электронный журнал
МОЛОДЕЖНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл No. ФС77-51038.

 # 05, май 2016

УДК 629.7.062.2+62.52

Комбинированное регулирование электрогидравлического следящего привода

***Ножнин О.С.**, студент*
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»

Научный руководитель: Попов Д.Н., д.т.н, профессор
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»
vyaroz@bmstu.ru

Введение

На современных самолётах в качестве рулевых приводов системы управления полётом очень широко применяют электрогидравлические следящие приводы (ЭГСП). Под рулевыми приводами в данном случае понимается приводы широкого набора аэродинамических поверхностей, которые в процессе полёта перемещаются по командам пилота и автоматических систем управления полётом. Именно системы этих приводов в основном определяют безопасность полёта, осуществляя перемещение самолёта по крену, тангажу и курсу [3,4].

Предъявление высоких требований к перспективным пассажирским и транспортным самолётам с точки зрения эксплуатационных показателей, экологичности и топливной эффективности ставит перед конструкторами ряд проблем, требующих поиска новых подходов к построению энергетических систем самолёта. В связи с этим в последнее время особую актуальность приобретает концепция большей электрификации бортовых систем, в частности систем управления аэродинамическими поверхностями [2].

Принципиально задачи управления с помощью силовых приводов могут решаться только электротехническими средствами, а на протяжении последних десятилетий в технической литературе, посвящённой перспективам развития авиационной техники, время от времени публикуются материалы о возможности создания « чисто электрического самолёта» (без использования гидравлических систем). Однако, в связи с рядом специфических положительных качеств, свойственных гидравлическим приводам, все эксплуатирующиеся в настоящее время самолёты имеют только силовые приводы,

использующие для работы гидравлическую энергию. В последние годы, как признание невозможности обойтись на самолёте без гидравлики появился новый термин «более электрический самолёт» [6]. Этот термин соответствует самолётам, в которых элементы гидравлических систем на борту присутствуют и используются для управления рядом энергоёмких механизмов и подсистем, но многие функциональные системы переведены на электрическую энергию. Так, в последнее время наблюдается постепенный переход к автономным гидравлическим приводам (АГП), получающим энергию от централизованной электрической системы, и имеющей в своём составе насосную станцию.

Использование АГП позволяет не только существенно облегчить систему и удешевить её изготовление, но и уменьшить потери энергии и увеличить надёжность системы приводов. Существует ряд принципиальных схемных решений АГП, выбор которых продиктован жёсткими требованиями конкретного технического задания, такими как высокая надёжность и энергоэффективность, большой ресурс работы, чувствительность, быстродействие и т.д.

Работа АГП с дроссельным регулированием в наибольшей степени совпадает с работой аналогичного привода с централизованным гидропитанием. Регулирование скорости в данном случае достигается за счёт изменения сопротивления гидравлического тракта между насосом и гидроцилиндром. Такой способ регулирования обеспечивает наименьшие ошибки слежения, а также самое высокое быстродействие привода среди всех, однако на всём диапазоне регулирования имеет низкие показатели КПД.

При объёмном регулировании скорость выходного звена регулируется за счёт изменения рабочего объёма гидромашин: насоса или гидромотора. Привод с таким типом регулирования имеет хорошие энергетические характеристики, однако также имеет ряд недостатков, среди которых: сложная конструкция гидромашин, сравнительно низкое качество отработки малых сигналов управления, низкие статическая и динамическая жёсткости.

Для обеспечения требований в области больших сигналов рассогласования предпочтительней использовать объёмное регулирование, а выполнение повышенных требований в области малых сигналов рассогласования лучше обеспечивается при дроссельном регулировании. В результате этого оправданным является появление новых компоновок АГП, использующих принципиальные схемы как с объёмным, так и с дроссельным регулированием [1].

В течение последних десятилетий был разработан ряд компоновок АГП, реализующих смешанное регулирование. В частности, вопрос разработки и исследования такого привода рассматривался Фомичевым В.М. [9]. Разработанный им привод содержит в себе элементы как дроссельного, так и объёмного регулирования. Стоит отметить, что объёмное регулирование данного АГП осуществляется механическим способом, то есть за счёт изменения рабочего объёма насоса.

