

Методика выбора параметров приводов подъема установщиков и транспортно-установочных агрегатов ракет космического назначения

© В.А. Игрицкий, А.Ю. Игрицкая, В.А. Зверев

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

Механизмы подъема ракет космического назначения в вертикальное положение — сложные и дорогостоящие составные части наземного оборудования. При одних и тех же нагрузках они, в зависимости от рациональности выбора их геометрических параметров, могут иметь существенно различающиеся стоимость и массу. При выборе рациональных геометрических параметров этих механизмов специалисты руководствуются конструктивными соображениями, используют методы перебора и спуска, а также графоаналитический метод, что вследствие необходимости учета большого числа ограничений делает решение таких инженерных задач длительным и трудоемким. В статье рассмотрена методика выбора рациональных геометрических параметров механизмов подъема ракет космического назначения. Она разработана на основе полученного авторами аналитического решения уравнений изменения нагрузки в начальном и конечном положении подъема ракеты в зависимости от начального угла установки приводного элемента механизма. Ее применение помогает при заданных параметрах нагрузки на механизм подъема в большинстве важных случаев получать оптимальные значения основных геометрических параметров механизмов подъема, в том числе расстояния между шарнирами и начальных углов установки элементов механизма, не прибегая к методам перебора и спуска. В случае использования гидравлического привода подъема методика позволяет выбирать рациональные основные параметры гидроцилиндров. Эту методику целесообразно выбирать при проектировании и модернизации механизмов подъема ракет космического назначения.

Ключевые слова: *привод подъема ракет космического назначения, параметры приводов, механизм подъема ракет, привод подъема установщика, привод подъема транспортно-установочного агрегата, гидравлический привод подъема ракет, гидропривод подъема ракет, многоступенчатый гидроцилиндр*

Введение. В подавляющем большинстве случаев подъем ракет космического назначения (РКН) в вертикальное положение для пуска проводится с помощью гидроприводов, где роль исполнительного механизма выполняют один или несколько многоступенчатых гидроцилиндров [1]. Следует отметить, что для этих же целей, но довольно редко, используют тросовые механизмы [2] и прочие механические приводы. Кроме того, механизмы подъема с аналогичными функциями ограниченно применяются и в некоторых других случаях, в частности при подъеме крыш специальных вагонов [3]. При выборе геометрических параметров механизмов подъема, в том числе начального положения гидроцилиндров подъема, руководствуются конструктивными соображениями и проводят оптимизацию нагру-

зочной способности лишь в начальном положении [1], а также используют графоаналитический метод [4], методы спуска или перебора [5]. Такие методы требуют больших затрат времени, и к тому же приходится преодолевать затруднения, связанные с наличием более чем одного экстремума целевой функции при решении задач оптимизации. Перечисленные сложности привели к тому, что разработка улучшенных методик выбора параметров приводов подъема установщиков и транспортно-установочных агрегатов (далее — также установщиков) стала актуальной проблемой.

В статье рассмотрены только наиболее распространенные схемы механизмов подъема. Они выполнены в виде плоского кривошипно-ползунного механизма, в состав которого входят один или несколько установленных параллельно гидроцилиндров [1, 4–6], а также зубчатых [7] или фрикционных реек. Эти рейки, работающие преимущественно на сжатие, непосредственно, без дополнительных рычагов, соединяют неподвижную и поворотную части установщика РКН (рис. 1). Кинематические схемы таких механизмов (рис. 1 а, б) при проведении расчетов различаются незначительно. Поэтому здесь рассмотрен лишь типичный случай поворота стрелы установщика с РКН на 90° из горизонтального в вертикальное положение и наоборот.

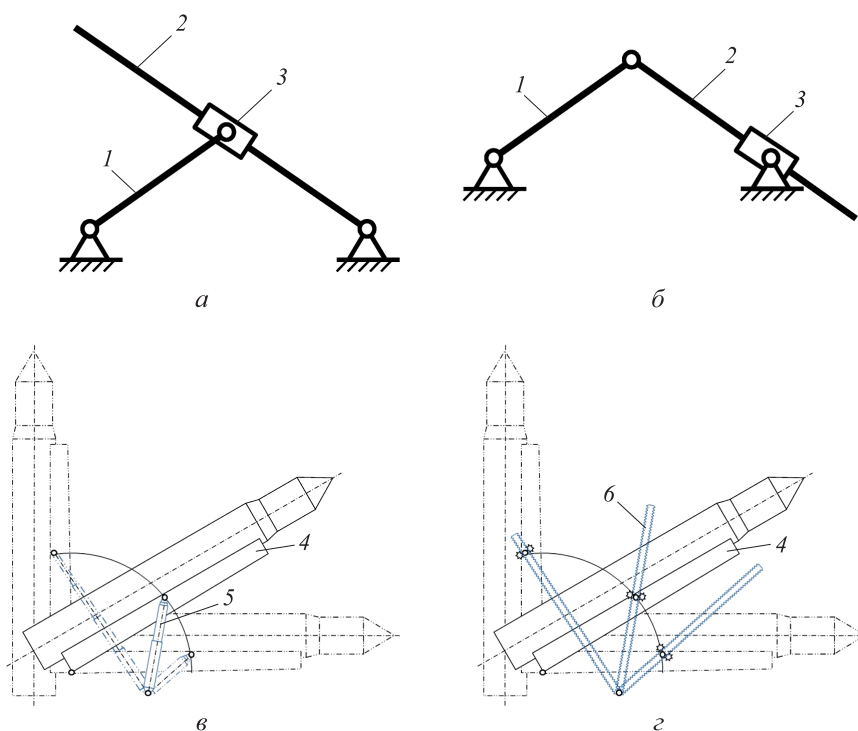


Рис. 1. Кинематические схемы (а, б) и примеры конструктивных схем (в, з) механизмов подъема РКН:

1, 2, 3 — звенья механизма; 4 — стрела с РКН; 5 — гидроцилиндр; 6 — зубчатая рейка

Анализ нагрузок, действующих на механизмы подъема. Вследствие незначительной угловой скорости подъема РКН оказывают воздействие на механизм подъема в основном весовые и ветровые нагрузки, направленные в произвольном направлении. Они создают момент, оказывающий влияние на стрелу с РКН. Поскольку центр масс поднимаемой конструкции, как правило, расположен заметно выше оси вращения, грузовой момент имеет ярко выраженный максимум в начале подъема. Следовательно, если конструкция опускается, то грузовой момент имеет минимум тогда, когда она находится в самом верхнем положении (рис. 2).

