УДК 621.22:629.7.064 EDN: KBXBPQ

ПЕРСПЕКТИВЫ ПОВЫШЕНИЯ НОМИНАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ НА ПРИМЕРЕ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДНОЙ МАГИСТРАЛИ

Е.В. Ерофеев florobot@yandex.ru
А.В. Скрябин skryabinalexey@gmail.com
Г.С. Вересников veresnikov@mail.ru

ИПУ РАН, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Рассмотрены тенденции совершенствования бортовых гидравлических систем летательных аппаратов, заключающиеся в повышении номинального давления до 35 МПа и более, благодаря которому в совокупности с применением современных высокопрочных материалов достигается уменьшение массы и объема гидроагрегатов и трубопроводов. Приведена количественная оценка выигрыша в массе и объеме элементов гидравлических систем ряда самолетов при переходе на увеличение давления, соответствующего прямой экономии топлива и улучшению летно-технических характеристик (маневренности) вследствие облегчения конструкции. Разработана методика расчета объемно-массовых параметров стальных гидравлических трубопроводов в зависимости от номинального давления. Методика используется при определении ключевых характеристик бортовых систем гидропитания. Показано, что относительное уменьшение массы трубопровода при росте давления более 28 МПа в значительной степени зависит от расчетной модели прочности трубопровода. На примере расчета участка централизованной трубопроводной сети гидравлической системы энергопитания рулевых приводов системы управления широкофюзеляжного дальнемагистрального самолета в соответствии с нормативным стандартом показаны основные преимущества, заключающиеся в существенном уменьшении массы и объема трубопроводов за счет использования повышенного по сравнению с традиционными значениями давления

Ключевые слова

Гидравлическая система, летательный аппарат, электрогидравлический рулевой привод, давление, энергетическая эффективность, весовая эффективность, объемно-весовые характеристики, централизованная трубопроводная магистраль, прочность трубопровода

Поступила 03.10.2025
Принята 16.02.2026
© Автор(ы), 2026

Введение. Бортовые энергетические системы современных пилотируемых самолетов и вертолетов широко используют гидравлические системы (ГС), которые включают в себя колоссальное число агрегатов и устройств, обеспечивающих энергией несколько десятков функциональных подсистем управления. С середины XX в. и до настоящего времени наблюдается неуклонное увеличение номинальной мощности бортовых ГС военных самолетов (рис. 1). Мощность современных ГС ($N_{ГС}$) летательных аппаратов (ЛА) достигает сотен киловатт (см. рис. 1), а масса (часть от взлетной массы) — от 2…4 % для тяжелых дозвуковых самолетов и до 4…5 % для сверхзвуковых маневренных самолетов [1, 2].

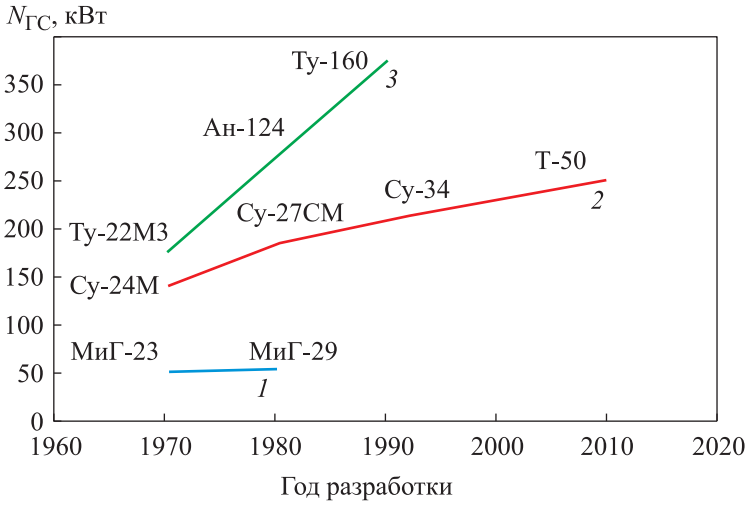


Рис. 1. Увеличение номинальной мощности бортовых ГС военных самолетов:
1, *2* — маневренные самолеты массой до 20 т и 20…40 т; *3* — тяжелые стратегические и военно-транспортные самолеты массой более 100 т

Например, для типовой ГС тяжелого транспортного самолета минимальное энергопотребление составляет ~ 80 кВт, а максимальное (пиковое) может достигать более 600 кВт [3], что обусловливается применением примерно 450 гидроагрегатов общей массой более 4000 кг, включая насосы и насосные станции основной, вспомогательной и аварийной ГС, трубопроводы (2500 кг), рабочую жидкость ГС (840 кг), гидроприводы (1060 кг). Согласно общепринятым прогнозам [2, 3], для самолетов новых поколений потребные мощности ГС дополнительно увеличатся, если не принять меры по повышению их экономичности. В связи с этим ведущие мировые производители авиационных гидравлических компонентов, такие как Eaton, Parker, Honeywell, Vickers (Danfoss), Bosch-Rexroth, Liebherr и дру-

гие, постоянно совершенствуют продукцию, добиваясь улучшений показателей надежности и энерговесовой эффективности.

Непрерывное взаимодействие ГС с системой электрогидравлических рулевых приводов (РП), используемых в качестве исполнительных механизмов системы управления полетом, в значительной степени определяет показатели надежности и функциональности любого самолета, обеспечивая безопасность полетов как в нормальных, так и нештатных условиях при возникновении отказных ситуаций.

При разработке ЛА необходимо решить вопрос уменьшения массы и габаритных размеров бортовых ГС путем повышения их энергетической эффективности, что определяет границы функциональных характеристик РП и реализуемые летно-технические характеристики. Жесткие требования по массе, предъявляемые к ЛА, ограничивают массогабаритные характеристики гидравлического оборудования, которые должны обеспечивать высокие показатели удельной мощности.

В результате анализа отечественных и зарубежных научно-исследовательских работ можно выделить несколько основных тенденций дальнейшего развития бортовых ГС:

– внедрение в ГС высоких номинальных давлений на уровне 35…56 МПа [4–6], благодаря которым в совокупности за счет применения современных высокопрочных материалов [7] достигается существенное уменьшение массы и объема агрегатов и трубопроводов ГС;

– разработка интеллектуальных систем управления давлением, обеспечивающих рациональное потребление гидравлической энергии на основных эксплуатационных режимах (переменный уровень давления в зависимости от режима полета, форсирование давления для нагруженных режимов и при отказах каналов гидропитания) [8–10];

– прогнозирование и диагностика состояния источников давления, рабочей жидкости ГС, уплотнений [11, 12].

