствами гидропневмоавтоматики были выделены в отдельную дисциплину, названную «Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем». Преподавание этой дисциплины было предусмотрено после общей теории автоматического регулирования, которая теперь представлена курсом «Управление техническими системами» (УТС).

В последние годы большое внимание уделяется как в вузах в процессе обучения студентов, так и при использовании выпускников вузов на различных предприятиях, проблемам создания оптимальных технических устройств. Поэтому к названным двум дисциплинам потребовалось добавить курс, посвященный оптимальным системам управления. Все три курса согласно учебным программам обеспечены лабораторными работами и в них предусмотрено выполнение домашних заданий. Указанные три дисциплины представляют научно-педагогическое направление, которое органически связано с названной выше Московской школой гидромашиностроения. Это объясняется тем, что для изучения динамики гидро - и пневмосистем необходимо знать принцип действия и конструкции составляющих их устройств. Кроме того, математическое моделирование динамических процессов в рассматриваемых устройствах требует применения методов, основанных на расчетах характеристик гидромашин и средств гидропневмоавтоматики. А те физические явления, которые вследствие недостаточной определенности, препятствуют получению математических моделей, адекватных реальным условиям их применения, должны быть по возможности исключены путем изменения конструкций соответствующих устройств. Иначе модели могут оказаться непригодными для прогнозирования математически вероятных катастроф [14].

В дисциплине «Динамика и регулирование и гидро - и пневмосистем» с той же точки зрения рассмотрены: сопло – заслонка, переливной клапан, следящие гидроприводы с дроссельным и объемным регулированием, следящий пневматический привод, струйные элементы автоматики [1].

Устройство «сопло - заслонка» в начале шестидесятых годов стали широко применять в электрогидравлических усилителях (ЭГУ). При этом было замечено, что в некоторых случаях возникают автоколебания заслонки. Чтобы установить причины, которые вызывали такие колебания, в программу НИР, проводившуюся под руководством автора статьи, были включены экспериментальные исследования течения жидкости при увеличенном в размерах макете сопла – заслонки. Исследования показали, что течение в зазоре между соплом и заслонкой может быть неустойчивым: поток жидкости периодически прилипает к торцу сопла, а затем происходит срыв течения. Вследствие неустойчивого течения жидкости периодически изменяются гидродинамические силы, действующие на заслонку, которая колеблется вместе с якорем электромеханического преобразователя (ЭМП) сигналов управления. Колебания не возникают, если сохраняется струйное истечение жидкости из сопла. На заслонке течение сначала становится плоским а затем принимает форму замкнутого вихревого кольца. Для устойчивости такого течения должна быть малой толщина стенки в выходном сечении сопла. Распространенные в авиационных системах конструкции ЭГУ соответствуют указанному условию при отношении наружного диаметра сопла к диаметру отверстия на выходе из него не превышающем 1,2 [15].

Исследования структуры потока в клапанных щелях были вызваны замеченной нестационарностью течения жидкости вследствие периодического срыва вихрей при кавитации [16]. Эксперименты были проведены с прозрачными плоскими и осесимметричными

моделями. Жидкостью служило масло АМГ-10 при температуре +20 С .В результате были определены значения коэффициентов расхода клапанных щелей в зависимости от числа Рейнольдса и распределение давления на торце плоской модели клапана. Фотографирование и киносъемка (скорость до 8000 кадр / с) показали, как изменяется структура потоков в клапанных щелях.

В плоской модели при числах Рейнольдса меньше 6100 на клапане образуются замкнутые каверны. С увеличением числа Рейнольдса каверны удлиняются, причем на выходе из щели появляются вихревые области. При числе Рейнольдса больше 6100 в потоке заметны две струи жидкости, наклоненные к оси клапана примерно под таким же углом как стенки щели. Дальнейшее увеличение числа Рейнольдса приводит к увеличению угла отклонения струй на выходе из щели и возникновению вихрей, которые уносятся потоком. Этот процесс повторялся периодически и сопровождался изменениями давлений, действующих на торец клапана. В пространственной осесимметричной модели клапана происходили аналогичные процессы. Расчет колебаний реального клапана показал, что они могут быть параметрическими.