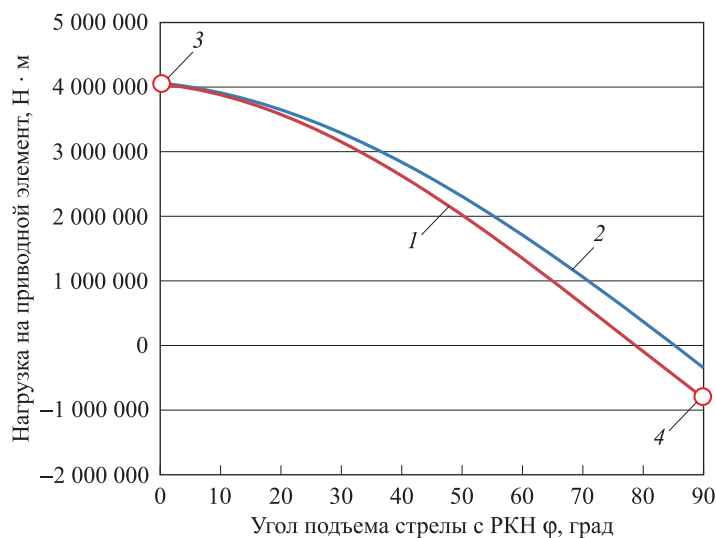


Рис. 2. Типичный график зависимости грузовой нагрузки, воспринимаемого механизмом подъема от стрелы с РКН, от угла их подъема при попутном и встречном направлении ветра:

1, 2 — минимальные и максимальные значения момента нагрузок для максимального попутного и встречного ветра; 3, 4 — точки, определяющие максимальное и минимальное значение момента нагрузок на механизм подъема соответственно

Моменты нагрузки от ракеты со стрелой в начале подъема $M_{нач}$ и в его конце $M_{кон}$, воспринимаемые самым нагруженным из параллельно установленным приводным элементам механизма, будем считать известными. Поскольку $M_{кон}$, как правило, меньше нуля, механизм подъема РКН должен удерживать РКН и при положительных, и при отрицательных значениях грузовой нагрузки. Следовательно, если применен гидравлический привод подъема, необходимо использовать либо двусторонние одноступенчатые гидроцилиндры, либо телескопические многоступенчатые с камерами противодействия. Но поскольку отрицательные значения грузовой нагрузки могут иметь

место только в узком диапазоне углов подъема, на многоступенчатых гидроцилиндрах обычно достаточно одной камеры противодействия.

Принимаемые допущения. Практика проектирования показывает, что при прочих равных условиях изготовление выполняющих одну и ту же работу относительно длинных приводных элементов с меньшими максимально допустимыми нагрузками обойдется дешевле, чем имеющих подобные геометрические соотношения, но более коротких, с увеличенными допустимыми нагрузками. Однако короткие гидроцилиндры большого диаметра окажутся существенно дороже, чем длинные и тонкие, имеющие такую же схему и энергоемкость.

Как правило, при использовании приводных элементов с меньшими допустимыми нагрузками получаются более дешевыми и несущие конструкции агрегатов подъема. Поэтому для механизмов подъема выбирают параметры привода исходя из минимизации максимальной требуемой нагрузки на приводной элемент при обеспечении его устойчивости.

Для гидравлических механизмов подъема, в связи с прямой зависимостью максимальной допустимой нагрузки гидроцилиндра от рабочего диаметра его первой ступени D_1 , параметры привода подъема выбираются исходя из минимизации D_1 . Кроме того, в дальнейшем рассмотрение будет ограничено только наиболее распространенными гидроцилиндрами с камерами противодействия на внутренней ступени.

При проектировании многоступенчатых гидроцилиндров подъема одно из основных конструктивных ограничений — необходимость обеспечения прочности и устойчивости штока, поэтому его обычно разгружают от сил на промежуточных ступенях в начале подъема. Для этого гильзу последней из ступеней (а иногда и большего их количества) делают такой, чтобы в начале подъема она упиралась в специальное уширение у проушины штока. В связи с этим в дальнейших расчетах предполагается, что шток воспринимает сжимающие нагрузки только от поршня последней ступени. Действующий в России ГОСТ Р 51282—99 для стальных штоков гидроцилиндров подъема ограничивает их расчетную гибкость λ_{\max} значением не более 120.

Вследствие уменьшения нагрузки, действующей на привод подъема по мере выдвижения гидроцилиндра (см. рис. 2), примем в первом приближении, что устойчивость гидроцилиндра обеспечивается тогда, когда устойчив его шток, являющийся самым гибким и одним из наиболее нагруженных элементов гидроцилиндра. Предполагается, что устойчивость гидроцилиндра в целом и других отдельных его элементов на различных участках подъема должна обеспечиваться проведением дополнительных проверочных расчетов. В зависимости

от конструкции гидроцилиндра коэффициент приведения длины стержня μ при расчете устойчивости штока может быть различным, но для оценочных или учебных расчетов его можно принять равным 1.

В большинстве современных многоступенчатых гидроцилиндров рабочие длины хода всех ступеней различаются незначительно. Значит, при выполнении синтеза конструкции гидроцилиндра можно принять в первом приближении для каждой из ступеней рабочую длину хода, равную L , что обеспечит компактность гидроцилиндра. При необходимости соотношение длин хода ступеней в приведенной далее методике может быть скорректировано.

Будем также считать, что начальная длина гидроцилиндра L_0 между осями поворота равна, с учетом приведенного выше, сумме его рабочей длины L и размера, обусловленного наличием торцевых уплотнений и конструкций опор. Примем, что этот размер пропорционален рабочему диаметру первой ступени для опор и уплотнений выбранного типа, поскольку при этом обеспечивается примерное постоянство средних напряжений в конструкциях опор:

$$L_0 = L + k_{\text{оп}} D_1,$$

где $k_{\text{оп}}$ — коэффициент, постоянный для принятой конструкции опор и уплотнений гидроцилиндра, который будем считать выбранным заранее.

Примем выбранным заранее коэффициент

$$k_{\text{шт}} = \frac{d_{\text{отв}}}{d_{\text{шт}}} < 1,$$

где $d_{\text{отв}}$ — диаметр отверстия в штоке, служащего для подачи рабочей жидкости; $d_{\text{шт}}$ — наружный диаметр штока.