Цель настоящей работы — оценить изменение массы и объема одного наиболее значимого компонента бортовых ГС — трубопроводной сети — при увеличении номинального давления в ГС. При проектировании бортовых ГС на протяжении многих лет и в настоящее время ведутся активные исследовательские и проектные работы в процессе создания самолетов новых типов. История изменения номинальных уровней давления бортовых ГС самолетов различного назначения приведена на рис. 2.

В 80–90-е гг. XX века проводился ряд научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по оценке эффективности использования номинального давления вплоть до 56 МПа в ГС маневренных само-

летов. Выбор в пользу более высокого номинального давления в ГС по некоторым расчетам предполагает значительное уменьшение как массы гидравлического оборудования ЛА, так и его объема по сравнению с использованием ГС с номинальным давлением 21 МПа.

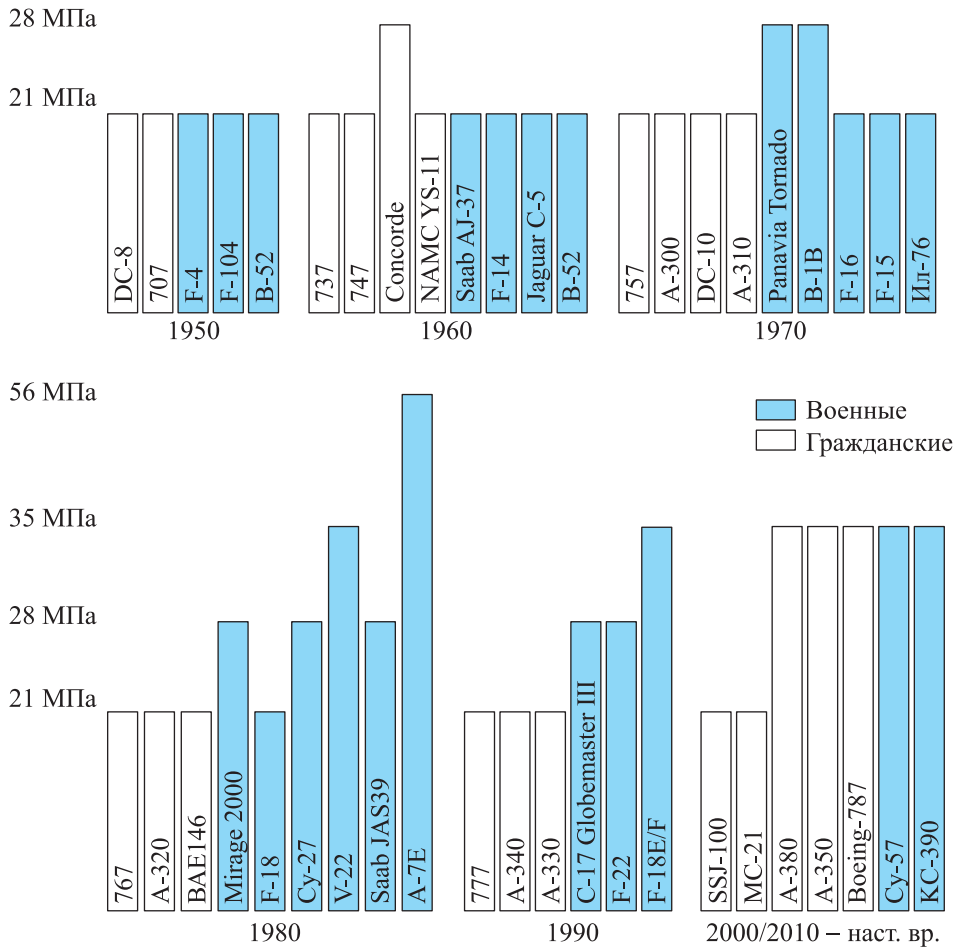


Рис. 2. История изменения номинальных уровней давления бортовых ГС самолетов различного назначения

Самолетные ГС сверхвысокого давления длительное время создавали по программам научных исследований и разработок центра развития военно-морской авиации США (Пенсильвания) [13]. Полученные на начальном этапе исследований теоретические и эмпирические данные определили выбор номинального давления на уровне 56 МПа с точки зрения энергоэффективности и качества функционирования ГС для управления полетом самолета. Оценки проводились в отношении всего жизненного цикла самолета, включая ремонтопригодность, надежность

работы ГС, безопасность полетов и боевую живучесть. Летные эксперименты проводились на самолетах F-14, T-2C (North American T-2 Buckeye), A-7E Corsair, F-15, элементы ГС которых доработаны под номинальное давление 56 МПа.

Полномасштабное моделирование и полетные исследования работы ГС самолета A-7E с давлением 56 МПа продемонстрировали высокую надежность и производительность такой ГС. При этом достигнут необходимый ресурс критически важных компонентов ГС, в том числе и для гидравлических РП (гидрораспределители, штоки, поршневые уплотнения), аксиально-поршневых насосов, сети трубопроводов из титановых сплавов. В результате тестирований в процессе более 4 млн циклов зафиксированный износ уплотнений штоков и поршней исполнительных механизмов и утечек из них не превышал допустимые пределы. Разработанный для самолета A-7E гидравлический насос с давлением 56 МПа и производительностью 45 л/мин отработал безотказно более 1000 летных часов. Разработаны гидравлические трубопроводы и их соединения для давления 56 МПа, которые полностью соответствовали требованиям по ресурсам самолетов рассматриваемого типа.

Преимущества увеличения давления рабочей жидкости в ГС на примере маневренного самолета F-14 приведены в табл. 1, в которой указаны расчетные данные по уменьшению массы и объема ГС при переходе на давление рабочей жидкости 56 МПа[1], полученные фирмой Grumman.

Таблица 1

Расчетные данные по уменьшению массы и объема ГС самолета F-14 при переходе на давление рабочей жидкости 56 МПа

Агрегат	Масса агрегатов, кг		Объем агрегатов, дм^3	
	при давлении рабочей жидкости, МПа			
	21	56	21	56
Трубопроводы	185,5	90,9	39,8	17,9
Приводы	400,4	332,7	42,3	28,2
Насосы и моторы	66,8	41,8	7,7	4,9
Баки	71,4	41,9	33,2	20,0

[1] SAE international. 8000 PSI hydraulic systems: experience and test results. Warrendale (PA). Aerospace, A-6A2 Military Aircraft Committee, 2012, report no. AIR4002A.