Последние достижения электротехнических отраслей промышленности позволили производить компактные блоки управления электромашинами, преобразователи напряжения, силовую и управляющую электронику, вычислительные комплексы, способные реализовывать сложные законы управления, производя обработку данных в режиме реального времени, блоки обработки данных и систем контроля. В частности были достигнуты большие успехи в разработке бесколлекторных двигателей постоянного тока (БДПТ) и вентильных электрических машин, а также силовой электроники, необходимой для их работы. Одновременно появились высокопроизводительные вычислители, способные в реальном времени управлять скоростью вращения ротора электродвигателя в широком диапазоне. Таким образом, стало возможным появление принципиально новых способов регулирования, использующих электромоторное регулирование, то есть регулирование подачи насоса за счёт изменения частоты вращения ротора электродвигателя. Реализацией одного из таких способов является привод с комбинированным регулированием, разработанный Селивановым А.М. [7].

Описание электрогидравлического следящего привода с комбинированным регулированием скорости

Принципиальная схема ЭГСП с комбинированным регулированием скорости представлена на рис.1 [10].

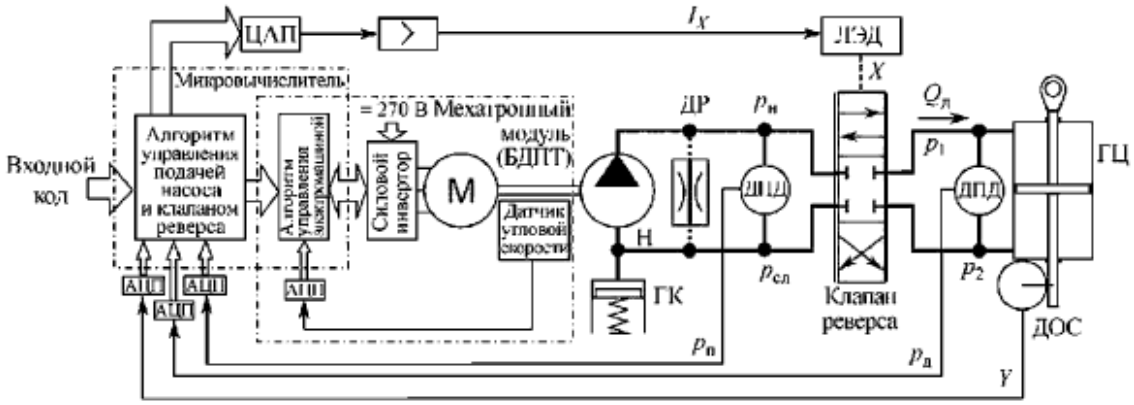


Рис. 1. Принципиальная схема ЭГСП с комбинированным регулированием скорости выходного звена: АЦП – аналого-цифровые преобразователи; ГЦ – гидроцилиндр; ДОС – датчик обратной связи; ДПД – датчик перепада давления; ГК – гидрокомпенсатор; ЛЭД – линейный электродвигатель; Н – насос; ЦАП – цифро-аналоговый преобразователь

Данный привод подразумевает трансформацию энергии, создаваемую приводным электродвигателем, в перемещение поршня гидроцилиндра с использованием как дроссельного, так и электромоторного принципа регулирования скорости выходного звена с преобладанием каждого из них в зависимости от величины управляющего сигнала.

Клапан реверса управляется микровычислителем таким образом, что смещение золотника клапана пропорционально сигналу рассогласования следящего привода. При больших сигналах рассогласования следящего привода управляющий микровычислитель задаёт скорость вращения вала электродвигателя пропорционально абсолютной величине сигнала рассогласования. В результате при значительных открытиях окон клапана абсолютная величина скорости выходного звена привода регулируется преимущественно подачей насоса, которая, в свою очередь, управляется скоростью вращения вала электродвигателя.

При малых сигналах рассогласования следящего привода управляющий микровычислитель регулирует скорость вращения электродвигателя и, соответственно, подачу насоса таким образом, что поддерживает перепад давления на клапане реверса на заданном требуемом уровне. При этом скорость выходного звена привода регулируется системой золотниковых дросселей клапана реверса при его малых открытиях, как это происходит в дроссельном приводе.

В итоге способ регулирования скорости выходного звена меняется в зависимости от величины рассогласования следящего привода.

Комбинированное регулирование скорости выходного звена привода обеспечивает отработку больших и средних сигналов рассогласования с малыми потерями мощности, близкими к минимальным потерям мощности при объёмном способе регулирования. Малые сигналы рассогласования (порядка нескольких процентов от максимального), когда потребляемая приводом мощность мала и энергетические показатели не столь важны, переводят привод в режим дроссельного регулирования, для которого характерны максимальная чувствительность и минимальные ошибки воспроизведения заданного движения.