Для крупных гидроцилиндров, типичных для механизмов подъема РКН, рекомендуются относительно высокие значения рабочего давления, ограниченные свойствами доступных уплотнений. Поскольку в основном уровнем рабочего давления обусловлены толщины гильз гидроцилиндра, рациональным представляется использование одинакового давления на всех его ступенях и в камере противодействия, что позволяет полностью реализовать потенциал применяемых компонентов гидроцилиндра. В дальнейшем примем, что рабочее давление на всех ступенях гидроцилиндра и в камере противодействия одинаково, хотя последующие рассуждения после соответствующей модификации могут быть распространены и на другие возможные случаи.

В случае, если заданы диаметр и длина первой ступени, а также общее число ступеней, для обеспечения максимальной энергоемкости гидроцилиндра следует использовать последующие ступени как можно больших диаметров. Соотношение диаметров предыдущей

к следующей за ней ступени многоступенчатых гидроцилиндров ограничивается требованиями прочности гильз каждой ступени и необходимостью размещения уплотнений, которые могут быть стандартизированы по диаметрам. С ростом давления это соотношение увеличивается, составляя, как это следует из анализа существующих конструкций, например, для рабочего давления 25 МПа величину примерно

$$\chi = \frac{D_j}{D_{j+1}} = 1,15 \dots 1,25,$$

где D_j , — рабочий диаметр j -й ступени гидроцилиндра.

Наилучшее значение этого параметра, равное 1,15, достигнуто в конструкции гидроцилиндра, представленной в [7].

Поскольку максимальные и минимальные значения грузового момента достигаются в начале и конце подъема (см. рис. 2), примем в первом приближении, что геометрические параметры механизмов подъема должны подбираться такими, чтобы в начале и в конце подъема нагрузочная способность приводов механизмов подъема использовалась полностью.

Анализ влияния конструктивных особенностей приводного элемента на соотношение его нагрузочных способностей в начале и в конце подъема. Одним из важнейших параметров, влияющих на условия работы привода подъема, является соотношение нагрузочных способностей приводного элемента в начале $N_{\text{нач}}$ и в конце $N_{\text{кон}}$ подъема:

$$\xi = \frac{N_{\text{нач}}}{N_{\text{кон}}}.$$

В зависимости от типа приводного элемента эту величину вычисляют различными методами. В гидроцилиндрах с последовательным выдвиганием ступеней, с учетом ранее принятых допущений о постоянстве рабочего давления во всех полостях гидроцилиндров, это соотношение равно соотношению рабочих площадей первой ступени и камеры противодействия:

$$\xi = \frac{D_1^2}{D_n^2 - d_{\text{шт}}^2},$$

где n — число ступеней гидроцилиндра.

Для многоступенчатых гидроцилиндров с одновременным выдвиганием всех ступеней несущая способность в начале подъема будет ограничена последней ступенью. В этом случае параметр ξ будет определяться по формуле

$$\xi = \frac{D_n^2}{D_n^2 - d_{шт}^2}.$$

Следует отметить, что для зубчатореечных или фрикционных механизмов, ограниченных постоянным максимальным крутящим моментом приводного вала, $\xi = 1$.

Расчет геометрических соотношений гидроцилиндров подъема. В случае, когда в качестве приводного элемента используются гидроцилиндры, параметры которых изначально не заданы, для расчета ξ требуется определить их основные геометрические соотношения.

Примем для дальнейших расчетов безразмерную длину

$$\theta = L / D_1.$$

Тогда кратность хода гидроцилиндра определяется выражением

$$i = \frac{n\theta + k_{оп}}{\theta + k_{оп}}.$$

Отношение диаметров последней (n -й) и первой ступени

$$D_n / D_1 = 1 / \chi^n.$$

Максимальная сила, действующая на шток под давлением на поршень последней ступени,

$$N_{шт\max} = p \frac{\pi D_n^2}{4},$$

где p — рабочее давление гидроцилиндра.

Площадь поперечного сечения штока

$$F_{шт} = \frac{\pi d_{шт}^2}{4} (1 - k_{отв}^2).$$

Напряжение в штоке под действием давления на поршень последней ступени

$$\sigma_{сж} = \frac{N_{шт\max}}{F_{шт}} = \frac{p}{1 - k_{отв}^2} \frac{D_n^2}{d_{шт}^2}.$$

Диаметр штока гидроцилиндра выбирается исходя из обеспечения условия устойчивости приходящейся на шток нагрузки под действием давления на поршень последней ступени.

Момент инерции поперечного сечения штока

$$J_{шт} = \frac{\pi d_{шт}^4}{64} (1 - k_{отв}^4).$$

Гибкость стержня штока, длину которого примем приблизительно равной длине его хода L :

$$\lambda = \frac{\mu L}{\sqrt{J_{шт}/F_{шт}}} = \frac{4\mu}{\sqrt{1+k_{отв}^2}} \frac{L}{d_{шт}},$$

где μ — коэффициент, зависящий от условий закрепления стержня в первом приближении его можно принять равным 1.

Анализ соответствующих уравнений показывает, что для механизмов подъема РКН, в отличие, например, от самосвальнoй техники, гибкость штока часто превышает порог применимости метода Эйлера из-за использования относительно длинных многоступенчатых гидроцилиндров. В связи с этим в дальнейшем будем проводить расчет устойчивости штока по Эйлеру с последующей перепроверкой. Однако с помощью программного обеспечения можно автоматизировать расчет устойчивости штока, применив более точные зависимости, например методику расчета сжатых стержней из СП 16.13330.2017.

Критическое напряжение по Эйлеру

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} = \frac{(1+k_{отв}^2)\pi^2 E}{16\mu^2} \left(\frac{d_{шт}}{L}\right)^2,$$

где E — модуль упругости материала штока гидроцилиндра.

