

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗМОЖНОСТИ ДИНАМИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ДАВЛЕНИЯ В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Е.В. Ерофеев

evgeny.erofeev@tsagi.ru

ЦАГИ, г. Жуковский, Московская обл., Российская Федерация
ИПУ РАН, Москва, Российская Федерация

Аннотация

В рамках изучения возможности ограничения времени работы гидравлических агрегатов летательных аппаратов в полете под высоким давлением и в целях продления срока службы бортовой гидравлической системы проведены экспериментальные исследования по изменению уровня номинального рабочего давления в гидравлической системе комплексного стенда ЦАГИ для отработки электрогидравлических рулевых приводов и систем управления летательных аппаратов. Регулирование давления по режимам полета предполагает возможность снижения отбора мощности от авиадвигателя, а также значительно упрощает процесс перехода на более высокий уровень номинального рабочего давления в гидравлических системах, что может снизить массу и объем гидравлического оборудования летательного аппарата. Показано, что использование специального устройства — редуционного блока — позволяет дистанционно по командным сигналам системы управления регулировать в широком диапазоне значений давление гидропитания приводов на испытательном стенде. Применение редуционного блока автоматизирует процесс и расширяет виды экспериментальных исследований рулевых приводов, например, при имитации различных режимов полета или отказных ситуаций при полунатурном моделировании динамики движения летательного аппарата. Приведены описание и принцип действия основных элементов редуционного блока. В результате исследования динамики переходных процессов по изменению давления выявлено, что принципиальная схема предлагаемого редуционного блока может применяться не только

Ключевые слова

Гидравлическая система, электрогидравлический рулевой привод, редуционный блок, регулирование давления, стендовая отработка, электромагнитный клапан

на испытательном стенде, но и на борту современных и перспективных летательных аппаратов в целях создания интеллектуальных гидравлических систем нового поколения

Поступила 14.04.2023

Принята 18.10.2023

© Автор(ы), 2024

Работа выполнена при поддержке гранта РНФ (проект № 23-19-00464)

Введение. В настоящее время в гидравлической системе (ГС) различных летательных аппаратов (ЛА) основными источниками подачи рабочей жидкости под давлением к исполнительным устройствам системы управления и других систем являются насосы с приводом от авиационного двигателя (Engine Driven Pump, EDP). Такие агрегаты представляют собой регулируемые аксиально-поршневые насосы переменного объема с поддержанием заданного номинального уровня рабочего давления в ГС. На большинстве отечественных магистральных самолетов (Ту-204, Ил-96, МС-21, Sukhoi SSJ-100) этот уровень давления постоянен в течение всего времени полета и составляет 21 МПа. Однако постоянное рабочее давление в системе на номинальном уровне требуется лишь на определенных режимах полета (взлет/посадка, маневрирование), длительность которых зачастую составляет лишь 10 % общего времени полета [1, 2] (рис. 1).

Поддержание высокого давления в системе в течение всего времени полета приводит к значительным потерям мощности, к снижению КПД и повышению температуры в системе. В связи с этим очевидно, что на режиме крейсерского полета уровень рабочего давления в бортовой ГС следует уменьшить. Минимальный уровень давления в ГС может зависеть от требований к характеристикам электрогидравлических рулевых приводов (ЭГРП) органов управления, поскольку для уменьшения давления в полостях гидроцилиндра ЭГРП менее 10 МПа необходимо значительно увеличить площадь поршня для поддержания динамической жесткости [3].

В то же время для некоторых магистральных самолетов существуют такие режимы полета, на которых усилия, развиваемого рулевым приводом органа управления при номинальном давлении в ГС, недостаточно для преодоления шарнирного момента на руле, и требуется еще усилие от второго рулевого привода при совместной работе с первым. В такой ситуации указанная проблема может быть решена за счет кратковременного форсирования давления в ГС по отношению к номинальному значению. Форсирование давления в централизованной ГС ЛА может также включаться при отказах в части ее каналов и только на время отказного

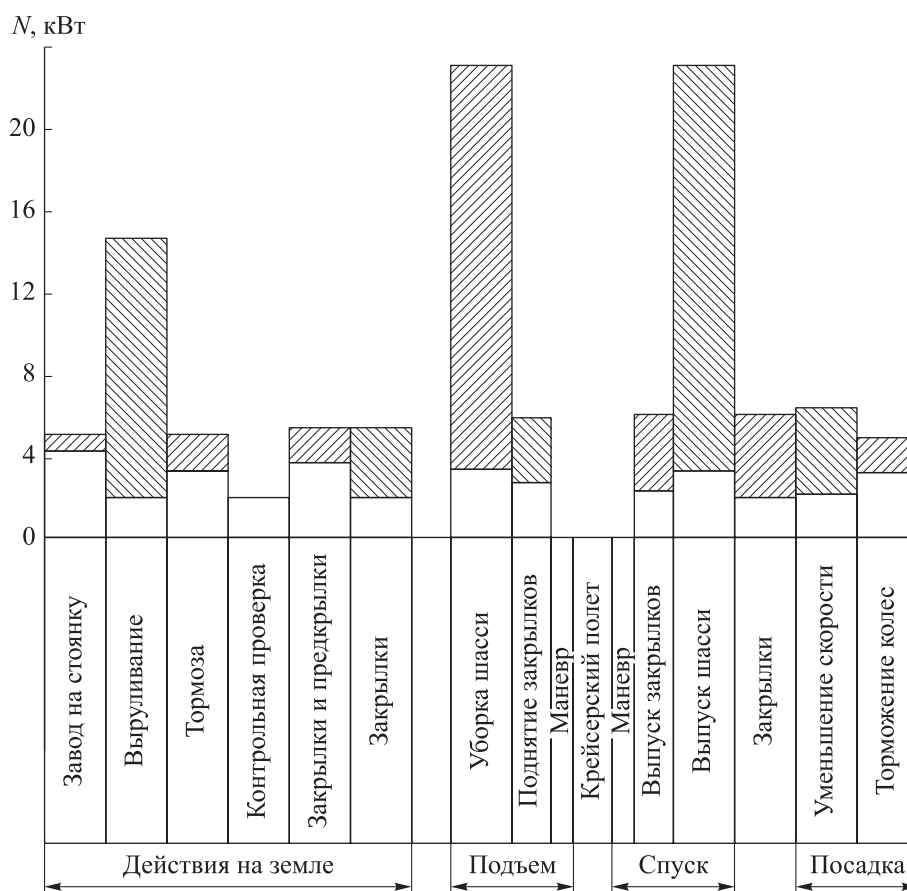


Рис. 1. Диаграмма мощностей (потребных и располагаемых расходов, так как $N = Q\Delta P$) в ГС тяжелых дозвуковых самолетов с ручным управлением

состояния. Такой режим принципиально позволяет уменьшать как потребляемую энергетику системы управления, так и массу ее конструкции и массу топлива, расходуемого на работу системы [4, 5].