Окончание табл. 1

Агрегат	Масса агрегатов, кг		Объем агрегатов, дм^3	
	при давлении рабочей жидкости, МПа			
	21	56	21	56
Прочие агрегаты	124,5	89,1	40,4	25,9
Арматура	16,4	10,9	5,8	3,9
Крепеж	40,4	26,4	11,5	7,5
Гидросистема в целом	905,4	634,1	180,7	108,3

При увеличении давления рабочей жидкости масса ГС уменьшается на 30 %, а объем — на 40 %. Кроме того, уменьшается относительная масса ГС с 3,7 до 2,6 % (номинальная взлетная масса F-14 составляет 24 300 кг).

Модернизация ГС самолета F-15 в части перехода на повышенное номинальное давление позволила достичь следующих результатов: уменьшение на 18 % массы ГС при снижении на 65 % ее потребляемой мощности и на 44 % объемного расхода; насос переменного давления позволяет уменьшить на 45 % потребление мощности по сравнению с насосом на постоянном номинальном давлении 21 МПа.

Для тяжелых пассажирских самолетов практической реализации ГС с уровнем давления 35 МПа достигли фирмы Airbus (A-380, A-350) и Boeing (Boeing 787). В частности, внедрение ГС с давлением 35 МПа позволило уменьшить общую массу авиалайнера Airbus A-380 приблизительно на одну тонну [14].

Наряду с неоспоримыми преимуществами — уменьшение массы и объема ГС — увеличение давления может приводить к снижению надежности агрегатов и ГС в целом. Эта проблема является главной причиной, сдерживающей рост давления в ГС маневренных самолетов в 1950–1980-е гг. Влияние увеличения давления на надежность ГС основано на использовании ограниченно актуальной зависимости между надежностью агрегатов и давлением рабочей жидкости [15]:

$$\lambda = \lambda_0 \left(\frac{p}{p_0} \right)^2,$$

где λ — вероятность отказа того же агрегата при давлении p; λ_0 — вероятность отказа какого-либо агрегата при давлении 21 МПа; p — более высокое давление; p_0 = 21 МПа — традиционно применяемое давление рабочей жидкости.

Таким образом, увеличение давления рабочей жидкости оказывает положительный эффект в части уменьшения массы и объема, но отрицательно влияет на надежность ГС. Оценка отрицательного влияния меняется по мере накопления теоретических и экспериментальных данных и изменения характеристик агрегатов ГС. Использование новейших технологий в области авиационных материалов поможет разрешить противоречия между обеспечением требуемых массогабаритных характеристик и показателей надежности, что подтверждается результатами предварительных расчетных оценок для самолетов транспортной категории.

Материалы и методы решения задач, принятые допущения. *Совершенствование самолетных ГС на примере централизованной трубопроводной сети.* Применительно к напорному трубопроводу ГС для получения определенной мощности на выходе при постоянных относительных потерях и заданной скорости течения рабочей жидкости рост номинального давления вызывает непрерывное уменьшение расхода и, как следствие, уменьшение внутреннего диаметра трубопровода и массы рабочей жидкости в нем. Однако при некотором давлении рост толщины стенок трубопровода из условий прочности начинает превалировать над уменьшением массы жидкости и внутреннего диаметра.

Параметры трубопровода[2]:

– расчетная модель прочности тонкостенного $\left(\delta / D \le 0,1\right)$ трубопровода для определения требуемой толщины его стенки

$$p_{\text{н}} d_y = 2\delta[\sigma], \tag{1}$$

где $p_{\text{н}}$ — номинальное давление нагнетания; d_y — внутренний диаметр трубопровода; δ — толщина стенок трубопровода; $[\sigma]$ — допустимый предел прочности, выражаемый через предел прочности $\sigma_{\text{в}}$ и коэффициент запаса n;

– масса трубопровода с рабочей жидкостью

$$M_{\Sigma} = M_{\text{тр}} + M_{\text{р.ж}}, \tag{2}$$

где $M_{\text{тр}} = \pi\delta(D_{\text{н}} - \delta)\rho_{\text{тр}} L$ — масса трубопровода ($D_{\text{н}}$ — наружный диаметр трубопровода, $\rho_{\text{тр}}$ — плотность материала трубопровода, L — длина трубопровода); $M_{\text{р.ж}} = \dfrac{\pi}{4} d_y^2 \rho_{\text{р.ж}} L$ — масса рабочей жидкости ($\rho_{\text{р.ж}}$ — плотность рабочей жидкости);

[2] Матвеенко А.М., Акопов М.Г., Долгушев В.Г. и др. Методы проектирования перспективных энергосистем силового привода летательных аппаратов. М., Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2010.

– потери давления в трубопроводе

$$\frac{a_{\text{н}} p_{\text{н}}}{\rho_{\text{р.ж}}} = \lambda \frac{L}{d_y} \frac{\upsilon^2}{2}, \tag{3}$$

где $\lambda = 0{,}3164\text{Re}^{-0{,}25}$ — коэффициент сопротивления трению жидкости (выражение Блазиуса) для наиболее распространенного в ГС турбулентного режима течения при $\text{Re} \geq 2200$–2300;

– число Рейнольдса и скорость течения рабочей жидкости в трубопроводе

$$\text{Re} = \frac{\upsilon d_y}{\nu}, \quad \upsilon = \frac{4Q_{\text{РП}}}{\pi d_y^2}, \tag{4}$$

где ν — кинематическая вязкость рабочей жидкости; $Q_{\text{РП}}$ — расход рабочей жидкости на участке трубопровода, определяемый скоростью РП.

Из приведенных уравнений (3) и (4) определим внутренний диаметр трубопровода

$$d_y = 4{,}75 \sqrt{\frac{0{,}241 \rho_{\text{р.ж}} \nu^{0{,}25} L Q_{\text{РП}}^{1{,}75}}{a_{\text{н}} p_{\text{н}}}}, \tag{5}$$

где $a_{\text{н}} = \Delta p / p_{\text{н}}$ — относительные потери давления в трубопроводе, Δp — абсолютные потери давления.

Рассмотрим расчетную модель прочности тонкостенного трубопровода для определения требуемой толщины его стенки из условий прочности согласно (1) (котельная формула). В различных методиках рассматривается несколько вариантов моделей для вычисления толщины стенки трубопровода с использованием внутреннего d_y, среднего $D_{\text{ср}}$ и наружного $D_{\text{н}}$ диаметров в (1) [16, 17].

Зависимость отношения δ / d_y толщины стенки стального трубопровода с авиационной гидрожидкостью АМГ-10 (при температуре $t_{\text{р.ж}} = 20$ °C) к его внутреннему диаметру от номинального давления для трех вариантов расчетной модели прочности приведена на рис. 3.