Допустимое напряжение в стержне

$$[\sigma_{сж}] = \frac{\sigma_{кр}}{[n_{уф}]} = \frac{(1+k_{отв}^2)\pi^2 E}{16\mu^2 [n_{уф}]} \left(\frac{d_{шт}}{L}\right)^2.$$

Приравняв рассчитанные $\sigma_{сж}$ и $[\sigma_{сж}]$, получим диаметр штока

$$d_{шт} = 2^4 \sqrt{\frac{\mu^2 p [n_{уф}] D_n^2 L^2}{(1-k_{отв}^4)\pi^2 E}}.$$

Выразим относительный диаметр штока $d_{шт}/D_1$ через θ :

$$\frac{d_{шт}}{D_1} = 2^4 \sqrt{\frac{\mu^2 p [n_{уф}]}{(1-k_{отв}^4)\pi^2 E}} \frac{D_n^2 L^2}{D_1^4} = 2 \sqrt{\frac{\mu\theta}{\pi\chi^n}} \sqrt{\frac{p [n_{уф}]}{(1-k_{отв}^4)E}}.$$

Однако если при проверке значения гибкости получится

$$\lambda = \frac{4\mu}{\sqrt{1+k_{отв}^2}} \frac{L}{d_{шт}} = \frac{4\mu\theta}{\sqrt{1+k_{отв}^2}} \left(\frac{d_{шт}}{D_1}\right)^{-1} > \lambda_{\max},$$

соотношение диаметров штока и первой ступени следует вычислять уже исходя из значения гибкости штока, равного λ_{\max} :

$$\frac{d_{\text{шт}}}{D_1} = \frac{4\mu\theta}{\lambda_{\max} \sqrt{1+k_{\text{отв}}^2}}.$$

Анализ влияния начального угла установки приводного элемента на условия его работы. Приводной элемент механизма подъема при максимальном выдвижении должен обеспечить подъем стрелы с РКН на 90° . Поэтому при известных начальном и конечном размерах этого элемента плечо действия развиваемой им силы $h(\varphi)$ при любом угле подъема φ (рис. 3) определяется начальным углом его установки β , наиболее удобным для решения поставленной задачи.

В целом механизмы подъема, представленные на рис. 1 и 3, работоспособны при значениях $0 < \beta < \pi$, в пределах которых необходимо выбирать рациональные значения угла β . При решении задачи оптимизации будем считать угол β варьируемым параметром. В случае приводных элементов с постоянной допустимой нагрузкой целевой функцией будет требуемая максимально допустимая нагрузка на приводной элемент, которая должна быть минимизирована. В то же время для гидроцилиндров, в которых допустимая нагрузка на первую ступень и на камеру противодействия всегда различна, в качестве целевой функции примем требуемый диаметр первой ступени гидроцилиндра D_1 , который также следует минимизировать.

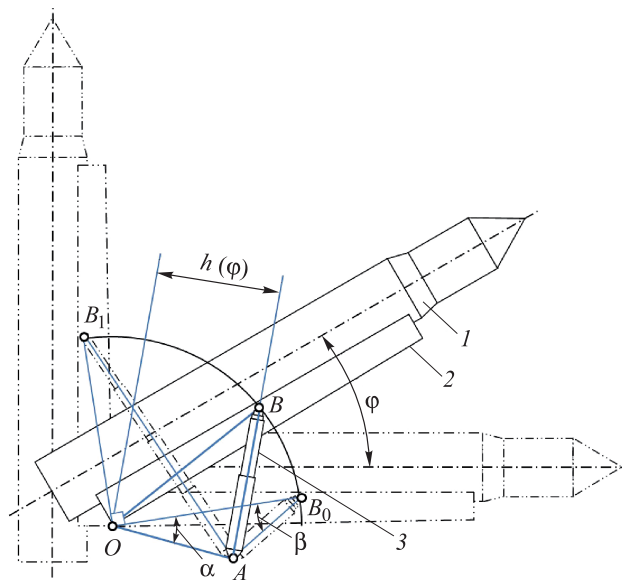


Рис. 3. Схема определения начального положения приводного элемента механизма подъема:
1 — РКН; 2 — стрела; 3 — приводной элемент

Плечо действия силы приводного элемента, если использовать обозначения, приведенные на рис. 3, можно определить по формуле

$$h(\varphi) = \frac{OA \cdot OB \cdot \sin(\varphi + \alpha)}{AB}.$$

Отсюда следует, что для зеркально-симметричных треугольников OAB_0 с различными углами β , но с одинаковыми углами α закон изменения $h(\varphi)$ будет идентичен. В дальнейшем стороны треугольника OA и OB будут обозначены как a и b , так как их можно будет поменять местами. Для этих треугольников значения углов β , одинаково соответствующие закону изменения $h(\varphi)$, обозначим β_1 и β_2 . Эти углы связаны зависимостью

$$\beta_2 = \pi - \alpha - \beta_1.$$

Графики изменения плеча действия силы приводного элемента, отнесенного к его начальной длине между осями шарниров в местах крепления, в зависимости от угла подъема РКН для различных углов β в диапазоне от 0 до π с шагом 5° приведены на рис. 4.

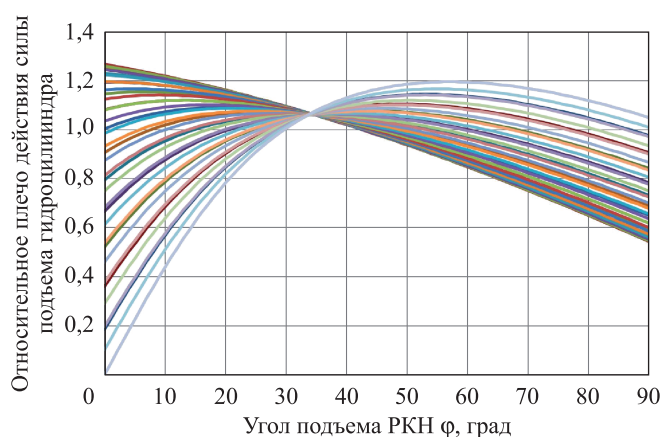


Рис. 4. Графики изменения плеча действия силы многоступенчатого гидроцилиндра с кратностью хода 2,5, отнесенного к его начальной длине, в зависимости от угла подъема РКН для различных углов начальной установки β

Характер представленных на рисунке графиков, пересекающихся при угле подъема РКН около 34° , свидетельствует о том, что любая попытка увеличить плечо действия силы приводного элемента для уменьшения нагрузки на него при том же грузовом моменте в начале подъема ведет к уменьшению этого плеча и, следовательно, к увеличению нагрузки в конце подъема, и наоборот. Поэтому можно сделать вывод, что при любом изменении угла β плечи действия силы гидроцилиндра в начале и в конце подъема либо не изменяются (если

соответствующие кривые на рис. 4 совпадают), либо изменяются разнонаправленно. Отсюда также следует, что невозможно увеличить плечо действия силы гидроцилиндра в начале подъема, не уменьшив плечо ее действия конце подъема, и наоборот. Соответственно, в случае, когда и в начале, и в конце подъема приводной элемент полностью загружен, при любом изменении начального угла его установки нагрузка на этот элемент в одном из крайних положений возрастет, и следовательно, потребуется увеличить необходимую нагрузку на приводной элемент в целом.