В гидроприводах с дроссельным регулированием скрытые особенности динамических характеристик связаны, по-видимому, не столько с нестационарностью коэффициентов расхода золотниковых распределителей сколько с неопределенностью структуры потоков жидкости, протекающей через окна, открываемые кромками золотника [17]. Подробные экспериментальные исследования влияния основных параметров стационарного течения вязкой жидкости на коэффициенты расхода золотникового распределителя были проведены В.М. Фомичевым [18]. Эти исследования, в частности, показали, что при течении жидкости на слив может возникать так называемое «запирание» золотникового распределителя. Расход жидкости, вытекающей из распределителя, при увеличении до определенного значения давления на сливе не изменяется. Аналогичное явление при истечении жидкости через насадки в среды с противодавлением ранее описал Б.Н. Сиов, на монографию которого сделана ссылка в указанном выше сборнике. Физическую сущность этого явления неправильно связывать только с кавитацией, поскольку оно имеет место и в аэродинамике.

Много лет результаты повторяющихся в лаборатории испытаний следящего гидропривода с механическим управлением и дроссельным регулированием указывают на важную особенность его динамических характеристик. В гидроприводе с инерционной нагрузкой на выходное звено и трением, создаваемым только уплотнениями, которые были на поршне и штоках гидроцилиндра, возникали автоколебания. Измеренное значение частоты автоколебаний получалось практически всегда меньше значения, прогнозируемого с помощью линейной математической модели, в которой сжимаемость рабочей жидкости была учтена в обеих полостях гидроцилиндра. Эта особенность гидроприводов с дроссельным регулированием отмечалась в нескольких публикациях, причем с разными объяснениями причины. Кратко сформулированная в указанной ниже статье волновая природа явления представляется наиболее вероятной[19]

Похожая неопределенность относительно влияния сжимаемости рабочей жидкости возникает при математическом моделировании гидропривода с объемным регулированием. У такого гидропривода насос с регулируемой подачей двумя гидролиниями (трубопроводами) соединен с гидромотором. В зависимости от требуемого направления вращения вала гидромотора направление подачи насоса изменяется. Соответственно изменяются давления в гидролиниях: попеременно в одной давление увеличивается, а в другой уменьшается. Чтобы исключить кавитацию, в насосе устанавливают два клапана. Один из этих клапанов должен открываться при уменьшении давления в гидролинии, а другой - оставаться закрытым, пока в противоположной гидролинии давление будет повышенным. При быстродействующих клапанах, имеющих необходимую пропускную способность, сжимаемость жидкости будет проявляться только в одной гидролинии. Однако при волновых процессах давления могут изменяться в обеих гидролиниях [1]. Вследствие «накачки» жидкости из системы подпитки в гидролинии изменятся не только собственная частота гидропривода, но и уровень давления, относительно которого оно изменяется.

Особенности нелинейностей, которые могут оказывать влияние на динамические характеристики гидроприводов с дроссельным и объемным регулированием, следует рассматривать также при математическом моделировании пневматических приводов. В линейных математических моделях таких приводов обычно не учтены тепловые процессы, возникающие при течении газа через дроссельные элементы. При этом малые отклонения переменных рассматривают относительно значений давления, соответствующих одной из ветвей расходной характеристики дроссельного элемента. Перечисленные допущения могут существенно ограничить область применения модели.

В шестидесятых – семидесятых годах возник ряд проблем, связанных с применением струйных элементов и построенных из них систем автоматического регулирования различными объектами. Предполагалось, что струйные элементы по своим характеристикам не уступают электронным устройствам, а вследствие простоты конструкции могут быть надежнее электронных элементов и экономически более выгодными. Чтобы, по возможности, объективно определять в дальнейшем условия целесообразного применения струйных элементов автор статьи с аспирантами, студентами и штатными сотрудниками выполнили цикл НИР по тематике, посвященной вопросам динамики систем со струйными элементами. Были проведены математическое моделирование и расчеты нестационарных процессов в линиях связи и каналах струйных элементов. Рассмотрена методика проектирования пневматических резонаторов. Рассчитаны многокаскадные релейные струйные усилители. Установлены гидродинамические причины возникновения шума в струйных непрерывных элементах. Разработан вихревой усилитель с эжектором [20]. Результаты НИР показали, что применение струйных элементов является перспективным в локальных системах автоматики, предназначенных для использования в экстремальных условиях: высокие температуры окружающей среды, наличие мощных магнитных полей, значительной радиации и т.п. В обычных условиях струйные элементы уже в те годы, которые указаны выше, не могли конкурировать с электронными элементами. Окончательный выбор

элементной базы при создании систем автоматического управления в настоящее время целесообразно осуществлять с привлечением методов многокритериальной оптимизации.