На параметры характерные для современной авиации автором был спроектирован ЭГСП с комбинированным регулированием. На рис.2 представлена его 3D-компоновка.

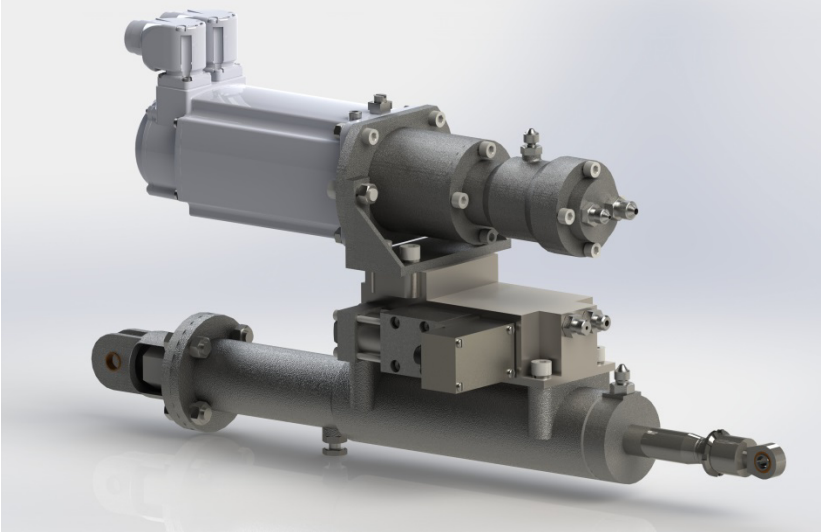


Рис. 2. ЭГСП с комбинированным регулированием скорости выходного звена

Математическая модель привода

Для исследования характеристик и рабочих процессов данного привода, а также для возможности последующей его оптимизации была составлена математическая модель.

1. Синхронное управление клапаном реверса и контроллером электродвигателя осуществляются согласно следующему алгоритму:

$$U_X = (U_{com} - Y \cdot K_{OS}) \cdot K_X \cdot \frac{1}{K_0}$$

$$U_m = |(U_{com} - Y \cdot K_{OS})| \cdot K_X + U_{n0},$$

где $U_m -$ управляющий сигнал на входе контроллера электродвигателя;

U_X – управляющий сигнал на входе клапана реверса;

U_{com} – командный сигнал на вход привода;

Y – положение выходного звена;

K_{OS} – коэффициент позиционной обратной связи;

U_{n0} – начальный сигнал на мехатронном модуле;

K_0 – величина относительного диапазона регулирования клапана реверса;

K_X – коэффициент контурного усиления.

2. Уравнения, описывающие работу электродвигателя:

$$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{R_{em}}{T_m \cdot C_m \cdot C_e} \cdot (C_m \cdot I_m - M_p - M_{fr} - B_{mv} \cdot \Omega)$$

$$T_e \cdot \frac{dI_m}{dt} + I_m = \frac{U_{em} - C_e \cdot \Omega}{R_{em}},$$

где Ω - угловая скорость вращения вала электродвигателя;

I_m – средняя величина тока в обмотках;

U_{em} – средняя величина напряжения в обмотках;

T_e – электромагнитная постоянная времени электродвигателя;

T_m – электромеханическая постоянная времени электродвигателя;

R_{em} – сопротивление обмоток электродвигателя;

M_p – момент сопротивления на валу;

M_{fr} – момент сухого трения;

B_{mv} – коэффициент вязкого трения электродвигателя;

C_m, C_e – конструктивные константы.

3. Уравнения, описывающие работу насоса:

$$Q_p = Q_{tp} - (P_p - P_{dr}) \cdot R_p$$

$$M_p = \left(P_p - P_{dr}\right) \cdot W_p + M_{frp} + \Omega \cdot B_p,$$

где Q_{tp} – теоретическая подача насоса;

R_p – коэффициент утечек из насоса;

P_p – давления питания;

P_{dr} – давление слива;

W_p – Рабочий объём насоса;

M_{frp} – момент трения насоса;

B_p – коэффициент вязкого трения насоса.

4. Уравнение формирования давления в полости нагнетания насоса:

$$\frac{dP_p}{dt} = \frac{E}{V} \cdot \left(Q_p - Q_{in}\right),$$

где E – Модуль упругости жидкости;

Q_{in} – расход жидкости, поступающей в клапан реверса;

V – объём полости формирования давления.