Три варианта зависимостей, приведенных на рис. 3, определяют три вида кривых относительного изменения массы трубопровода с рабочей жидкостью при повышении давления по сравнению с традиционным номинальным давлением $p_{\text{н}} = 21$ МПа, широко применяемым в авиационных ГС.

Из рис. 3 и 4 следует, что для давления $p_{\text{н}} \geq 28$ МПа оценка относительного изменения и минимума массы трубопровода с рабочей жидкостью в значительной степени зависит от расчетной модели его прочности.

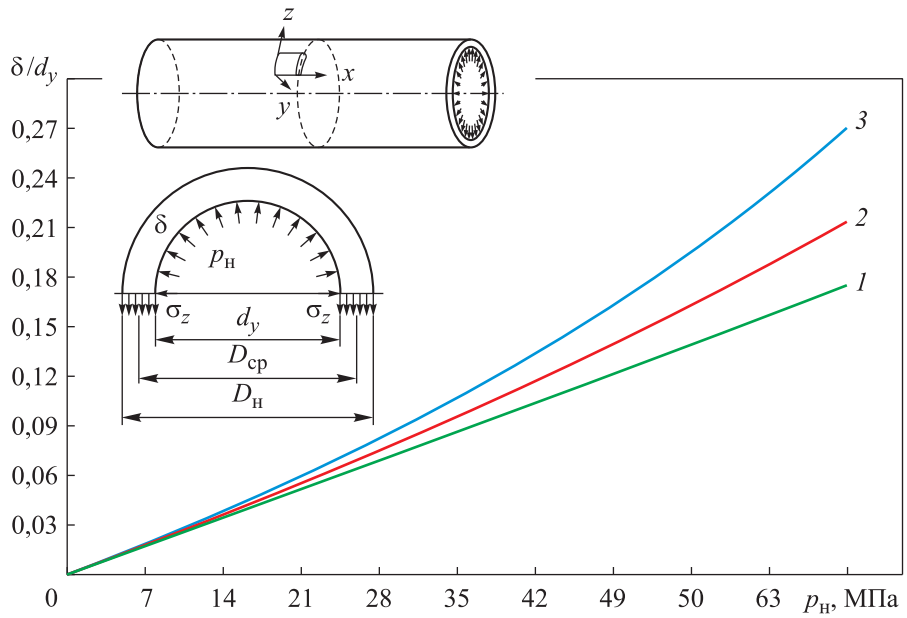


Рис. 3. Зависимость отношения δ/d_y от номинального давления для трех вариантов расчетной модели прочности трубопровода:
1 — $p_н d_y = 2\delta[\sigma]$; *2* — $p_н D_{ср} = 2\delta[\sigma]$; *3* — $p_н D_н = 2\delta[\sigma]$

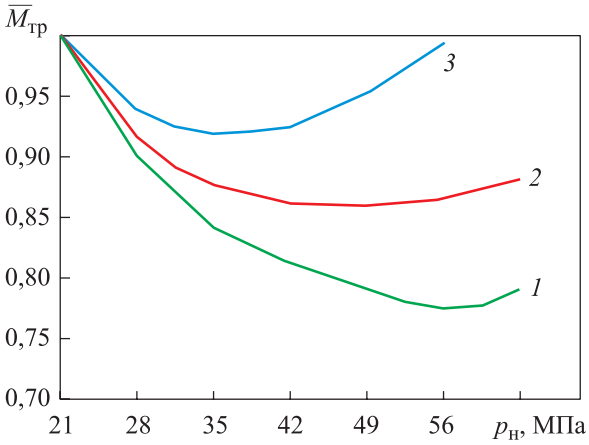


Рис. 4. Зависимость относительного изменения массы трубопровода $\left(\overline{M}_{тр} = \dfrac{M_{тр}(p_н \uparrow)}{M_{тр}(p_н = 21\ \text{МПа})}\right)$ с рабочей жидкостью от номинального давления для расчетной модели прочности трубопровода (*1–3* — см. рис. 3)

Дополнительно следует отметить современные разработки в области материалов авиационного назначения, а именно высокопрочные коррозионно-стойкие стали, легированные азотом.

В трубопроводах ГС долгое время применяли традиционную аустенитную сталь 12Х18Н10Т с пределом прочности не менее 600 МПа, а также сталь ВНС-2 мартенситного класса с пределом прочности не менее 880 МПа. Сталь ВНС-2 после упрочняющей термообработки состоит из мартенсита, остаточного аустенита и фаз, выделившихся при старении. Вследствие высокой твердости эти фазы, а также присутствующие в стали неметаллические включения, являются концентраторами напряжений, которые в тонкостенных трубах могут приводить к их преждевременному разрушению. Важно учесть, что внешняя негерметичность составляет 35…52 % всех отказов гидрооборудования воздушных судов и является в большей степени следствием разрушения шлангов и трубопроводов (до 80 % всех отказов по этой причине) [18].

Высокопрочная коррозионно-стойкая аустенитная сталь ВНС-53 (08Х21Г11АН6) отличается высоким содержанием азота (до 0,5…0,6 %) и имеет повышенную прочность (не менее 980 МПа). Такая сталь разработана для тонкостенных трубопроводов ГС высокого давления ЛА, работающих во всех климатических условиях с авиационными гидрожидкостями при температурах – 70…300 °С. При этом сталь ВНС-53 помимо прочностных характеристик превосходит аналогичные стали по показателям выносливости с сохранением хорошей пластичности и технологичности (гибка, раскатка, развальцовка) [19]. Таким образом, применение стали ВНС-53 для напорных трубопроводов ГС ЛА дает широкие возможности для внедрения ГС с повышенными уровнями давлений.

Зависимость относительного изменения массы трубопровода из стали ВНС-53 с рабочей жидкостью от изменения давления по сравнению с трубопроводом из стали 12Х18Н10Т (при $p_{\text{н}}$ = 21 МПа) по расчетной модели прочности (1) приведена на рис. 5.

Сравнительный расчет массы и объема трубопроводной магистрали гидропитания приводов рулей высоты (РВ) и направления (РН) для различных давлений напора. Для широкофюзеляжного дальнемагистрального самолета с четырьмя авиадвигателями проведем сравнительную оценку массы и объема трубопроводной магистрали одной из четырех ГС для $p_{\text{н}}$ = 21 и 35 МПа, а также двух марок сталей: традиционной 12Х18Н10Т и перспективной ВНС-53 (08Х21Г11АН6). Исходные данные для расчета приведены в табл. 2.

Примем следующие допущения.