Перспективным направлением развития ГС в авиастроении является увеличение номинального значения рабочего давления гидропитания до сверхвысоких значений (35 МПа и более) [6, 7]. Увеличение давления в ГС самолета способствует уменьшению размеров и массы гидравлического оборудования, а также улучшению маневренности. Например, в компании Rockwell выполнены расчеты, эксперименты и моделирование, чтобы доказать, что оптимальное значение давления жидкости в ГС самолета требуется поднять до 56 МПа. Сравнительные исследования показали, что при увеличении давления от 21 до 56 МПа массу ГС можно уменьшить на 30 %, а объем — на 40 % [8].

Практической реализации ГС с давлением 35 МПа добились на самолетах фирм Airbus (A-350, A-380) и Boeing (B-787). Например, применение ГС с давлением 35 МПа позволило уменьшить общую массу авиалайнера Airbus A-380 на ~ 1 т [9].

Следует отметить, что переход на сверхвысокое давление в типовой структуре ГС с постоянным уровнем давления подачи приводит к ряду проблем: применение высокопрочных дорогостоящих материалов, обеспечение герметичности, рост утечек в ГС и, как следствие, потери полезной мощности насосов и потребителей, а также еще большее увеличение температуры рабочей жидкости. Поэтому вопрос об использовании переменного уровня давления в ГС становится более актуальным [10, 11].

Примером самолета с переменным уровнем давления в ГС является американский палубный истребитель-бомбардировщик и штурмовик Boeing F/A-18E/F Super Hornet. Насосная установка этого самолета выдает два уровня номинального рабочего давления в ГС: 21 и 35 МПа. Давление 21 МПа используется для обычных условий полета, в то время как давление 35 МПа — при выполнении экстремальных маневров, требующих преодоления больших нагрузок на рулевых поверхностях. Двойной уровень номинального рабочего давления в ГС (Dual Range Pressure Control, DRPC) продлевает ее срок службы, поскольку режим высокого давления используется ограничено. При работе с более низким давлением в ГС насосу требуется меньше энергии от авиадвигателя, снижаются потери насоса и ГС в целом, что приводит к уменьшению тепловых выделений. Кроме того, в ГС можно использовать насос с меньшими по размерам и более легкими подшипниками и другими рабочими компонентами [12, 13].

Для отработки функционирования гидравлических исполнительных устройств самолета при различных уровнях давления, в том числе и сверхвысоких, целесообразно использовать испытательные стенды, неотъемлемой частью которых является ГС для энергопитания испытываемых изделий [14, 15]. Однако существует проблема автоматизации таких ГС для стендов отработки ЭГРП систем управления ЛА: ГС должна быть интеллектуальной, с возможностью регулирования рабочего давления и расхода в зависимости от режимов работы потребителей. Необходимо обеспечивать одновременно несколько режимов работы гидравлических устройств с различным уровнем давления, а также иметь возможность снижения и форсирования номинального давления при имитации различных режимов полета ЛА, реализуя в том числе и расчетные отказы [16, 17]. Указанные меры, применяемые для стендовой отработки, в совокупности с разработкой законов управления рабочим давлением в ГС в дальнейшем

могут быть использованы и на борту ЛА, что позволило бы рационально использовать мощность насосов, снизить нагрев рабочей жидкости и тепловыделения в ГС, уменьшить мощность системы ее охлаждения.

Материалы и методы решения задач, принятые допущения. Рассмотрим структуру ГС испытательного стенда ЦАГИ для исследования динамических характеристик ЭГРП ЛА (рис. 2).

Центральным элементом системы является источник гидропитания — насосная установка, в состав которой входят два поршневых насоса переменной подачи НП-52М. Вал каждого насоса приводится во вращение собственным электродвигателем, при этом линии подачи и всасывания обоих насосов объединены в целях обеспечения функционирования группы агрегатов на стенде с максимальным потребляемым расходом до ~ 200 л/мин (рис. 3). Максимальное рабочее давление в ГС составляет 28 Мпа, давление на входе 1,75 ата, число оборотов привода — 2500 об/мин, рабочая жидкость — масло АМГ-10.

Для обеспечения шумового комфорта для рабочего персонала стенда насосная установка располагается в помещении, отдельном от зоны испытываемых ЭГРП, при этом длина трубопроводной магистрали от насосной установки до потребителей составляет порядка 25...30 м.

В установленном устройстве для ГС испытательного стенда реализуется механизм с дистанционным управлением уровнем номинального рабочего давления в ГС по командным сигналам в широком диапазоне значений и с достаточным быстродействием. Регуляторная ветвь типового аксиально-поршневого насоса представляет собой линию от точки «переламывания» гидравлической характеристики при давлении P_p (давление настройки регулятора) до максимального значения давления P_{max} нулевой производительности, которое принимается за номинальное в целях существенного изменения значения подачи насоса при сравнительно небольшом изменении давления (см. рис. 3). На практике это обеспечивается с помощью регулятора подачи насоса [18, 19]. Используя дополнительные специальные устройства, можно изменять положение регуляторной ветви характеристики источника гидропитания в диапазоне номинальных давлений от 0 до P_{max} , при этом насосная характеристика переменной подачи рабочей жидкости к потребителям остается неизменной. Для реализации данного механизма в системе в гидравлической линии подачи непосредственно перед испытываемыми изделиями дополнительно установлен редуцирующий блок (рис. 4), состоящий из управляемого редуцирующего клапана, трехпозиционного крана, а также датчика давления на выходе из самого блока.