Таким образом, используемое значение угла β будет единственным оптимальным (при $\beta_2 = \beta_1$) либо одним из двух его оптимальных значений. Для приводных элементов с другими важными на практике кратностями хода соответствующие графики имеют такой же вид: это пучок кривых, пересекающихся в очень узкой области. Ее положение постепенно смещается к началу подъема с ростом кратности хода приводного элемента, поэтому сделанные выводы можно распространить и на них.

Типичный характер изменения минимально допустимого диаметра первой ступени геометрически подобного гидроцилиндра в зависимости от угла его начальной установки β показан на рис. 5 (зависимость l).

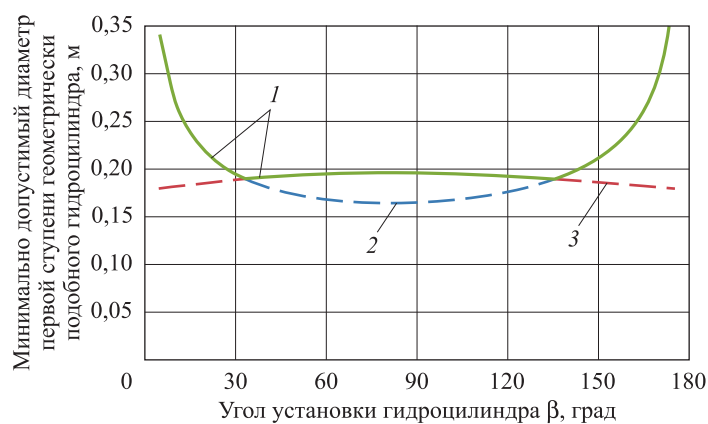


Рис. 5. Зависимость минимально допустимого диаметра первой ступени гидроцилиндра от угла его установки β с учетом требуемой несущей способности:

1 — в начале и в конце подъема; 2, 3 — только в начале и только в конце подъема соответственно

Графики, изображенные на рисунке, имеют два минимума с одинаковым значением диаметра при двух различных углах β . Они формируются как комбинация зависимостей диаметра первой ступени от нагрузки в начале второй и в конце подъема третьей ступени. В случае, если из-за небольшой нагрузки в конце подъема графики 2 и 3 не

пересекаются, имеет место одно оптимальное значение, соответствующее минимуму зависимости 2 при $\beta_2 = \beta_1$.

Анализ влияния геометрии механизма на достижение требуемого соотношения плеч воздействующей силы приводного элемента в начале и в конце подъема. Обозначим буквой δ соотношение плеч действия силы гидроцилиндра в конце и в начале подъема. Оно определяется выражением

$$\delta = \frac{h(\pi/2)}{h(0)}.$$

При известном значении параметра ξ его требуемое соотношение можно вычислить по формуле

$$\delta_{\text{треб}} = \xi M_{\text{кон}} / M_{\text{нач}}. \quad (1)$$

Анализ геометрической схемы функционирования рассматриваемого механизма показал, что для него существует зависимость минимально возможного значения параметра δ от кратности хода приводного элемента (рис. 6):

$$\delta_{\min} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left(1 - \operatorname{tg} \left(\frac{1}{2} \arccos \frac{i^2 - \sqrt{2}i}{i^2 - \sqrt{2}i + 1} \right) \right).$$

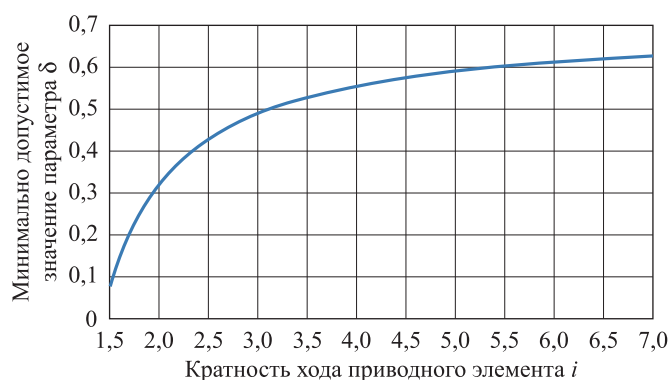


Рис. 6. Зависимость минимально допустимого значения параметра δ от кратности хода i приводного элемента

В случае, когда $\delta_{\text{треб}} < \delta_{\min}$, требуемое значение δ не достигается и возникает ситуация, при которой графики 2 и 3 на рис. 5 не пересекаются. При такой кратности приводного элемента целесообразно использовать ближайшее допустимое значение $\delta = \delta_{\min}$, соответствующее начальному положению гидроцилиндра, при котором расстояния от узлов его крепления до оси поворота стрелы равны. В этом случае угол β имеет единственное оптимальное значение в указанном ранее смысле:

$$\beta_1 = \beta_2 = \arccos \frac{1}{\sqrt{2(i^2 - \sqrt{2i+1})}}$$

Если $\delta_{\text{треб}} > \delta_{\text{min}}$, то для получения требуемого соотношения плеч действия силы приводного элемента в начале и в конце подъема необходимо решить задачу оптимизации угла β .

Решение задачи оптимизации значения начального угла установки приводного элемента β . В соответствии с изложенным ранее могут быть найдены оптимальные значения угла β , обеспечивающие минимизацию требуемой максимальной нагрузки на приводной элемент либо минимизацию D_1 для гидроцилиндра.