1. Рассматриваем условную схему магистрали трубопровода подачи рабочей жидкости одной из четырех ГС от основного насоса авиадви-

гателя до точки разветвления в хвостовой части самолета (участок *A* длиной L^A = 50 м) (рис. 6), три магистрали условно одинаковой длины от точки разветвления до точек подсоединения приводов хвостовой части самолета соответствующей секции руля: $РН_{ниж}$, $РВ_{вн}^{лев}$, $РВ_{вн}^{прав}$ (участок *B*, состоящий из подводящих линий *B1* и *B2* для приводов правой и левой внутренних секций РВ, и линии *B3* — для привода нижней секции РН), $L^{B1} = L^{B2} = L^{B3} = 3$ м. Подсоединение к приводам гибкими рукавами высокого давления не учитывается.

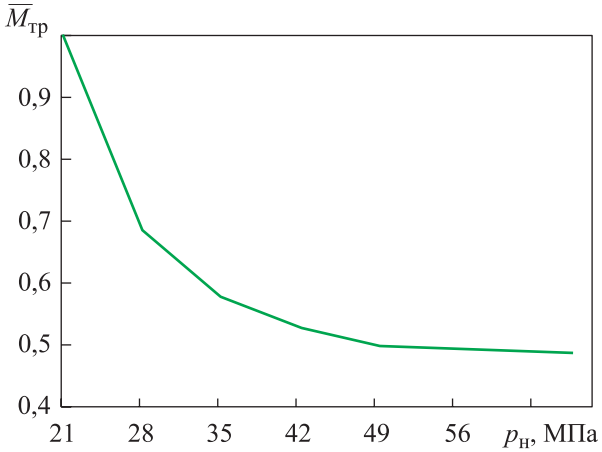


Рис. 5. Зависимость относительного изменения массы трубопровода $\left(\overline{M}_{тр} = \dfrac{M_{тр}(p_н \uparrow)_{ВНС\text{-}53}}{M_{тр}(p_н = 21\ МПа)_{12Х18Н10Т}}\right)$ из стали ВНС-53 с рабочей жидкостью от номинального давления для расчетной модели прочности (1)

Таблица 2

Исходные данные рабочей жидкости ГС [20] для расчета

Параметр	НГЖ-5у
Плотность $\rho_{р.ж}$, кг/м^3 ($t_{р.ж}$ = 20 °С):	
при $p_н$ = 21 МПа	850
при $p_н$ = 35 МПа	865
Кинематическая вязкость ν, м^2/с ($t_{р.ж}$ = = 20 °С)	
при $p_н$ = 21 МПа	$3 \cdot 10^{-5}$
при $p_н$ = 35 МПа	$4 \cdot 10^{-5}$

Окончание табл. 2

Параметр	НГЖ-5у	
Сталь для трубопровода		
Марка	12Х18Н10Т	ВНС-53 (08Х21Г11АН6)
Предел прочности $\sigma_в$, МПа	600	980
Плотность $\rho_{тр}$, кг/м^3	7920	7750
Общие данные для расчета		
Скорость течения жидкости в трубе υ, м/с	≤ 7	
Коэффициент запаса прочности n	3	
Номинальное давление напора в ГС $p_н$, МПа	21; 35	
Потери $p_н$ по длине трубопровода, %	≤ 10	
Давление в сливной магистрали $p_{сл}$, МПа	0,5	
Максимальные скорости перемещения РП (РП-95)* секций РВ и РН $V_{РП}$, мм/с	80	
Максимальные силы, развиваемые РП (РП-95), $F_{РП}$, кН	60	

* Захаров А.С., Сабельников В.И. Авиационное гидравлическое оборудование. Новосибирск, Изд-во НГТУ, 2006.

2. Рассматриваем только напорный прямолинейный трубопровод с его расчетом для давлений 21 и 35 МПа, давление в сливном трубопроводе в обоих случаях одинаково.

3. Расчетную модель прочности трубопровода при определении толщины его стенки принимаем по среднему диаметру ($p_н D_{ср} = 2\delta[\sigma]$).

4. Расход жидкости на участке *A* (общий для нескольких потребителей) трубопровода определяем только работой рассматриваемых электрогидравлических РП рулевых поверхностей, питание других гидравлических устройств и агрегатов не учитываем. При этом коэффициент одновременности работы приводов РВ и РН на участке *A* принимаем равным 0,7.

5. В расчете не учитываем массы соединительных фитингов для труб (накидные гайки, штуцеры, тройники, крестовины), а также массы крепежных элементов для труб.

6. В расчете не учитываем зависимость объемной массы рабочей жидкости от температуры, а также влияние температуры на кинематическую вязкость и плотность рабочей жидкости.

7. Учитываем потери давления по длине трубопровода. Местные потери, связанные с искажением поперечного сечения трубопровода, вмятинами, угловыми заворотами и другими дефектами, не учитываем.

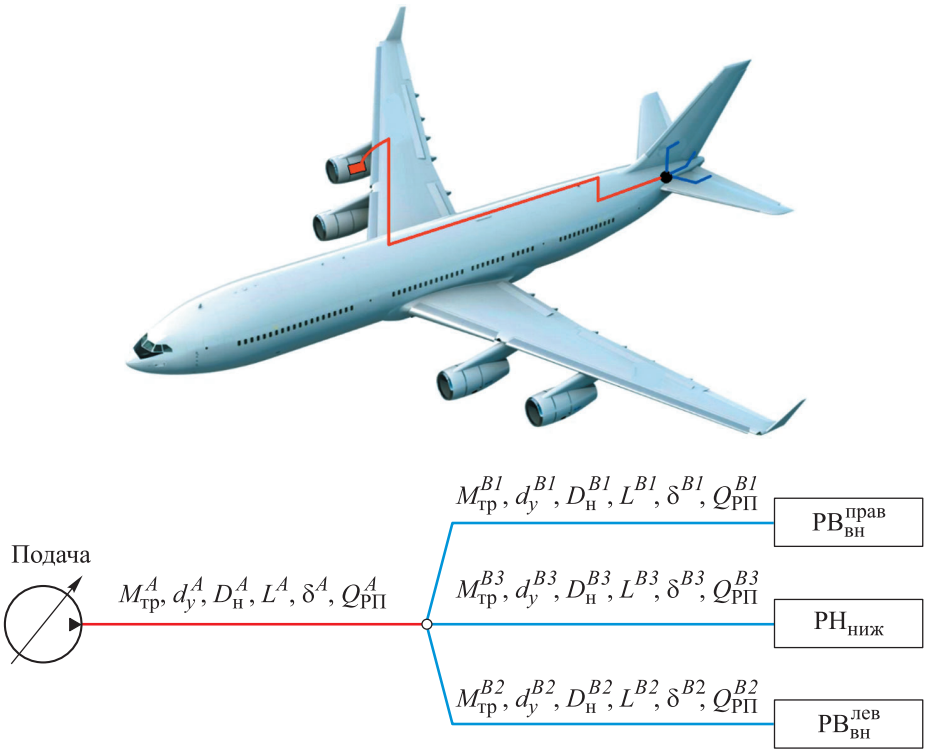


Рис. 6. Условная схема магистрали трубопровода подачи рабочей жидкости одной из четырех ГС от основного насоса авиадвигателя до точки разветвления хвостовой части самолета:
— — участок *A*; — — участок *B*