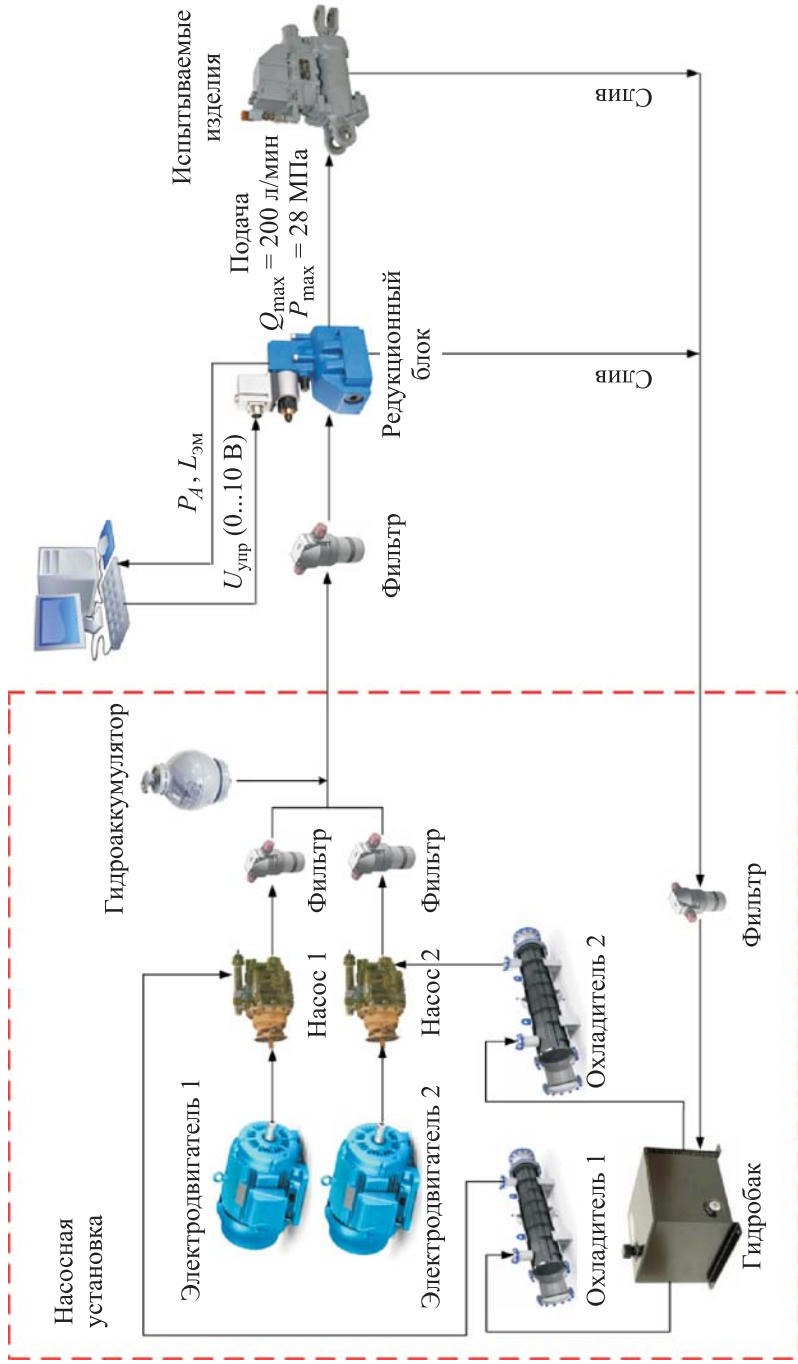


Рис. 2. Структурная схема ГС испытательного стенда ЦАГИ для отработки рулевых приводов ЛА

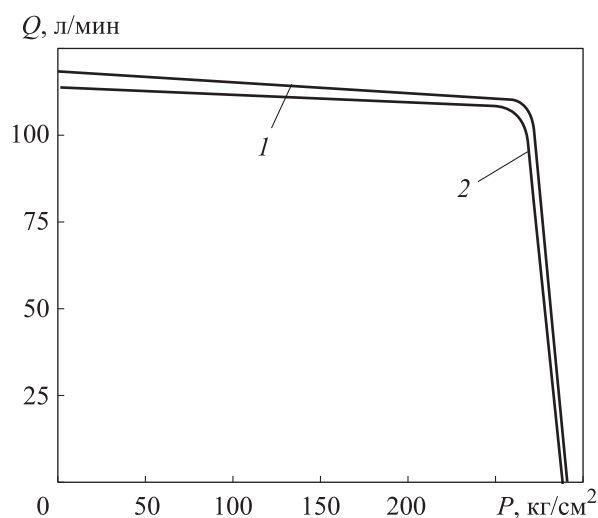


Рис. 3. Гидравлическая характеристика насоса НП-52М (температуры масла 20 (1) и 90 °С (2), окружающей среды 20 °С)

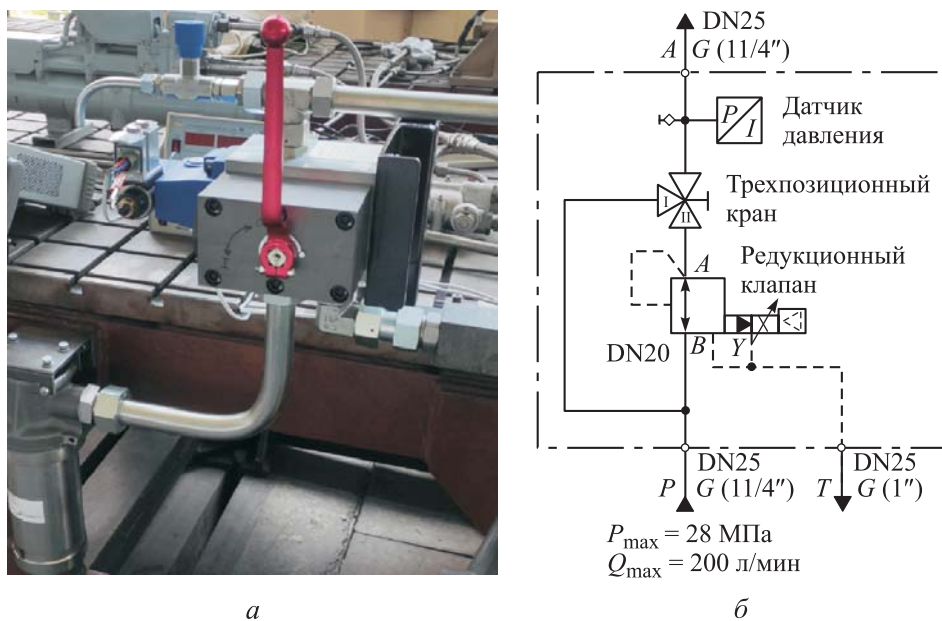


Рис. 4. Внешний вид (а) и принципиальная схема (б) редукционного блока в сборе

Дистанционная связь с редукционным блоком осуществляется через аналого-цифровой и цифро-аналоговый преобразователь (АЦП-ЦАП) с помощью персонального компьютера (ПК) оператора станда, в котором программно реализованы генератор управляющих сигналов для задания требуемого значения давления и измерительный осциллограф для отоб-

ражения фактического текущего значения давления и положения пропорционального электромагнита редукционного клапана из состава блока. При проведении полунатурного моделирования ЛА с использованием натуральных ЭГРП управляющие сигналы в редукционный блок формируются на основе его математической модели, учитывающей их зависимость от параметров движения, характеризующих режим полета.