Для решения задачи примем известными кратность хода приводного элемента i и требуемое соотношение плеч действия силы гидроцилиндра в конце и в начале подъема $\delta_{\text{треб}}$, определяемое по зависимости (1). Соотношение плеч действия силы гидроцилиндра в конце и в начале подъема можно выразить геометрически в зависимости от угла β . Поэтому в случае, когда $\delta_{\text{треб}} \geq \delta_{\text{min}}$, при оптимальных значениях углов β может выполняться условие

$$\delta_{\text{треб}} = \frac{\sin \left(\frac{\pi}{4} - \arcsin \frac{\sin \left(\beta + \frac{\pi}{4} \right)}{i} \right)}{\sin \beta}. \quad (2)$$

В результате решения тригонометрического уравнения (2) относительно угла β были получены два выражения для β , при которых приводной элемент с известными соотношениями i и $\delta = \delta_{\text{треб}}$ окажется максимально нагружен и в начальном, и в конечном его положении:

$$\beta_{10} = \arcsin \left(i \sqrt{\frac{i\delta^3 + 1 + \sqrt{(i\delta^3 + 1)^2 - (i^2\delta^2 + 1)(1 - \delta^2)^2}}{2(i^2\delta^2 + 1)(i\delta + 1)}} \right) - \frac{\pi}{4},$$

$$\beta_{20} = \arcsin \left(i \sqrt{\frac{i\delta^3 + 1 - \sqrt{(i\delta^3 + 1)^2 - (i^2\delta^2 + 1)(1 - \delta^2)^2}}{2(i^2\delta^2 + 1)(i\delta + 1)}} \right) + \frac{\pi}{4}.$$

В связи с неоднозначностью функций \arccos и \arcsin полученные значения β должны быть подставлены в уравнение (2) и при несовпадении соответствующим образом скорректированы. Окончательно зависимости для определения углов β примут вид

$$\beta_1 = \begin{cases} \sin \left(\frac{\pi}{4} - \arcsin \frac{\sin \left(\beta_{10} + \frac{\pi}{4} \right)}{i} \right) \\ \beta_{10}, \text{ если } \delta = \frac{\sin \left(\beta_{10} + \frac{\pi}{4} \right)}{\sin \beta_{10}}, \\ \frac{\pi}{2} - \beta_{10} \text{ в противном случае;} \end{cases}$$

$$\beta_2 = \begin{cases} \sin \left(\frac{\pi}{4} - \arcsin \frac{\sin \left(\beta_{20} + \frac{\pi}{4} \right)}{i} \right) \\ \beta_{20}, \text{ если } \delta = \frac{\sin \left(\beta_{20} + \frac{\pi}{4} \right)}{\sin \beta_{20}}, \\ \frac{3\pi}{2} - \beta_{20} \text{ в противном случае.} \end{cases}$$

Определение дополнительных параметров приводов подъема.

После получения углов β можно определить все остальные параметры приводов подъема по приведенным ниже зависимостям.

Угол установки α (см. рис. 3) рассчитывается по формуле

$$\alpha = \pi - \beta_1 - \beta_2.$$

Следовательно, когда решается задача размещения уже имеющегося приводного элемента при известной начальной длине L_0 , для того чтобы максимизировать коэффициенты запаса, основные размеры механизма можно вычислить по зависимостям:

$$a = L_0 \sin(\beta_1) / \sin(\alpha),$$

$$b = L_0 \sin(\beta_2) / \sin(\alpha).$$

В случае варьирования угла β_1 при уточнении положения приводного элемента с заданными начальной длиной L_0 и кратностью i нужно воспользоваться выражениями:

$$b = \frac{L_0}{\sqrt{2}} \left(\cos \left(\beta_1 + \frac{\pi}{4} \right) + \sqrt{i^2 - 1 + \cos^2 \left(\beta_1 + \frac{\pi}{4} \right)} \right),$$

$$a = \sqrt{L_0^2 + b^2 - 2L_0 b \cos \beta_1},$$

$$\beta_2 = \arccos \frac{L_0^2 + a^2 - b^2}{2L_0 a}.$$

Если нужно определить точные размеры приводного элемента, предварительно необходимо вычислить следующие соотношения:

$$b/L_0 = \sin \beta_2 / \sin \alpha,$$

$$h(0)/L_0 = \sin \beta_1 \sin \beta_2 / \sin \alpha,$$

$$N_{\text{нач}} L_0 = L_0 M_{\text{нач}} / h(0) = \frac{M_{\text{нач}} \sin \alpha}{\sin \beta_1 \sin \beta_2}.$$

Кроме того,

$$N_{\text{нач}} L_0 = \frac{\pi D_1^2}{4} \eta p (\theta + k_{\text{оп}}) D_1,$$

где η — коэффициент полезного действия гидроцилиндра.

Отсюда

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{4 M_{\text{нач}} \sin \alpha}{\pi \eta p (\theta + k_{\text{оп}}) \sin \beta_1 \sin \beta_2}},$$

$$L = \theta D_1.$$

Остальные геометрические параметры привода и гидроцилиндра далее можно вычислить по приведенным ранее зависимостям.

Методика выбора параметров механизма подъема. Предлагается следующая последовательность выбора параметров механизмов подъема РКН.

1. Определить максимальные и минимальные значения грузового момента в начале и в конце подъема РКН, обусловленные ветровыми и весовыми нагрузками.

2. Выбрать количество параллельно установленных однотипных приводных элементов (например гидроцилиндров) и определить с учетом оценки возможной неравномерности нагрузки максимальные и минимальные значения моментов в начале и в конце подъема, действующих на самые нагруженные элементы.

3. Если допустимая нагрузка на привод постоянна в начале и в конце подъема (для механических приводов), то по приведенным выше зависимостям вычислить оптимальные начальные углы установки, при которых определяется максимальная нагрузка на привод, а затем продолжать проектирование привода механизма.

3б. В случае, когда использование гидропривода зависит от доступных технологических возможностей, выбрать для него материал, задать рабочее давление и конструктивные параметры гидроцилиндров $k_{\text{оп}}$, $k_{\text{отв}}$, χ .

4. Для гидроцилиндров с различным числом ступеней построить зависимость минимально допустимого диаметра первой ступени при оптимальных углах установки от длины хода одной ступени L (рис. 7).