Потребный расход рабочей жидкости на каждом рассматриваемом участке трубопровода для давлений нагнетания приводов РП-95 21 и 35 МПа вычисляем по формулам:

$$A_{РП} = \frac{F_{РП}}{(p_н - p_{сл})K_{тр}}; \qquad (6)$$

$$Q_{РП} = A_{РП} V_{РП}, \quad (7)$$

где $A_{РП}$ — площадь поршня РП; $K_{тр} = 0{,}98$ — коэффициент, учитывающий трение поршня.

Результаты расчета потребных расходов приводов рассматриваемых секций РП для каждого участка трубопровода приведены в табл. 3.

Таблица 3

Расходы электрогидравлических РП на соответствующем участке трубопровода

Параметр трубопровода	Участок трубопровода, л/мин			
	A	*B1*	*B2*	*B3*
	$РН_{ниж}$, $РВ_{вн}^{лев}$, $РВ_{вн}^{прав}$	$РВ_{вн}^{прав}$	$РВ_{вн}^{лев}$	$РН_{ниж}$
Коэффициент одновременности работы приводов	0,7	1		
Суммарный потребный расход при:				
$p_н$ = 21 МПа	30,1	14,3		
$p_н$ = 35 МПа	17,9	8,5		

Используя формулу (5) и допущение (3), согласно которому расчетную модель прочности трубопровода определяем через средний диаметр, вычислим значения внутреннего диаметра и требуемой толщины стенки соответствующего участка трубопровода (табл. 4).

Таблица 4

Расчетные значения внутреннего диаметра и толщины стенки трубопровода

Параметр трубопровода	$p_н$, МПа	Материал и участок трубопровода							
		12Х18Н10Т				ВНС-53 (08Х21Г11АН6)			
		A	*B1*	*B2*	*B3*	*A*	*B1*	*B2*	*B3*
d_y, мм	21	11,6	4,8			11,6	4,8		
δ, мм		0,61	0,26			0,38	0,16		
d_y, мм	35	8,4	3,1			8,4	3,1		
δ, мм		0,81	0,35			0,49	0,2		

Округлим значения из табл. 4 согласно нормативному авиационному стандарту ОСТ 1 02535–85 «Трубы трубопроводов гидравлических систем. Размеры». Определим итоговые параметры трубопровода (табл. 5).

Таблица 5

Параметры трубопровода согласно ОСТ 1 02535–85 «Трубы трубопроводов гидравлических систем. Размеры»

Параметр трубопровода	$p_н$, МПа	Материал и участок трубопровода							
		12Х18Н10Т				ВНС-53 (08Х21Г11АН6)			
		А	*В1*	*В2*	*В3*	*А*	*В1*	*В2*	*В3*
d_y, мм	21	12,8	5,0			13,0	5,0		
δ, мм		0,6	0,5			0,5	0,5		
$D_н$, мм		14,0	6,0			14,0	6,0		
d_y, мм	35	8,4	3,0			9,0	3,0		
δ, мм		0,8	0,5			0,5	0,5		
$D_н$, мм		10	4,0			10	4,0		

Результаты их обсуждение. Результаты расчета массы трубопровода с рабочей жидкостью и его объема приведены в табл. 6, 7.

Таблица 6

Масса трубопровода с рабочей жидкостью

Параметр трубопровода	$p_н$, МПа	Материал и участок трубопровода							
		12Х18Н10Т				ВНС-53 (08Х21Г11АН6)			
		А	*В1*	*В2*	*В3*	*А*	*В1*	*В2*	*В3*
$M_{уч}$, кг	21	15,46	3 · 0,26 = 0,78			13,85	3 · 0,25 = 0,75		
$M_Σ$, кг		**16,24**				**14,60**			
$M_{уч}$, кг	35	11,55	3 · 0,15 = 0,45			8,53	3 · 0,15 = 0,45		
$M_Σ$, кг		**12,0**				**8,98**			

Объем трубопровода:

$$V_{тр} = \frac{\pi D_н^2}{4} L. \qquad (8)$$

Таблица 7

Расчетное значение объема трубопровода

Параметр трубопровода	$p_н$, МПа	Материал и участок трубопровода							
		12Х18Н10Т				ВНС-53 (08Х21Г11АН6)			
		А	*В1*	*В2*	*В3*	*А*	*В1*	*В2*	*В3*
$V_{уч}$, дм^3	21	7,69	3 · 0,08 = 0,24			7,69	3 · 0,08 = 0,24		
$M_Σ$, кг		**7,93**				**7,93**			
$V_{уч}$, дм^3	35	3,9	3 · 0,04 = 0,12			3,93	3 · 0,04 = 0,12		
$M_Σ$, кг		**4,02**				**4,02**			

Согласно полученным результатам, при увеличении номинального давления в ГС от 21 до 35 МПа уменьшаются масса и объем ее трубопроводной магистрали. При использовании высокопрочной стали уменьшение массы и объема трубопроводной сети ГС имеет более выраженный характер.

Отметим, что чем больше размерность ЛА, тем указанный эффект в абсолютных значениях будет выше.

Заключение. Проанализированы тенденции развития ГС ЛА, одна из которых заключается в увеличении номинального давления до значения 35 МПа и более. Применительно к напорным трубопроводным магистралям ГС это позволяет уменьшить их массу. При этом относительное уменьшение массы при увеличении давления более 28 МПа в значительной степени зависит от расчетной модели прочности трубопровода. На примере широкофюзеляжного дальнемагистрального самолета, для которого увеличение номинального давления дает наиболее значимые результаты из-за высокой абсолютной размерности, приведена методика расчета объемно-весовых параметров гидравлического трубопровода подачи рабочей жидкости к РП системы управления. Полученные результаты расчета с учетом принятых допущений и соответствия нормативному стандарту определяют следующие преимущества внедрения повышенных уровней давления в совокупности с применением новых высокопрочных материалов: при переходе на давление гидропитания 35 МПа по сравнению с давлением 21 МПа для трубопроводов из традиционно применяемой в авиационных ГС стали 12Х18Н10Т масса уменьшается на 25 %, а объем — на ~50 %; при переходе на давление гидропитания 35 МПа для трубопроводов из стали ВНС-53 по сравнению с давлением 21 МПа для трубопроводов из стали 12Х18Н10Т масса уменьшается на 45 %, а объем — также на ~50 %.