В числе одних из первых методов решения задач многокритериальной оптимизации регулируемых гидро- и пневмосистем был принят метод ЛПП поиска. Этот метод основан на том, что конструктор участвует в интерактивном проектировании создаваемого изделия или системы, применяя их проблемно – ориентированные математические модели. С помощью таких моделей для каждого проектного варианта должны быть вычислены значения критериев, характеризующих качество рассматриваемого варианта при различных значениях параметров, принимаемых в проекте. Пределы допустимых изменений значений параметров указываются в программе вычислений на ЭВМ. В программе необходимо также указать ограничения, накладываемые на вид функций, используемых в математических моделях. Результаты расчетов оформляются в виде таблиц испытаний, по которым конструктор, как лицо принимающее решение (ЛПР), выбирает оптимальный проектный вариант. Решение о выборе варианта можно корректировать, принимая во внимание факторы, которые вследствие своей неопределенности не были учтены в числе критериев. Количество выполняемых численных испытаний зависит от их достаточности для определения приближенно аппроксимированной границы Парето. Точки, расположенные на этой границе, соответствуют в пространстве критериев тем их значениям, которые нельзя улучшить, не ухудшив другие критерии. Основой описанного метода определения оптимального проектного решения является алгоритм поиска в пространстве параметров псевдослучайных точек[21].

Существенная особенность регулируемых гидро- и пневмосистем состоит в том, что при их оптимизации целевые функции (критерии) должны отражать требования к динамическим характеристикам, которые практически всегда противоречат требованиям минимизации затрат энергии на обеспечение оптимального регулирования процессов. А в ограничениях на значения параметров необходимо учитывать условия устойчивости в большинстве случаев нелинейных систем. С учетом этих особенностей регулируемых гидросистем на кафедре Э-10 МГТУ имени Н.Э. Баумана совместно с Институтом прикладной математики имени М.В. Келдыша РАН, решен ряд задач многокритериальной оптимизации гидроприводов [22]. Все задачи представлены в виде параметрической оптимизации систем с предварительно выбранной структурой. Таким путем было проведено оптимальное проектирование электрогидравлических усилителей двух типов. Исследованы динамические характеристики автономного гидропривода с дроссельным регулированием. Определены энергетически эффективные циклограммы для источников питания жидкостью под давлением гидроприводов промышленных роботов. Проведена оптимизация автоматического регулятора подачи аксиально-поршневого насоса для системы гидроприводов. Результаты численных исследований подтверждены испытаниями гидроагрегатов. В настоящее время разработана концепция многокритериальной оптимизации электрогидравлического следящего привода с дроссельным регулированием с учетом его динамических особенностей [23]. Основу концепции составляют методы последовательной оптимизации агрегированных систем управления [24]. Если параметрическая оптимизация элек-

трогидравлического следящего привода недостаточна для выполнения главных критериев качества, то конструктор (ЛПР) вынужден рассмотреть проектные варианты привода, в которых осуществлено корректирование его динамических характеристик [25].

В последние годы решались задачи динамики мощных лопастных насосов, применяемых на нефтеперекачивающих станциях. В результате были разработаны методики математического моделирования системы сглаживания волн давления (ССВД) в нефтепроводах при аварийном отключении электродвигателя насоса. Методики применены при расчете модернизированного устройства для управления клапаном ССВД. Алгоритм и программа расчета на ЭВМ использованы также при определении нагрузок на рабочее колесо насоса при внезапной потери им привода [26].