5. Расходы на выходе клапана описываются следующими уравнениями:

$$Q_1 = Q_{th1} - Q_{th4}$$

$$Q_2 = Q_{th2} - Q_{th3}$$

$$Q_{in} = Q_{th1} + Q_{th2},$$

где Q_1, Q_2 – расходы, поступающие в полости гидроцилиндра;

Расход через окно проводимости Q_{thi} можно представить в виде:

$$Q_{thi} = \mu \cdot A_i \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p_{thi}|}{\rho}} \cdot sign(\Delta p_{thi}),$$

где μ – коэффициент проводимости кромки распределителя;

A_i – площадь проходной щели *i*-той кромки;

Δp_{thi} – перепад давлений на *i*-той кромке распределителя;

ρ – плотность жидкости.

Вследствие наличия неточностей при изготовлении золотника и гильзы необходимо учитывать микрогеометрию [8]:

$$A_i = B_s \cdot (-2R + \sqrt{(2R + D)^2 + 0{,}25 \cdot (y_i + |y_i|)^2}$$

$$y_i = 2 \cdot R - Xe_i - X_z, \text{при } i = 1{,}3$$

$$y_i = 2 \cdot R - Xe_i + X_z, \text{при } i = 2{,}4,$$

где B_s – суммарная ширина окон гильзы;

R – радиус скругления кромок гильзы и золотника;

D – диаметральный зазор пары золотник-гильза;

Xe_i – перекрытие *i*-той кромки;

X_z – смещение золотника.

6. Уравнение, описывающее динамику ЛЭД:

$$T_k{}^2 \cdot \frac{d^2 X_z}{dt^2} + 2 \cdot T_k \cdot \xi_k \cdot \frac{dX_z}{dt} + X_z = U_x,$$

где T_k – постоянная времени ЛЭД;

ξ_k – постоянная демпфирования ЛЭД.

7. Уравнения, описывающие работу гидроцилиндра:

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{Q_1 - A_p \cdot v}{A_p \cdot (Y_{max} + Y) + V_{cav}} \cdot E$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{Q_2 - A_p \cdot \upsilon}{A_p \cdot (Y_{max} - Y) + V_{cav}} \cdot E$$

$$F_p = (P_1 - P_2) \cdot A_p,$$

где P_1, P_2 – давления в полостях гидроцилиндра;

Y – смещение штока гидроцилиндра:

υ – скорость штока гидроцилиндра;

V_{cav} – объём трубопроводов между клапаном реверса и гидроцилиндром;

A_p – площадь поршня, на которую действует давление;

Y_{max} – максимальное смещение штока;

F_p – сила на поршень, развиваемая перепадом давлений.

8. Уравнения, описывающие движения нагрузки:

$$\frac{d^2Y}{dt^2} = (F_p - F_0 - B_l \cdot \upsilon - F_{fr}) \cdot \frac{1}{M}$$

$$F_{fr} = F_{fs}, \text{при } \upsilon = 0$$

$$F_{fr} = F_{fk}, \text{при } \upsilon \neq 0,$$

Где F_0 – внешняя нагрузка на шток;

B_l – коэффициент вязкого трения гидроцилиндра;

M – масса объекта управления;

F_{fs} – сила трения покоя;

F_{fk} – сила трения скольжения.

Исследование характеристик привода с комбинированным регулированием

Наибольший интерес представляет регулировочная характеристика привода, т.е. зависимость скорости выходного звена от величины сигнала рассогласования. Данная характеристика представлена на рис.3 в безразмерном виде в области малых рассогласований.

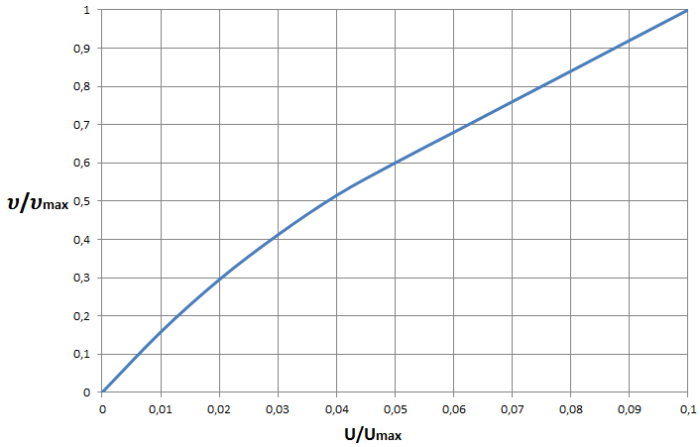


Рис. 3. Скоростная характеристика привода

Как показывает приведённая характеристика, процесс перехода от дроссельного регулирования к электромоторному осуществляется достаточно плавно, однако заметны характерные линейные участки, соответствующие типовым способам регулирования. Чётко видно, что при заданных параметрах объёмное регулирование сменяет преимущественно дроссельное на сигналах рассогласования, равных 3-4 % от максимального.