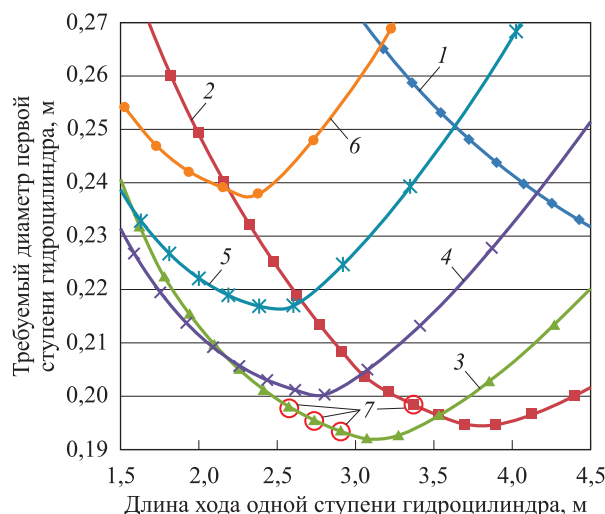


Рис. 7. Пример зависимости минимально необходимого внутреннего диаметра первой ступени гидроцилиндра от длины хода одной ступени:

1–6 — зависимости требуемого D_1 от L для гидроцилиндров с одной–шестью ступенями соответственно; 7 — пример вариантов гидроцилиндров, выбранных для дальнейшего анализа из условия $D_1 \leq 0,2$ м

5. На основании полученных зависимостей с учетом округления размеров выбрать число ступеней и отношение длины рабочего хода первой ступени к ее диаметру, обеспечивающих минимальный требуемый диаметр первой ступени при как можно меньшей ее длине. Дальнейшие расчеты можно проводить одновременно для нескольких рациональных вариантов гидроцилиндров.

6. Корректировать диаметры ступеней полученных гидроцилиндров исходя из соображений округления до стандартных размеров уплотнений и из прочих подобных соображений таким образом, чтобы нагрузочная способность в начале и в конце подъема не снижалась.

7. Выполнить проверочный расчет допустимости нагрузок, в том числе отрицательных, в начале и в конце выдвижения промежуточных ступеней. Если будет не хватать нагрузочной способности, результаты расчетов нужно корректировать увеличением диаметра первой и последующих ступеней с учетом округления до выполнения требований по нагрузочной способности на всех этапах выдвижения гидроцилиндра.

8. Провести проверочный расчет устойчивости штока и общей устойчивости гидроцилиндра по приведенным в [8, 9] методикам.

Следует отметить, что в случае, когда в пункте 7 методики была выполнена корректировка диаметра первой ступени, полученный коэффициент запаса гидроцилиндра будет иметь один глобальный минимум. В такой ситуации, как правило, допустима некоторая корректировка угла начальной установки гидроцилиндра для уменьшения требуемого диаметра первой ступени при том же коэффициенте запаса. При этом для гидроцилиндра с выбранными параметрами нужно построить семейство графиков, аналогичных приведенному на рис. 4. С его помощью следует определить значение угла подъема, при котором имеет место минимум коэффициента запаса, относительно области пересечения этого семейства графиков. В случае, если угол подъема, при котором коэффициент запаса минимальный, не приходится на область пересечения графиков на рис. 4, то существует несколько отличающийся угол установки гидроцилиндра, обеспечивающий увеличение этого коэффициента запаса или соответствующее уменьшение диаметра первой ступени гидроцилиндра, однако для нахождения его точного значения следует применять численные методы.

Пример разработки гидропривода с использованием рассматриваемой методики. Необходимо разработать гидропривод подъема с последовательным выдвиганием ступеней гидроцилиндров. Закон изменения максимальной и минимальной нагрузки на наиболее нагруженный гидроцилиндр представлен на рис. 2, а также заданы рациональные значения конструктивных параметров гидроцилиндров. В результате выполненного расчета получены зависимости, изображенные на рис. 7. Их анализ показывает, что в данном случае применять одноступенчатые гидроцилиндры, а также гидроцилиндры с пятью и более ступенями нецелесообразно. Для дальнейшей проработки стоит выбрать варианты, выделенные на рис. 7 красным. Результаты, полученные для лучшего варианта с четырехступенчатым гидроцилиндром, включая корректировку диаметра на шаге 7 предложенной методики, приведены на рис. 8.

Анализ кривых, представленных на рис. 8, показывает, что разработанный механизм подъема, для которого были определены расстояния между осями его шарниров, а также диаметр и ход каждой из ступеней гидроцилиндра, обеспечивает требуемую грузоподъемность при любых углах подъема φ независимо от направления ветра. Полученное решение позволяет практически максимально использовать несущую способность гидроцилиндра на всех этапах подъема.

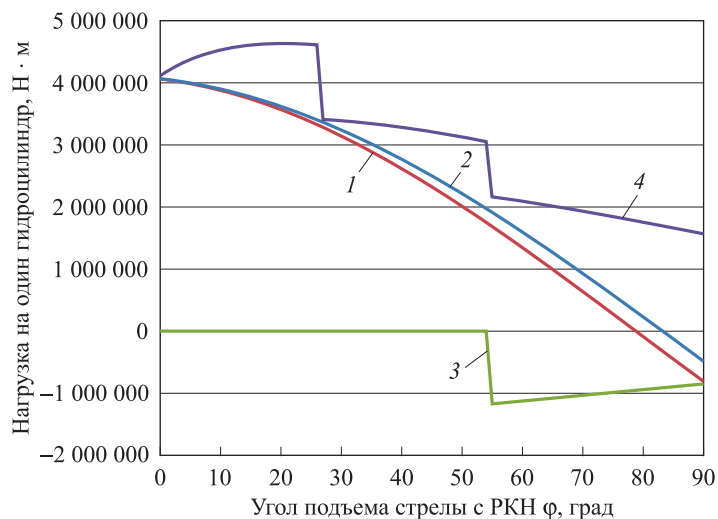


Рис. 8. Графики зависимостей нагрузки на один гидроцилиндр от угла подъема стрелы, полученные при расчете трехступенчатого гидроцилиндра при минимальной и максимальной как фактической нагрузке на него (1, 2), так и при допустимой нагрузке (3, 4)

Полученные результаты. Предложенная методика в большинстве случаев позволяет с минимальными затратами определять близкие к оптимальным значения параметров гидравлических и некоторых других механических приводов подъема РКН, что является ее основным преимуществом перед ранее разработанными методиками, требовавшими громоздких расчетов или графоаналитических построений. Такие достоинства метода существенно облегчают определение рациональных геометрических параметров многоступенчатых гидроцилиндров подъема, которому ранее не уделялось достаточного внимания.

Предлагаемый метод, естественно, не обошелся без недостатков, заключающихся в следующем:

- при расчетах не учитываются конструктивные ограничения, накладываемые несущими конструкциями агрегатов, на размещение приводов, так как это значительно усложнило бы их;
- полученные решения могут потребовать определенной корректировки угла установки вследствие недостаточной нагрузочной способности привода в моменты переключения ступеней;
- требуются последующая проверка рассчитанных приводных элементов на общую устойчивость и перепроверка устойчивости штока, если ее автоматизированный расчет проводился по Эйлеру.