Принципиальная схема редукционного клапана (производитель Bosch Rexroth, тип DREE), являющегося основным элементом установленного блока в ГС стенда, приведена на рис. 5. Клапан состоит из контрольно-регулирующей (пилотной) части 1 с пропорциональным электромагнитом 2 и основной части 3 со встроенным золотником 4 (по заказу с обратным клапаном 5).

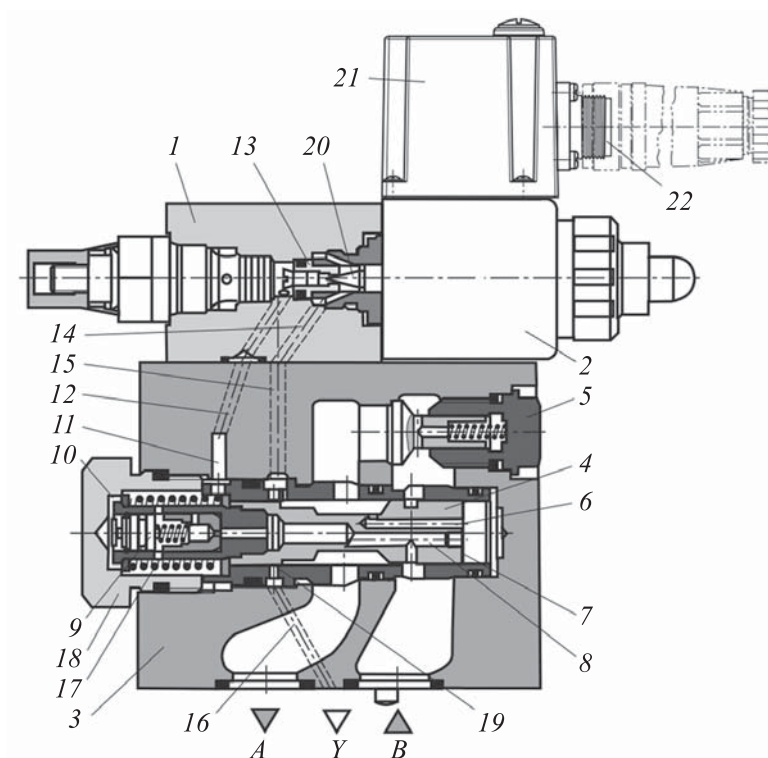


Рис. 5. Принципиальная схема основного элемента редукционного блока — редукционного клапана тип DREE (производитель Bosch Rexroth)

Давление P_A в выходном канале *A* редукционного клапана в линии напора испытываемых ЭГРП устанавливается в зависимости от значения силы тока на пропорциональном электромагните. При отсутствии сигнала управления на электромагните клапана пружина 17 удерживает золотник

в исходном (нулевом) положении и связь между каналами A и B (регулируемое давление подачи насосной установки $P_{\text{нас}}$) закрыта.

Когда гидравлическая связь между каналами A и B в клапане открыта, то через канал 6 давление рабочей жидкости P_A в канале A действует на торец 7 золотника. Поступающий в клапан через канал B поток жидкости проходит через канал 8 и попадает в регулятор расхода 9 , который поддерживает расход поступающего потока жидкости на постоянном уровне вне зависимости от перепада давления между каналами A и B . Из регулятора расхода поток жидкости поступает в полость 10 с пружиной, затем через каналы 11 , 12 к седлу 13 тарельчатого клапана 20 , после чего через канал Y ($14-16$) уходит в магистраль слива стенда (выход T блока, см. рис. 4).

Давление уставки в канале A задается командным сигналом на соответствующем усилителе блока электроники 21 редуционного клапана (подключение через электрический разъем 22). Пропорциональный электромагнит перемещает тарельчатый клапан в направлении седла и ограничивает давление в полости до заданного командного значения. Если давление в канале A менее указанного командного значения ($P_A < P_{\text{ком}}$), то под действием более высокого давления в полости золотник перемещается вправо, соединяя таким образом каналы A и B .

Когда в канале A достигается заданное значение давления, уравновешиваются силы, действующие с торцов золотника, и он находится в установленном регулятором положении с соответствующим установленным значением давления ($P_A = P_{\text{ком}}$):

$$P_A S_{\text{зол}} = P_{\text{пр}} S_{\text{зол}} - F_{\text{пр}}, \quad (1)$$

где $S_{\text{зол}}$ — площадь рабочей поверхности золотника; $P_{\text{пр}}$ — давление в полости с пружиной; $F_{\text{пр}}$ — сила упругости пружины.

В случае если $P_A > P_{\text{ком}}$, то золотник под действием давления P_A с торца перемещается влево до механического упора 18 , закрывая тем самым связь между каналами A и B и открывая связь между каналами A и Y через кромку 19 . В таком положении действию силы от давления P_A на торце золотника противодействует сила упругости пружины.

Следовательно, заданный уровень номинального рабочего давления гидросистемы испытываемых ЭГРП, подключенных к указанной ГС, определяется значением командного сигнала из программы управления ПК оператора стенда, поступающего на вход пропорционального электромагнита редуционного клапана в соотношении (диапазоне)

$$U_{\text{вх}} = 0 \rightarrow P_{\text{р.п}} = 0; U_{\text{вх}} = \max(+10 \text{ В}) \rightarrow P_{\text{р.п}} = P_{\text{нас}} = 28 \text{ МПа}. \quad (2)$$

Статическая характеристика редукционного клапана (при расходе рабочей жидкости 0,8 л/мин), показывающая соотношение входного командного сигнала и выходного регулируемого давления P_A , поступающего на вход ЭГРП, и расходная характеристика клапана приведены на рис. 6.