Также были построены динамические характеристики привода. На рис.4 и рис.5 приведены графики переходных процессов при подаче на вход ступенчатых сигналов максимального значения и значения, равного 1 % от максимального.

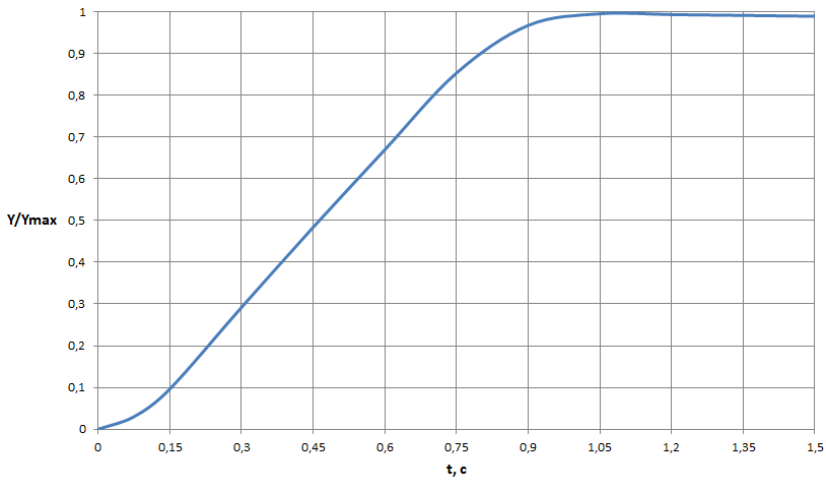


Рис. 4. Переходный процесс привода при максимальном входном воздействии

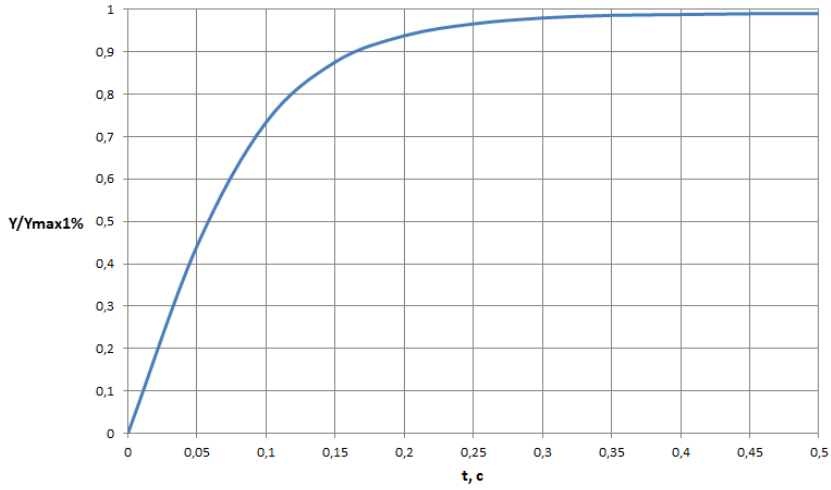


Рис. 5. Переходный процесс привода при входном воздействии, равном 1 % от максимального

На рис.6 представлены частотные характеристики для амплитуды входного сигнала, соответствующей зоне малых рассогласований.