Весь многолетний опыт проводившихся работ позволяет заключить, что в разнообразных гидро - и пневмосистемах решающее значение для возникновения аварийных ситуаций имеют происходящие в них нестационарные гидродинамические процессы. Чтобы исключать такие ситуации, необходимо определять в пространстве параметров запретные области. При этом параметрические и функциональные ограничения целесообразно находить с помощью методов синергетики [27].

В укрупненном виде сценарий оптимального проектирования гидро - и пневмосистемы можно представить следующими действиями. *Первое действие.* Конструктор согласно техническому заданию выбирает из числа известных или эвристически возможных две, три принципиальных схемы системы. Эти системы в большей или меньшей мере удовлетворяют априорно принимаемым, но не имеющим формульного описания, критериям. Кроме того, каждой системе соответствуют разные структуры, конкурирующие по сложности отражения в них динамических свойств системы. *Второе действие.* Проводятся математическое моделирование и расчет динамических характеристик с учетом требований, указанных в техническом задании. При необходимости выполняется корректирование динамических характеристик системы. *Третье действие.* Решается задача многокритериальной оптимизации с учетом полученных при втором действии параметрических и функциональных ограничений. ЛПР выбирает оптимальный проектный вариант. Предварительно, при необходимости, определяется аппроксимированная граница Парето.

Если параметры оптимального варианта при возможном изменении внешних условий эксплуатации системы находятся вблизи границ запретных зон, то ЛПР следует в соответствии с этим показателем рассмотреть другой из первоначально принятых вариантов. Таким образом, проектный вариант системы, имеющей наибольшую робастность оказывается предпочтительнее других вариантов несмотря на то, что по всем критериям не является оптимальным. В некоторых случаях при несовместимости принятых вначале критериев с показателем робастности возникает необходимость изменения принципиальной схемы системы или конструкций составляющих ее устройств.

Для формализации описанного процесса выбора проектного варианта целесообразна разработка специальных алгоритмов на основе нейросетевых технологий [28]. При расчетах характеристик проектируемых устройств могут быть использованы перечисленные ниже литературные источники, а также дополнительно к ним учебные пособия [29] и [30].

Список литературы

1. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учебник. М.: Машиностроение, 1987. 464 с.
2. Жуковский Н.Е. Теория регулирования хода машин. М.-Л.: Госмашметиздат, 1933. 88 с.
3. Методы классической и современной теории автоматического управления: учебник. В 5 т. / под общ. ред. К.А. Пупкова; под ред. Н.Д. Егупова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004.
4. Попов Д.Н. О силах сопротивления, возникающих в золотниковых устройствах // Вестник машиностроения. 1958. № 2. С. 26-28.
5. Кривченко Г.И. Гидравлический удар и рациональные режимы регулирования турбин гидроэлектростанций. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1951. 199 с.
6. Попов Д.Н. Выбор параметров изодромных регуляторов скорости гидротурбин // Труды ВИГМ. Вып. XIX. М.: Машгиз, 1956. С. 87-127.
7. Попов Д.Н. Влияние характеристик сервомотора на режим регулирования скорости гидротурбины // Труды ВИГМ. Вып. XXI. М.: Машгиз, 1958. С. 110-130.
8. Попов Д.Н. Регулирование гидротурбин по скорости и ускорению // Труды ВИГМ. Вып. XXIV. М.: Машгиз, 1959. С. 150-178.
9. Сафаров Б.Е. Расчеты режимов регулирования гидроагрегатов на ЦВМ. М.: Энергия, 1967. 90 с.
10. Кривченко Г.И. Насосы и гидротурбины. М.: Энергия, 1970. 448 с.
11. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. М.: Машиностроение, 1982. 240 с.
12. Попов Д.Н., Калмыкова З.А., Мохов И.Г. Экспериментальное исследование переходных процессов вязкой несжимаемой жидкости в цилиндрической жесткой трубе // Известия вузов. Машиностроение. 1967. № 12. С. 61-64.
13. Носов Ю.А., Попов Д.Н., Рождественский С.Н. Некоторые вопросы расчета и конструирования авиационных гидравлических систем. М.: Оборонгиз, 1962. 232 с.
14. Гилмор Р. Прикладная теория катастроф. В 2 кн. М.: Мир. 1984.
15. Шульгин В.В., Шабловский А.С. Способ стабилизации характеристики агрегата управления типа «сопло – заслонка» // Вестник машиностроения. 1968. № 7. С. 18-21.
16. Попов Д.Н., Отрошко П.В. Влияние режимов течения в клапанных щелях и структуры потока на устойчивость предохранительного клапана // Вестник машиностроения. 1982. № 6. С. 6-10.
17. Мохов И.Г., Попов Д.Н. Границы квазистационарности гидравлических характеристик золотниковых щелей // Известия вузов. Сер. Машиностроение. 1971. № 6. С. 70-75.