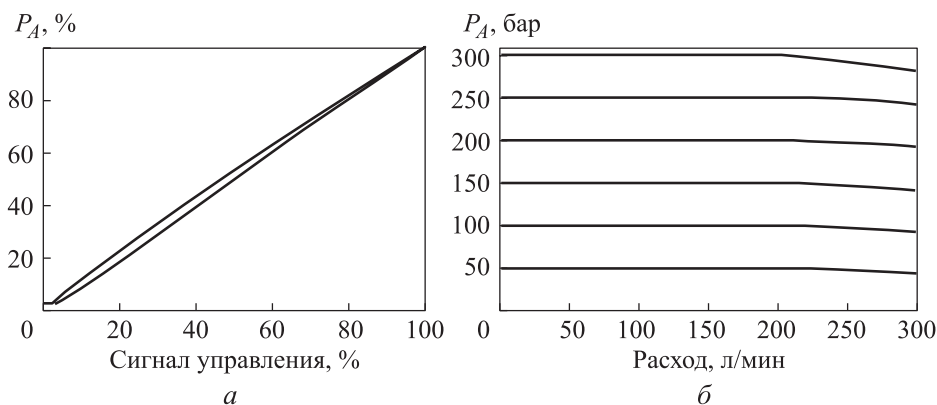


Рис. 6. Статическая (а) и расходная (б) характеристики редукционного клапана типа DREE (производитель Bosch Rexroth)

Согласно графику расходной характеристики, при максимальном располагаемом расходе 200 л/мин в ГС стенда потери давления на редукционном клапане будут полностью отсутствовать.

Сигналы с датчика давления редукционного блока, фиксирующего давление P_A на входе в ЭГРП, и датчика обратной связи по положению $L_{\text{ЭМ}}$ пропорционального электромагнита клапана поступают в измерительно-вычислительный комплекс стенда, через АЦП преобразуются в цифровой код и отображаются на осциллографе, установленном на ПК. На ПК кроме прямого управления также алгоритмически может быть сформирован замкнутый контур управления рабочим давлением в системе $P_{\text{ком}} = f(P_A, L_{\text{ЭМ}})$, т. е. командный сигнал на электрическом входе пропорционального электромагнита клапана может устанавливаться исходя из текущего значения давления на выходе из редукционного блока (внешний контур управления), измеряемого датчиком давления, и сигнала положения пропорционального электромагнита (внутренний контур управления), измеряемого его встроенным датчиком.

Следует отметить, что при проведении полунатурного моделирования динамики движения ЛА на стенде командные сигналы на изменение рабочего давления ЭГРП при различных режимах полета могут форми-

роваться в зависимости от значений параметров, характеризующих этот режим, например, от сигналов воздушной скорости и высоты ЛА [20].

Применение трехпозиционного крана в рассматриваемом редуционном блоке позволяет формировать давление гидропитания в системе как через редуционный блок в режиме дистанционного автоматизированного управления, так и напрямую через насосную установку, при которой давление гидропитания задается вручную на постоянном уровне путем механической регулировки насоса. Таким образом, в случае отказа редуционного клапана блока на стенде всегда сохраняется гидропитание для выполнения заданных пунктов программы испытаний рулевых приводов.

Результаты. Отладочные испытания редуционного блока, установленного в ГС испытательного стенда, проводились как при отсутствии расхода от потребителей, так и при работе подключенного к системе высокоомощного ЭГРП стабилизатора маневренного самолета с двухкамерным гидроцилиндром (была подключена одна камера, движение штока привода от упора до упора с максимальной скоростью, соответствующей расходу $Q_{р.п} \approx 55$ л/мин). Командные значения уставки по входному давлению в приводе составляли 10, 21 и 28 МПа и задавались ступенчатыми управляющими сигналами на повышение и понижение давления в системе (рис. 7).

Согласно полученным графикам переходных процессов изменения номинального рабочего давления (см. рис. 7), время регулирования Δ (попадание выходного сигнала в 5%-ную «трубку» от $Y_{уст}$) при смене номинального уровня рабочего давления составляет от $\sim 0,1$ до $0,75$ с, при этом время нарастания сигнала (первоначальное достижение выходного сигнала $100\% Y_{уст}$) составляет не более $0,1 \dots 0,2$ с. При некоторых переключениях давления в связи с динамикой гидравлических процессов могут возникать перерегулирования (до 20%), которые увеличивают время регулирования, поэтому для управления целесообразно ограничивать фронт нарастания ступенчатого командного сигнала.

Графики переходных процессов изменения номинального рабочего давления при работающем ЭГРП и с ограничением времени нарастания командного сигнала приведены на рис. 8.

В соответствии с полученными графиками (см. рис. 8) ограничение фронта нарастания командного управляющего сигнала значительно снижает перерегулирование в системе (не более 10% на отдельных переключениях). Наименьшее время переходного процесса при смене уровня рабочего давления практически соответствует времени нарастания командного сигнала ($\sim 0,55$ с).