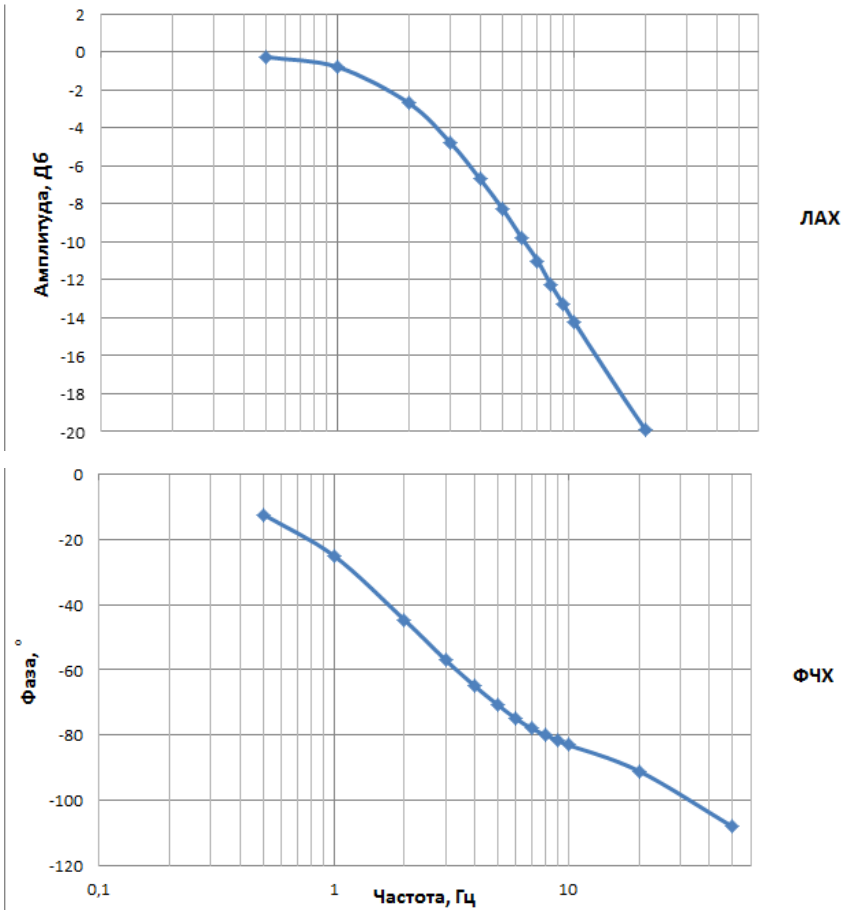


Рис. 6. Частотные характеристики привода для амплитуды входного сигнала, равной 1 % от максимальной

При построении динамических характеристик учитывалась позиционная нагрузка на шток гидроцилиндра. Данная нагрузка равна нулю в среднем положения поршня гидроцилиндра и принимает максимальное значение при крайних его положениях.

По приведенным выше характеристикам можно сделать выводы об устойчивости системы. Величины искажений частотных характеристик также соответствуют требованиям, предъявляемым к современным самолётам. Таким образом, данный привод имеет динамические характеристики на уровне традиционных приводов с дроссельным регулированием, а также высокие значения КПД, объясняемые наличием объёмного регулирования на средних и больших сигналах рассогласования.

Список литературы

[1] Алексеенков А.С., Найдёнов А.В., Селиванов А.М. Перспективы развития автономных электрогидравлических приводов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2011. Вып. 5. Ч. 1. С. 359-364.

[2] Алексеенков А.С. Улучшение динамических свойств и исследование рабочих процессов авиационного рулевого гидропривода с комбинированным регулированием скорости при увеличении внешней нагрузки: дис. … канд. техн. наук. М., 2014. 150 с.

[3] Ермаков С.А., Карев В.И., Дмитриченко А.Н., Селиванов А.М., Сухоруков Р.В. Системы рулевых приводов пассажирских самолётов, их развитие и обеспечение безотказности управления // Вестник Московского авиационного института. 2010. Т. 17, № 3. С. 18-29.

[4] Ермаков С.А., Константинов С.В., Редько П.Г. Резервирование систем рулевых приводов летательных аппаратов. М.: МАИ, 2002. 84 с.

[5] Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учеб. для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 320 с.

[6] Редько П.Г, Ермаков С.А., Селиванов А.М., Константинов Г.С., Митриченко А.Н., Константинов С.В., Живов Ю.Г., Кувшинов В.М., Петров В.Н. Концепция развития систем рулевых приводов перспективных самолётов // Полёт. 2008. № 1. С. 50-60.

[7] Селиванов А.М. Принцип комбинированного регулирования скорости выходного звена гидравлического привода и его современная реализация // Вестник московского авиационного института. 2010. Т. 18, № 3. С. 147-151.

[8] Фомичёв В.М. Проектирование цилиндрических золотниковых распределителей следящих электрогидравлических приводов: учеб. пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 19 с.

[9] Фомичёв В.М. Проектирование характеристик золотниковых распределителей в области «нуля» // Гидравлика и пневматика. 2005. № 20. С. 49-54.

[10] Фролов К.В. Машиностроение энциклопедия. Т. IV-2.Электропривод. Гидро- и вибропривоы. В 2-х кн. Кн. 2. Гидро- и вибропривоы. / под общ. ред. Попова Д.Н., Асташева В.К. М.: Машиностроение. 2012. 304 с.