Внедрение повышенных номинальных давлений в бортовых ГС ЛА в совокупности с использованием современных достижений в области материаловедения позволяет обеспечить существенные преимущества при создании новых энергоэффективных систем управления полетом.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Brahney J.H. Will hydraulic systems meet tomorrow's aircraft power requirement. *Aerospace Engineering*, 1991, vol. 11, pp. 9–13.

[2] Ильинов Е.В., Горбунов В.И. Истребительная авиация России. *Военная мысль*, 2013, № 9, с. 66–72. EDN: RCLAXV

[3] Мокроус В.К. Перспективы применения в авиации автономных электрогидравлических приводов объемного регулирования. *Техника воздушного флота*, 1991, № 5-6.

[4] Шумилов И.С. Возможные пути снижения массы системы управления рулями самолета. *Наука и образование: научное издание*, 2013, № 2. EDN: QABSSB

[5] Долгушев В.Г., Ионов В.А., Кун Н.В. и др. Тенденции развития современных авиационных гидросистем. *Труды МАИ*, 2017, № 95.
URL: https://trudymai.ru/published.php?ID=84461

[6] Wang Z., Chen B. Characters of future aircraft hydraulic system. *Strategic Study of CAE*, 1999, vol. 1, no. 3, pp. 5–10.

[7] Каблов Е.Н., Бакрадзе М.М., Громов В.И. и др. Новые высокопрочные конструкционные и коррозионностойкие стали для аэрокосмической техники разработки ФГУП «ВИАМ». *Авиационные материалы и технологии*, 2020, № 1, № 58, с. 3–11.
DOI: https://doi.org/10.18577/2071-9140-2020-0-1-3-11

[8] Zhao Y., Bao Y., Zhang C., et al. Design and analysis of variable pressure control of aircraft hydraulic system. 5*th ICMCCE*, 2020, pp. 815–819.
DOI: https://doi.org/10.1109/ICMCCE51767.2020.00179

[9] Wang Z., Chen B., Qiu L. Main development trend of aircraft hydraulic system. *Hydropneumatic and Sealing*, 2000, vol. 79, pp. 14–15.

[10] Gao L., Chen T. Application and research of high-pressure energy storage technology in aircraft hydraulic system. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2023, no. 2479, art. 012011.
DOI: https://doi.org/10.1088/1742-6596/2479/1/012011

[11] Helwig A., Müller G., Paul S. Health monitoring of aviation hydraulic fluids using opto-chemical sensor technologies. *Chemosensors*, 2020, vol. 8, no. 4, art. 131.
DOI: https://doi.org/10.3390/chemosensors8040131

[12] Guo S., Chen J., Lu Y., et al. Hydraulic piston pump in civil aircraft: current status, future directions and critical technologies. *Chin. J. Aeronaut.*, 2020, vol. 33, no. 1, pp. 16–30. DOI: https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.01.013

[13] Bickel W.N., Ohlson J. Lightweight hydraulic system technology — 8000 PSI update. *Aerospace Technology Conference & Exposition*, 1985. DOI: https://doi.org/10.4271/851910

[14] Robert W.M. High-pressure hydraulics for the A380. *Overhand & Maintenance*, 2005, vol. 18, no. 6, pp. 43–45.

[15] Wang H.P., Duan F.H., Ma J., et al. Research on redundancy design of a certain aircraft hydraulic system based on goal-oriented methodology. *Int. J. Syst. Assur. Eng. Manag.,* 2023, vol. 14, no. 1, pp. 343–352. DOI: https://doi.org/10.1007/s13198-022-01800-4

[16] Zhu X.K., Leis B.N. Evaluation of burst pressure prediction models for line pipes. *Int. J. Press. Vessels Pip.*, 2012, vol. 89, pp. 85–97.
DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijpvp.2011.09.007

[17] Cai Y.G. Fluid transmission pipeline dynamics. Hangzhou, Zhejiang University Press, 1990.

[18] Han C.H., Kim K.B. A study on the reliability and maintainability analysis process for aircraft hydraulic system. *J. Korea Soc. Syst. Eng.,* 2016, vol. 12, no 1, pp. 105–112. DOI: https://doi.org/10.14248/JKOSSE.2016.12.1.105

[19] Тонышева О.А., Вознесенская Н.М. Перспективные высокопрочные коррозионностойкие стали, легированные азотом (сравнительный анализ). *Авиационные материалы и технологии*, 2014, № 3, с. 27–32.
DOI: https://doi.org/10.18577/2071-9140-2014-0-3-27-32

[20] Шумилов И.С., Чурсова Л.В., Седова Л.С. Рабочие жидкости авиационных гидросистем, их свойства. *Наука и образование: научное издание*, 2014, № 4.
EDN: SJAQDX

Ерофеев Евгений Валерьевич — научный сотрудник ИПУ РАН (Российская Федерация, 117342, Москва, ул. Профсоюзная, д. 65, стр. 2).

Скрябин Алексей Валерьевич — канд. техн. наук, старший научный сотрудник ИПУ РАН (Российская Федерация, 117342, Москва, ул. Профсоюзная, д. 65, стр. 2).