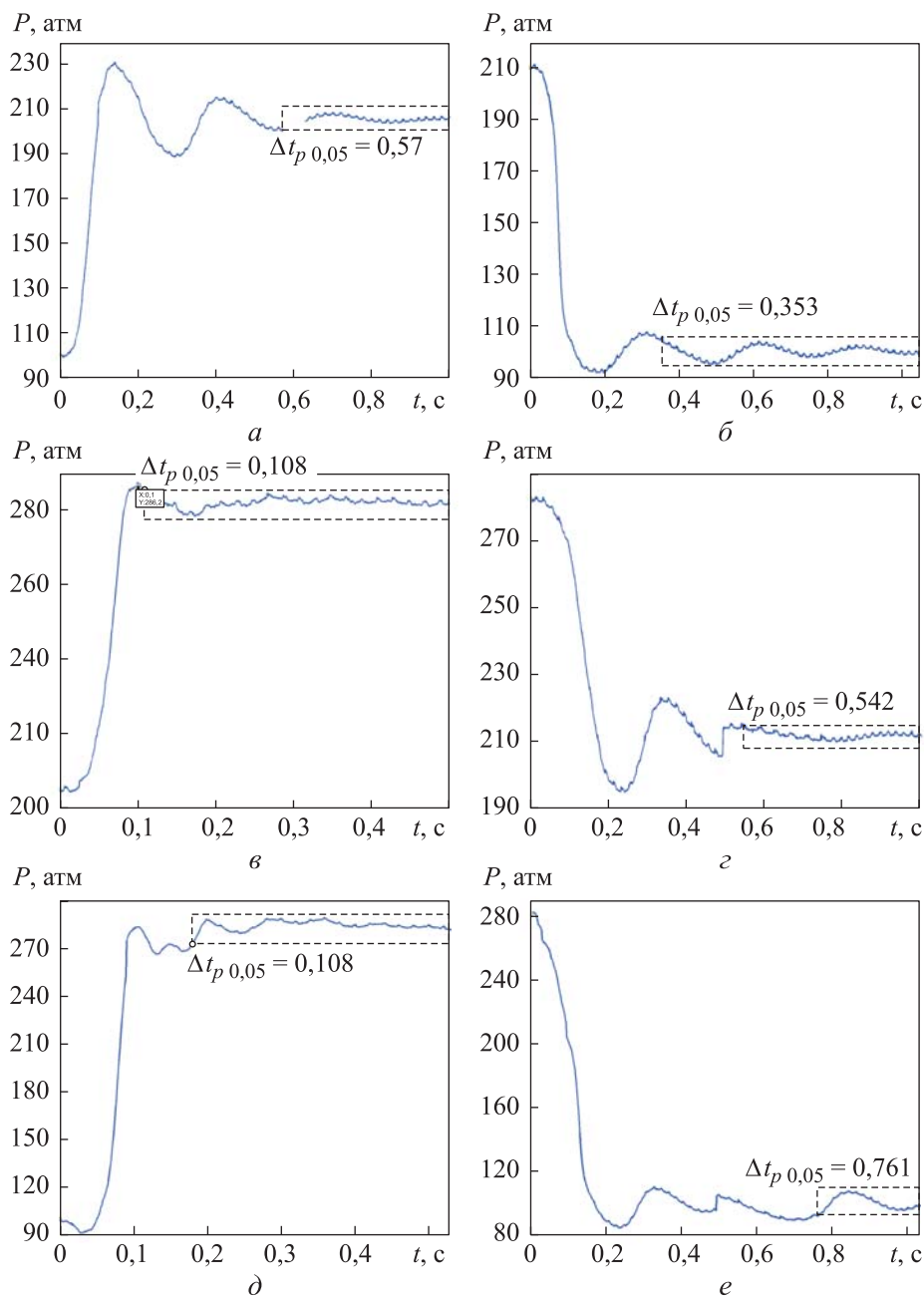


Рис. 7. Графики переходных процессов изменения рабочего давления в приводе в диапазонах 10...21 (а), 21...10 (б), 21...28 (в), 28...21 (г), 10...28 (д) и 28...10 МПа (е) при отсутствии расхода от потребителей $Q_{p,л} = 0$

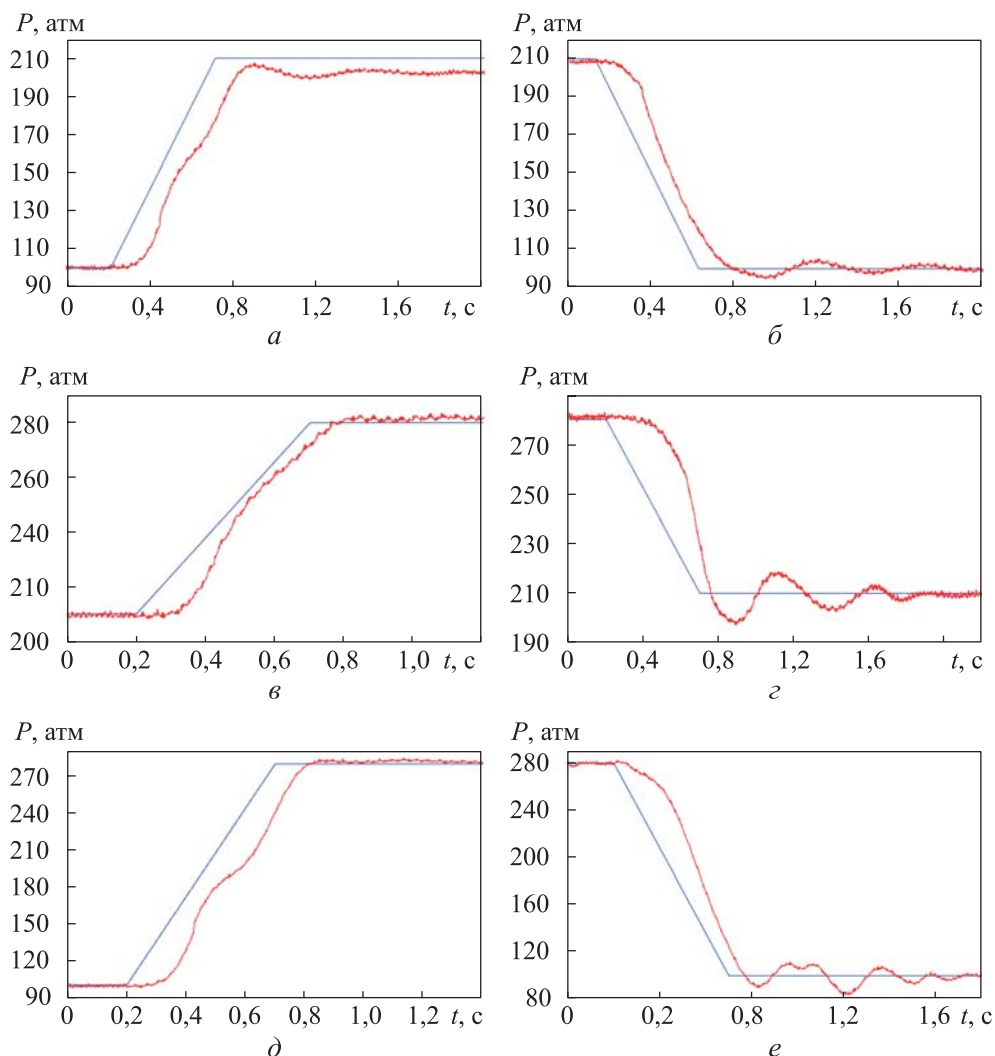


Рис. 8. Графики переходных процессов изменения номинального рабочего давления в разных диапазонах (а–е, см. рис. 7) при работающем ЭГРП, с ограничением времени нарастания командного сигнала ($T_{п}^{вх} = 0,5$ с, $Q_{р.п} = 55$ л/мин; кривые красного цвета — $P_{вых}$, синего — $P_{вх}$)

Следовательно, система имеет потенциально приемлемые динамические характеристики для дистанционного регулирования рабочего давления в ГС при проведении испытаний ЭГРП. Требования к времени переключения номинального уровня давления следует определять в процессе математического моделирования для конкретно рассматриваемого ЛА и его режимов полета.

Испытания на стенде могут проводиться как при имитации отказных ситуаций в ГС ЛА, например, падение уровня рабочего давления, так

и при необходимости форсирования уровня давления в целях достижения больших развиваемых усилий рулевых приводов и расширения области отработки ими шарнирных моментов, действующих на органах управления.

Заключение. В результате анализа развития бортовых ГС ЛА подтверждена актуальность исследований, связанных с повышением уровня номинального рабочего давления до 35 МПа и более, что может привести к снижению массы и объема гидравлического оборудования, а использование переменного уровня давления в ГС в зависимости от режимов полета может влиять на увеличение срока службы ГС и снижение расхода топлива.