18. Попов Д.Н., Ермаков С.А., Лобода И.Н. и др. Инженерные исследования гидроприводов летательных аппаратов / под ред. Д.Н. Попова. М.: Машиностроение, 1978. 142 с.
19. Попов Д.Н., Княжанский А.А. О неопределенности собственной частоты дроссельного гидропривода // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2011. № 7. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/198318.html> (дата обращения 01.11.2014).
20. Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана. № 144. Исследование и расчет струйных элементов и цепей систем автоматического регулирования / под ред. Д.Н. Попова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. 79 с.
21. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: Наука, 1981. 110 с.
22. Боровин Г.К., Попов Д.Н. Многокритериальная оптимизация гидросистем. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 94 с.
23. Попов Д.Н., Замараев Д.С. Концепция оптимизации электрогидравлического следящего привода с дроссельным регулированием // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2013. № 6. С. 99-112. DOI: [10.7463/0613.0569281](https://doi.org/10.7463/0613.0569281)
24. Колесников А.А. Последовательная оптимизация нелинейных агрегированных систем управления. М.: Энергоатомиздат, 1987. 160 с.
25. Попов Д.Н., Асташев В.К., Густомясов А.Н. и др. Машиностроение: энциклопедия. В 40 т. Т. IV-2: Электропривод. Гидро- и виброприводы. Кн. 2: Гидро- и виброприводы / под ред. В.К. Асташева, Д.Н. Попова. М.: Машиностроение, 2012. 304 с.
26. Попов Д.Н., Сосновский Н.Г., Сиухин М.В. Гидродинамическая нагруженность ротора центробежного насоса при переходных процессах // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2011. № 12. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/274914.html> (дата обращения 01.11.2014).
27. Трубецков Д.И. Введение в синергетику: Хаос и структуры / предисл. Г.Г. Малинецкого. 5-е изд. М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2014. 240 с.
28. Карпенко А.П., Мухлисуллина Д.Т., Овчинников В.А. Нейросетевая аппроксимация функции предпочтений лица, принимающего решения, в задаче многокритериальной оптимизации // Информационные технологии. 2010. № 10. С. 2-9.
29. Попов Д.Н. Механика гидро - и пневмоприводов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 320 с.
30. Попов Д.Н., Панайотти С.С., Рябинин М.В. Гидромеханика / под ред. Д.Н. Попова. 3-е изд. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 317 с.
31. Попов Д.Н. Наука и образование в вековой истории кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика» // Инженерный журнал: Наука и инновации. 2013. № 4. Режим доступа: <http://engjournal.ru/catalog/pedagogika/hidden/681.html> (дата обращения 01.11.2014).

Formation and Scenario of Educational Research Direction Development for the Hydro-Pneumatic System Optimization

D.N. Popov^{1,*}

[*popov@bmstu.ru](mailto:popov@bmstu.ru)

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: interaction, hydropnevmosystems, full-scale tests, criterion, non-linearity, restriction, parameter, concept, dynamic property, structure, scenario, device

In the most various areas of human activity the concept "system" is widely used. It reflects a certain type of structure and relations of the interacting parts, which form some integer with its inherent properties depending, however, on the properties of the separate parts. If parts are technical devices action of which is based on use of working fluids (droplet fluids and gases), it is possible to call such systems, respectively, a hydro – and pneumatic system irrespective of their purpose and scheme complexity.