Вересников Георгий Сергеевич — д-р техн. наук, ведущий научный сотрудник ИПУ РАН (Российская Федерация, 117342, Москва, ул. Профсоюзная, д. 65, стр. 2).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Ерофеев Е.В., Скрябин А.В., Вересников Г.С. Перспективы повышения номинального давления в гидравлических системах летательных аппаратов на примере расчета трубопроводной магистрали. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2026, № 3 (158), с. 81–101. EDN: KBXBPQ

PROSPECTS FOR INCREASING NOMINAL OPERATING PRESSURE IN AIRCRAFT HYDRAULIC SYSTEMS USING THE CALCULATION EXAMPLE OF A PIPELINE

E.V. Erofeev florobot@yandex.ru
A.V. Skryabin skryabinalexey@gmail.com
G.S. Veresnikov veresnikov@mail.ru

ICS RAS, Moscow, Russian Federation

Abstract

The article discusses trends in improving the on-board aircraft hydraulic systems, one of which is to increase the nominal operating pressure to 35 MPa or more. Combined with the use of high-strength materials due to increased pressure mass and volume reduction of hydraulic units and pipelines is achieved. A quantitative assessment of the gain in mass and volume of the hydraulic system elements of a number of aircraft is given when switching to higher pressures corresponding to optimal operation of hydraulic units for flight control and power supply. A method has been developed for calculating the volume and mass parameters of steel hydraulic pipelines depending on the nominal pressure, which can be used to determine the key characteristics of on-board hydraulic systems. It is shown that the relative decrease in the mass of the pipeline for pressures above 28 MPa largely depends on the calculated model of pipeline strength. Using the calculation example for the section of a centralized pipeline network of a hydraulic power supply system for wide-body long-range aircraft actuators according to regulatory standard, the main advantages are given, which are determined by reducing the weight and volume of pipelines due to higher pressure application compared with traditional solutions

Keywords

Hydraulic system, electro-hydraulic servovalve actuator, pressure, energy efficiency, weight efficiency, volume-weight characteristics, centralized pipeline, pipeline strength

Received 03.10.2025
Accepted 16.02.2026
© Author(s), 2026

REFERENCES

[1] Brahney J.H. Will hydraulic systems meet tomorrow's aircraft power requirement. *Aerospace Engineering*, 1991, vol. 11, pp. 9–13 (in Russ.).

[2] Ilinov E.V., Gorbunov V.I. Fighter Aviation of Russia. *Voennaya mysl*, 2013, no. 9, pp. 66–72 (in Russ.). EDN: RCLAXV

[3] Mokrous V.K. Application prospects of autonomous electrohydraulic volume control actuators in aviation. *Tekhnika vozdushnogo flota*, 1991, no. 5-6 (in Russ.).

[4] Shumilov I.S. Possible ways to reduce the mass of an aircraft's rudder control system. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie* [Science and Education: Scientific Publication], 2013, no. 2 (in Russ.). EDN: QABSSB

[5] 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

[6] Wang Z., Chen B. Characters of future aircraft hydraulic system. *Strategic Study of CAE*, 1999, vol. 1, no. 3, pp. 5–10.

[7] Kablov E.N., Bakradze M.M., Gromov V.I., et al. New high strength structural and corrosion-resistant steels for aerospace equipment developed by FSUE "VIAM" (review). *Aviatsionnye materialy i tekhnologii* [Aviation Materials and Technologies], 2020, no. 1, no. 58, pp. 3–11 (in Russ.). DOI: https://doi.org/10.18577/2071-9140-2020-0-1-3-11

[8] Zhao Y., Bao Y., Zhang C., et al. Design and analysis of variable pressure control of aircraft hydraulic system. *5th ICMCCE*, 2020, pp. 815–819.
DOI: https://doi.org/10.1109/ICMCCE51767.2020.00179

[9] Wang Z., Chen B., Qiu L. Main development trend of aircraft hydraulic system. *Hydropneumatic and Sealing*, 2000, vol. 79, pp. 14–15.

[10] Gao L., Chen T. Application and research of high-pressure energy storage technology in aircraft hydraulic system. *J. Phys.: Conf. Ser*., 2023, no. 2479, art. 012011.
DOI: https://doi.org/10.1088/1742-6596/2479/1/012011

[11] Helwig A., Müller G., Paul S. Health monitoring of aviation hydraulic fluids using opto-chemical sensor technologies. *Chemosensors*, 2020, vol. 8, no. 4, art. 131. DOI: https://doi.org/10.3390/chemosensors8040131

[12] Guo S., Chen J., Lu Y., et al. Hydraulic piston pump in civil aircraft: current status, future directions and critical technologies. *Chin. J. Aeronaut*., 2020, vol. 33, no. 1, pp. 16–30. DOI: https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.01.013

[13] Bickel W.N., Ohlson J. Lightweight hydraulic system technology — 8000 PSI update. *Aerospace Technology Conference & Exposition*, 1985. DOI: https://doi.org/10.4271/851910

[14] Robert W.M. High-pressure hydraulics for the A380. *Overhand & Maintenance*, 2005, vol. 18, no. 6, pp. 43–45.

[15] Wang H.P., Duan F.H., Ma J., et al. Research on redundancy design of a certain aircraft hydraulic system based on goal-oriented methodology. *Int. J. Syst. Assur. Eng. Manag*., 2023, vol. 14, no. 1, pp. 343–352. DOI: https://doi.org/10.1007/s13198-022-01800-4

[16] Zhu X.K., Leis B.N. Evaluation of burst pressure prediction models for line pipes. *Int. J. Press. Vessels Pip*., 2012, vol. 89, pp. 85–97.
DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijpvp.2011.09.007

[17] Cai Y.G. Fluid transmission pipeline dynamics. Hangzhou, Zhejiang University Press, 1990.

[18] Han C.H., Kim K.B. A study on the reliability and maintainability analysis process for aircraft hydraulic system. *J. Korea Soc. Syst. Eng*., 2016, vol. 12, no 1, pp. 105–112. DOI: https://doi.org/10.14248/JKOSSE.2016.12.1.105

[19] Tonysheva O.A., Voznesenskaya N.M. Perspective high-strength corrosion-resistant steels alloyed with nitrogen (comparative analysis). *Aviatsionnye materialy i tekhnologii* [Aviation Materials and Technologies], 2014, no. 3, pp. 27–32 (in Russ.).
DOI: https://doi.org/10.18577/2071-9140-2014-0-3-27-32

[20] Shumilov I.S., Chursova L.V., Sedova L.S. Process fluids of aero-hydraulic systems and their properties. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie* [Science and Education: Scientific Publication], 2014, no. 4 (in Russ.). EDN: SJAQDX

Erofeev E.V. — Researcher, ICS RAS (Profsoyuznaya ul. 65, str. 2, Moscow, 117342 Russian Federation).

Skryabin A.V. — Cand. Sc. (Eng.), Senior Researcher, ICS RAS (Profsoyuznaya ul. 65, str. 2, Moscow, 117342 Russian Federation).

Veresnikov G.S. — Dr. Sc. (Eng.), Leading Researcher, ICS RAS (Profsoyuznaya ul. 65, str. 2, Moscow, 117342 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Erofeev E.V., Skryabin A.V., Veresnikov G.S. Prospects for increasing nominal operating pressure in aircraft hydraulic systems using the calculation example of a pipeline. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2026, no. 3 (158), pp. 81–101 (in Russ.). EDN: KBXBPQ