Для проведения экспериментальных исследований работы гидравлических устройств ЛА, связанных со снижением и форсированием номинального давления в ГС, необходимо использовать специализированные стенды. На таких стендах следует применять автоматизированные системы управления давлением при имитации полета ЛА, реализуя различные режимы работы ГС, в том числе и расчетные отказные ситуации.

Установленное устройство по разработанной схеме для системы гидропитания испытательного стенда рулевых приводов (в ЦАГИ), представляющее собой редуцирующий блок, позволяет дистанционно, в том числе и автоматически, по различным законам управления, изменять уровень давления гидропитания испытываемых изделий в широком диапазоне.

Результаты отладочных испытаний показывают, что редуцирующий блок выполняет функцию регулирования давления с потенциально приемлемым быстродействием (время переходных процессов $T_{п.п} < 1$ с, время нарастания (100 % установившегося значения) $T_n < 0,2$ с. Требования к времени переключения номинального уровня давления следует определять в процессе математического моделирования для конкретно рассматриваемого ЛА и его режимов полета.

Для снижения перерегулирования с сохранением достаточного быстродействия в системе командную уставку на изменение рабочего давления через редуцирующий блок следует формировать с плавным нарастанием.

Преимуществом рассматриваемой ГС для испытательного стенда ЦАГИ, работающей при высоких уровнях давления гидропитания, является применение относительно простых и недорогих клапанов в составе редуцирующего блока и основного насоса типовой распространенной конструкции вместо сложных и дорогостоящих насосных установок высокого давления и производительности с устройствами регулирования. Снижаются временные затраты на проведение испытаний в части настройки и сме-

ны уровня рабочего давления, а также расширяются возможности по организации новых видов экспериментальных тестирований ЭГРП ЛА.

Внедренный в ГС испытательного стенда ЦАГИ редуциционный блок может являться прототипом изделий, которые в дальнейшем совместно с дополнительными модулями управления могут быть установлены на борту современных и перспективных ЛА в целях организации интеллектуального гидравлического комплекса.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Матвеевко А.М., Зверев И.И. Проектирование гидравлических систем летательных аппаратов. М., Машиностроение, 1982.
- [2] Черненко Ж.С., Лагосюк Г.С., Никулинский Г.Н. и др. Гидравлические системы транспортных самолетов. М., Транспорт, 1975.
- [3] Шумилов И.С. Возможные пути снижения массы системы управления рулями самолета. *Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2013, № 2. EDN: QABSSB
- [4] Борис Ю.А. Форсирование давления в резервированной гидросистеме самолета при отказах ее каналов. *Техника воздушного флота*, 1991, № 3, с. 24–35.
- [5] Матвеевко А.М., Долгушев В.Г., Петровичев В.И. и др. Повышение эффективности бортовых гидросистем ЛА за счет адаптации рабочего давления. *ASTEC'07*, 2007, с. 7.
- [6] Guo S., Chen J., Lu Y., et al. Hydraulic piston pump in civil aircraft: current status, future directions and critical technologies. *Chinese J. Aeronaut.*, 2020, vol. 33, no. 1, pp. 16–30. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.01.013>
- [7] Долгушев В.Г., Ионов В.А., Кун Н.В. и др. Тенденции развития современных авиационных бортовых гидросистем. *Труды МАИ*, 2017, № 95. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=84461>
- [8] Demarchi J., Ohlson J. Flight testing an 8000 psi lightweight hydraulic system. *SAE Tech. Pap.*, 1977, paper 771007. DOI: <https://doi.org/10.4271/771007>
- [9] Robert W.M. High-pressure hydraulics for the A380. *Overhand & Maintenance*, 2005, vol. 18, no. 6, pp. 43–45.
- [10] Zhao Y., Bao Y., Zhang C., et al. Design and analysis of variable pressure control of aircraft hydraulic system. *ICMCCE*, 2020, pp. 815–819. DOI: <https://doi.org/10.1109/ICMCCE51767.2020.00179>
- [11] Wang Z., Chen B. Characters of future aircraft hydraulic system. *SSCAE*, 1999, vol. 1, no. 3, pp. 1009–1742.
- [12] Aerospace hydraulic pump controls. Aerospace Information AIR5872A. Warrendale, SAE International, 2017.
- [13] Spencer J.E. Development of variable pressure hydraulic systems for military aircraft utilising the “smart hydraulic pump”. *ImechE*, 1993, pp. 101–111.

- [14] Матвеевко А.М., Пейко Я.Н., Комаров А.А. Расчет и испытания гидравлических систем летательных аппаратов. М., Машиностроение, 1974.
- [15] Смагин Д.И., Пугачев Ю.Н., Долгов О.С. К вопросу испытаний бортовых гидравлических систем и их значение при разработке современных видов воздушных судов. *Труды МАИ*, 2011, № 44.
URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=25118>
- [16] Erofeev E., Khaletsky L., Skryabin A., et al. Methodologies and test-rig configurations for experimental improvement of flight control actuation systems. *R3ASC*, 2018, pp. 109–116.
- [17] Сабельников В.И., Колеватов Ю.В., Фадеев Ю.В. Гидросистема для нагружения авиационных конструкций при прочностных испытаниях. Патент РФ 2267759. Заявл. 08.01.2004, опубл. 10.01.2006.
- [18] Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М., Машиностроение, 1987.
- [19] Mileti J.A., Lawhead P.M. Controlled pressure pumps for more efficient hydraulic systems. *SAE Tech. Pap.*, 1986, paper 861844. DOI: <https://doi.org/10.4271/861844>
- [20] Wilson T.M., Hasenoehrl T.R., Chin E.C., et al. Engine driven pump (EDP) automatic depressurization system. Patent US 9823670. Appl. 25.11.2014, publ. 21.11.2017.