The simple example is a valve made in the form of a metal ball and a spring. In case a ball contacts the fluid flow the spring counterbalances the force influencing on it from a flow. When connecting the space under a ball with a pipe through which the fluid flow moves, and the space over a ball with a drain, there is an automatic (unmanned) system control of the fluid flow pressure in a pipe. After short-term pressure increase in a pipe, for some reasons, the ball under the liquid flow, at first, draws to the position at which consumption of working flow coming to drain increases because of increasing flow passage. Then in the process of pressure recovery in a pipe the spring returns a ball to the near-initial position that used to be before destruction of the balanced condition of the system under consideration. But such completion of process is reached only when properties of the fluid flow and parameters of the valve provide the system stability. In unstable system there are processes or fluctuations dispersing, eventually, with amplitudes increasing to a certain limit. Such a limit process is called self-oscillations.

References

1. Popov D.N. *Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem* [Dynamics and regulation of hydro - and pneumatic systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 424 p. (in Russian).
2. Zhukovskiy N.E. *Teoriya regulirovaniya khoda mashin* [Theory of regulation of motion of machines]. Moscow-Leningrad, Gosmashmetizdat Publ., 1933. 88 p. (in Russian).

3. Pupkov K.A., Egupov N.D., eds. *Metody klassicheskoy i sovremennoy teorii avtomaticheskogo upravleniya. V 5 t.* [Methods of classical and modern automatic control theory. In 5 vols.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2004. (in Russian).
4. Popov D.N. On the resistance forces occurring in spool devices. *Vestnik mashinostroeniya = Bulletin of mechanical engineering*, 1958, no. 2, pp. 26-28. (in Russian).
5. Krivchenko G.I. *Gidravlicheskiy udar i ratsional'nye rezhimy regulirovaniya turbin gidroelektrostantsiy* [Hydraulic shock and rational regulatory regimes of turbines of hydroelectric power plants]. Moscow-Leningrad, Gosenergoizdat Publ., 1951. 199 p. (in Russian).
6. Popov D.N. A choice of parametres of speed controllers of hydraulic turbines with flexible feedback. *Trudy VIGM. Vol. 19.* Moscow, Mashgiz Publ., 1956, pp. 87-127. (in Russian).
7. Popov D.N. Influence of characteristics of servomotor on regulatory regime of hydraulic turbine *Trudy VIGM. Vol. 21.* Moscow, Mashgiz Publ., 1958, pp. 110-130. (in Russian).
8. Popov D.N. Regulation of hydraulic turbines on speed and acceleration. *Trudy VIGM. Vol. 24.* Moscow, Mashgiz Publ., 1959, pp. 150-178. (in Russian).
9. Safarov B.E. *Raschety rezhimov regulirovaniya gidroagregatov na TsVM* [Calculations of regulatory regimes hydropower units at digital computer]. Moscow, Energiya Publ., 1967. 90 p. (in Russian).
10. Krivchenko G.I. *Nasosy i gidroturbiny* [Pumps and turbines]. Moscow, Energiya Publ., 1970. 448 p. (in Russian).
11. Popov D.N. *Nestatsionarnye gidromekhanicheskie protsessy* [Non-stationary hydro-mechanical processes]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982. 240 p. (in Russian).
12. Popov D.N., Kalmykova Z.A., Mokhov I.G. Experimental study of transient of viscous incompressible fluid in a cylindrical rigid pipe. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie = Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 1967, no. 12, pp. 61-64. (in Russian).
13. Nosov Yu.A., Popov D.N., Rozhdestvenskiy S.N. *Nekotorye voprosy rascheta i konstruirovaniya aviatsionnykh gidravlicheskiykh sistem* [Some problems of calculation and design of aircraft hydraulic systems]. Moscow, Oborongiz Publ., 1962. 232 p. (in Russian).
14. Gilmore R. *Catastrophe Theory for Scientists and Engineers*. New York, Dover Publications, 1981. (Russ. ed.: Gilmore R. *Prikladnaya teoriya katastrof. V 2 t.* Moscow, Mir Publ., 1984.)
15. Shul'gin V.V., Shablovskiy A.S. Method for stabilizing the characteristics of the control unit of “nozzle – flap” type. *Vestnik mashinostroeniya = Bulletin of mechanical engineering*, 1968, no. 7, pp. 18-21. (in Russian).
16. Popov D.N., Otroshko P.V. Influence of modes of flow in the valve gaps and flow patterns on the stability of the safety valve. *Vestnik mashinostroeniya = Bulletin of mechanical engineering*, 1982, no. 6, pp. 6-10. (in Russian).

17. Mokhov I.G., Popov D.N. The boundaries of the quasi-stationarity of the hydraulic characteristics of spool slits. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie = Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 1971, no. 6, pp. 70-75. (in Russian).
18. Popov D.N., Ermakov S.A., Loboda I.N., et al. *Inzhenernye issledovaniya gidroprivodov letatel'nykh apparatov* [Engineering research of aircraft hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 142 p. (in Russian).
19. Popov D.N., Knyazhanskiy A.A. About indefiniteness of own frequency of a drosselling hydraulic actuator. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2011, no. 7. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/198318.html> , accessed 01.11.2014. (in Russian).
20. Popov D.N., ed. *Trudy MVTU im. N.E. Baumana. № 144. Issledovanie i raschet struynykh elementov i tsepey sistem avtomaticheskogo regulirovaniya* [Proceedings of the Bauman Moscow State Technical University. No. 144. Research and calculation of inkjet elements and circuits of automatic control systems]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 1977. 79 p. (in Russian).
21. Sobol' I.M., Statnikov R.B. *Vybor optimal'nykh parametrov v zadachakh so mnogimi kriteriiami* [Choice of the optimum parameters in problems with many criteria]. Moscow, Drofa Publ., 2006. 175 p. (in Russian).
22. Borovin G.K., Popov D.N. *Mnogokriterial'naya optimizatsiia gidrosistem* [Multi-criteria optimization of hydraulic systems]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2007. 94 p. (in Russian).
23. Popov D.N., Zamaraev D.S. Concept of optimization of an electrohydraulic servo drive with throttle regulation. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2013, no. 6, pp. 99-112. DOI: [10.7463/0613.0569281](https://doi.org/10.7463/0613.0569281) (in Russian).
24. Kolesnikov A.A. *Posledovatel'naya optimizatsiya nelineynykh agregirovannykh sistem upravleniya* [Sequential optimization of nonlinear aggregated control systems]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1987. 160 p. (in Russian).
25. Popov D.N., Astashev V.K., Gustomiasov A.N., et al. *Mashinostroenie: entsiklopediia. V 40 t. T. 4-2: Elektroprivod. Gidro- i vibroprivody. Kn. 2: Gidro- i vibroprivody* [Mechanical Engineering: Encyclopedia. In 40 vols. Vol. 4-2: Electric drive. Hydraulic and vibro drives. Book 2: Hydraulic and vibro drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2012. 303 p. (in Russian).
26. Popov D.N., Sosnovskiy N.G., Siukhin M.V. Hydrodynamic loading of the rotors of centrifugal pumps by step response processes. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2011, no. 12. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/274914.html> , accessed 01.11.2014. (in Russian).
27. Trubetskov D.I. *Vvedenie v sinergetiku: Khaos i struktury* [Introduction to synergetics: Chaos and Order]. Moscow, Publishing House "LIBROKOM", 2014. 240 p. (in Russian).

28. Karpenko A.P., Mukhlisullina D.T., Ovchinnikov V.A. Neural Network Approximation of Decisions Maker's Utility Function in Multicriteria Optimization Problem. *Informatsionnye tekhnologii = Information Technologies*, 2010, no. 10, pp. 2-9. (in Russian).
29. Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydraulic and pneumatic drives]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2002. 320 p. (in Russian).
30. Popov D.N., Panaiotti S.S., Ryabinin M.V. *Gidromekhanika* [Hydromechanics]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2014. 317 p. (in Russian).
31. Popov D.N. Science and education in a century-old history of the Department of Hydromechanics, Hydraulic Machines and Hydropneumodynamics. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii = Engineering Journal: Science and Innovation*, 2013, no. 4. Available at: <http://engjournal.ru/catalog/pedagogika/hidden/681.html> , accessed 01.11.2014. (in Russian).