Ерофеев Евгений Валерьевич — начальник установки НИЦ безопасности полетов ЦАГИ (Российская Федерация, 140180, Московская обл., г. Жуковский, ул. Жуковского, д. 1); инженер ИПУ РАН (Российская Федерация, 117997, Москва, Профсоюзная ул., д. 65).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Ерофеев Е.В. Экспериментальные исследования возможности динамического регулирования рабочего давления в гидравлической системе летательных аппаратов. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2024, № 3 (150), с. 57–75. EDN: YFRSAT

**EXPERIMENTAL STUDY OF THE POSSIBLE WORKING
PRESSURE DYNAMIC CONTROL
IN THE AIRCRAFT HYDRAULIC SYSTEM**

E.V. Erofeev

evgeny.erofeev@tsagi.ru

**TsAGI, Zhukovsky, Moscow Region, Russian Federation
ICS RAS, Moscow, Russian Federation**

Abstract

Experimental studies were carried out to determine alteration of the nominal working pressure level in the hydraulic system of the integrated test bench designed to develop the aircraft electrohydraulic servovalve actuators and control systems at the Central Aerohydrodynamic Institute (TsAGI). These studies were conducted as part of research of a possibility to limit the aircraft hydraulic subsystems operation time in flight under high pressure to extend the onboard hydraulic system service life. Pressure control according to the flight modes suggests a possibility to reduce power take-off from the aircraft engine, and also significantly simplifies the process of passing to a higher level of nominal working pressure in the hydraulic systems, which could reduce the weight and volume of the aircraft hydraulic equipment. The paper shows that introduction of a special device, i.e., the pressure reduction unit, makes it possible to remotely control the hydraulic supply pressure of the actuators being tested on the bench in a wide range of values using the control system command signals. Device introduction automates the process and expands types of the servovalve actuators experimental studies on the bench, for example, in simulating various flight modes or failure accidents during a seminatural simulation of the aircraft motion dynamics. The paper provides description and operation principle of the pressure reduction unit main elements. Obtained results of the transient processes dynamics in pressure alteration using the pressure reduction unit demonstrates that the control device basic diagram could be introduced not only in bench testing, but also on board the modern and promising aircraft to create intelligent hydraulic systems of the new generation

Keywords

Hydraulic system, electrohydraulic servovalve actuator, pressure reduction unit, pressure control, bench testing, solenoid valve

Received 14.04.2023

Accepted 18.10.2023

© Author(s), 2024

The work was supported by the Grant from the Russian Science Foundation (project no. 23-19-00464)

REFERENCES

- [1] Matveenko A.M., Zverev I.I. Proektirovanie gidravlicheskih sistem letatelnykh apparatov [Design of aircraft hydraulic systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982.
- [2] Chernenko Zh.S., Lagosyuk G.S., Nikulinskiy G.N., et al. Gidravlicheskie sistemy transportnykh samoletov [Hydraulic systems of transport aircraft]. Moscow, Transport Publ., 1975.

- [3] Shumilov I.S. Possible ways to reduce the mass of an aircraft's rudder control system. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education: Scientific Publication], 2013, no. 2 (in Russ.). EDN: QABSSB
- [4] Boris Yu.A. Pressure forcing in the redundant aircraft hydraulic system in case of its channels failures. *Tekhnika vozdušnogo flota*, 1991, no. 3, pp. 24–35 (in Russ.).
- [5] Matveenko A.M., Dolgushev V.G., Petrovichev V.I., et al. [Improving the efficiency of aircraft on-board hydraulic systems by adapting the operating pressure]. *ASTEC'07*, 2007, p. 7.
- [6] Guo S., Chen J., Lu Y., et al. Hydraulic piston pump in civil aircraft: current status, future directions and critical technologies. *Chinese J. Aeronaut.*, 2020, vol. 33, no. 1, pp. 16–30. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.01.013>
- [7] Dolgushev V.G., Ionov V.A., Kun N.V., et al. Development trends of modern aircraft onboard hydraulic systems. *Trudy MAI*, 2017, no. 95 (in Russ.). Available at: <https://trudymai.ru/published.php?ID=84461>
- [8] Demarchi J., Ohlson J. Flight testing an 8000 psi lightweight hydraulic system. *SAE Tech. Pap.*, 1977, paper 771007. DOI: <https://doi.org/10.4271/771007>
- [9] Robert W.M. High-pressure hydraulics for the A380. *Overhand & Maintenance*, 2005, vol. 18, no. 6, pp. 43–45.
- [10] Zhao Y., Bao Y., Zhang C., et al. Design and analysis of variable pressure control of aircraft hydraulic system. *ICMCCE*, 2020, pp. 815–819. DOI: <https://doi.org/10.1109/ICMCCE51767.2020.00179>
- [11] Wang Z., Chen B. Characters of future aircraft hydraulic system. *SSCAE*, 1999, vol. 1, no. 3, pp. 1009–1742.
- [12] Aerospace hydraulic pump controls. Aerospace Information AIR5872A. Warrendale, SAE International, 2017.
- [13] Spencer J.E. Development of variable pressure hydraulic systems for military aircraft utilising the “smart hydraulic pump”. *ImechE*, 1993, pp. 101–111.
- [14] Matveenko A.M., Peyko Ya.N., Komarov A.A. Raschet i ispytaniya gidravlicheskih sistem letatelnykh apparatov [Calculation and testing aircraft hydraulic systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974.
- [15] Smagin D.I., Pugachev Yu.N., Dolgov O.S. On-board testing of hydraulic systems and their importance in the development of modern aircraft types. *Trudy MAI*, 2011, no. 44 (in Russ.). Available at: <https://trudymai.ru/published.php?ID=25118>
- [16] Erofeev E., Khaletsky L., Skryabin A., et al. Methodologies and test-rig configurations for experimental improvement of flight control actuation systems. *R3ASC*, 2018, pp. 109–116.
- [17] Sabelnikov V.I., Kolevatov Yu.V., Fadeev Yu.V. Gidrosistema dlya nagruzheniya aviatsionnykh konstruktsiy pri prochnostnykh ispytaniyakh [Hydraulic system for loading aircraft structures at strength tests]. Patent RU 2267759. Appl. 08.01.2004, publ. 10.01.2006 (in Russ.).

[18] Popov D.N. Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem [Dynamics and regulation of hydro- and pneumatic systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987.

[19] Miletì J.A., Lawhead P.M. Controlled pressure pumps for more efficient hydraulic systems. *SAE Tech. Pap.*, 1986, paper 861844. DOI: <https://doi.org/10.4271/861844>

[20] Wilson T.M., Hasenoehrl T.R., Chin E.C., et al. Engine driven pump (EDP) automatic depressurization system. Patent US 9823670. Appl. 25.11.2014, publ. 21.11.2017.

Erofeev E.V. — Head, Installation of Flight Safety Research Center, TsAGI (Zhukovskogo ul. 1, Zhukovsky, Moscow Region, 140180 Russian Federation); Engineer, ICS RAS (Profsoyuznaya ul. 65, Moscow, 117997 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Erofeev E.V. Experimental study of the possible working pressure dynamic control in the aircraft hydraulic system. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2024, no. 3 (150), pp. 57–75 (in Russ.).

EDN: YFRSAT