Впрочем, некоторые из перечисленных недостатков можно устранить, усовершенствовав предложенный метод внедрением соответствующих автоматизированных проверок.

Выводы и рекомендации. Анализ результатов проведенных исследований позволяет сделать следующие выводы:

приведенные зависимости дают возможность определить целесообразные геометрические соотношения механизма подъема РКН при известных грузовых моментах и несущей способности приводных элементов механизмов в начале и в конце подъема;

полученные соотношения для механизмов являются оптимальными по использованию несущей способности приводов для многих практически важных случаев создания механизмов подъема;

представленные зависимости позволяют учитывать рациональные соотношения основных параметров многоступенчатых гидроцилиндров подъема;

предложенная методика расчета параметров механизмов подъема обеспечивает получение рациональных значений геометрических параметров механизма подъема, в том числе, если потребуется, выбор рациональных параметров многоступенчатых гидроцилиндров подъема;

для примера показаны результаты использования предложенной методики.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Новожилов Б.М. Гидравлические механизмы подъема для установочных агрегатов. *Аэрокосмический научный журнал*, 2016, т. 2, № 6, с. 15–25. DOI: 10.7463/aersp.0616.0851796
- [2] Удовик И.С., Золин А.В. Применение технологии установки на стартовый стол с помощью канатно-полиспастных систем в наземных комплексах перспективных ракет-носителей сверхтяжелого класса. *Электронный журнал «Аллея науки»*, 2018, № 6 (22).
URL: https://www.alley-science.ru/domains_data/files/52June2018/PRIMENENIE%20TEHNOLOGII%20USTANOVKI%20NA%20STARTOVY%20STOL%20S%20POMOSH%20KANATNO-POLISPASTNYH%20SISTEM%20V%20NAZEMNYH%20KOMPLEKSAH%20PERSPEKTIVNYH%20RAKET-NOSITELEY%20SVERHTYAZH%20YOL%20KLASSA.pdf (дата обращения 14.12.2019).
- [3] Копытов В.С., Пучков В.М. Расчет элементов системы открывания крыши изотермического вагона и прочностной анализ конструкции вагона при ее различном конструктивном исполнении. *Аэрокосмический научный журнал*, 2016, т. 2, № 2, с. 1–15.
URL: <https://aerospace.elpub.ru/jour/article/view/8> (дата обращения 14.12.2019).
- [4] Игрицкая А.Ю., Зверев В.А., Игрицкий В.А. Методика графоаналитического расчета оптимальных геометрических параметров механизма подъема ракет космического назначения. *Электронный журнал «Аллея науки»*, 2019, № 1 (28).
URL: https://alley-science.ru/domains_data/files/09January2019/METODIKA%20GRAFOANALITICHESKOGO%20RASCHETA%20OPTIMALNYH%20GEOMETRICHESKIH%20PARAMETROV%20GIDROPRIVODOV%20PODEMA%20RAKET.pdf (дата обращения 14.12.2019).

- [5] Игрицкий В.А. *Оптимизационный расчет параметров гидравлического механизма подъема*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012, 21 с. URL: <http://bmstu.ru/~sm8/posobie/MU-gidr-meh-pod1.pdf> (дата обращения 14.12.2019).
- [6] Ельцов М.И. Разработка модели механизма подъема стрелы установщика, с использованием системы гидроцилиндров *Электронный журнал «Аллея науки»*, 2018, № 1 (17). URL: https://www.alley-science.ru/domains_data/files/january_1/RAZRABOTKA%20MODELI%20MECHANIZMA%20PODEMA%20STRELY%20USTANOVSHIKA,%20S%20ISPOLZOVANIEM%20SISTEMY%20GIDROCILINDROV.pdf (дата обращения 14.12.2019).
- [7] Игрицкий В.А. О возможности использования зубчатореечных механизмов подъема морских платформ при подъеме в вертикальное положение ракет космического назначения сверхтяжелого класса. *XLIII Академические чтения по космонавтике, посвященные памяти академика С.П. Королёва и других выдающихся отечественных ученых — пионеров освоения космического пространства. Сборник тезисов, т. 1*. Москва, Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019, с. 338–339.
- [8] *Underbody cylinder*. URL: https://gts-binotto.ru/magazin-gidravliki/gidrocilindry/catalog/adwr-double-hp/pdf/ADWR_D_5_2425_168_01.pdf
- [9] Марутов В.А., Павловский С.А. *Гидроцилиндры. Конструкции и расчет*. Москва, Машиностроение, 1966, 170 с.
- [10] Жилевич М.И., Олехнович Д.Г., Ермилов С.В. Методика и алгоритм автоматизированного расчета многоступенчатых телескопических гидроцилиндров на устойчивость и прочность. *Вестник ГГТУ имени П.О. Сухого*, 2010, № 2, с. 28–34.

Статья поступила в редакцию 17.03.2020

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Игрицкий В.А., Игрицкая А.Ю., Зверев В.А. Методика выбора параметров приводов подъема установщиков и транспортно-установочных агрегатов ракет космического назначения. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2020, вып. 8. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2020-8-2005>

Игрицкий Владимир Александрович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Стартовые ракетные комплексы» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Области научных интересов: наземное оборудование ракетно-космической техники, космические аппараты и образовательные космические технологии. e-mail: igrtsky_v_a@bmstu.ru

Игрицкая Анна Юрьевна — студент 6-го курса кафедры «Стартовые ракетные комплексы» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: наземное оборудование и аэродинамика объектов ракетно-космической техники.

Зверев Вадим Александрович — доцент кафедры «Стартовые ракетные комплексы» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: динамика и прочность агрегатов наземного оборудования ракетно-космической техники. e-mail: zverev_vadim@bmstu.ru

A method for selecting parameters of drives for lifting erectors and transportation and installation units for space rockets

© V.A. Igritskiy, A.Yu. Igritskaya, V.A. Zverev

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

Mechanisms for lifting space rockets into a vertical position are complex and expensive elements of ground equipment. Under the same loads, depending on the rationality of selecting their geometric parameters, the mechanisms can significantly differ in cost and weight. At present, design considerations, enumeration and descent methods, or the graphical-analytical method, are used to select rational geometric parameters of these mechanisms, which, taking into account a large number of restrictions, makes the process of solving such engineering problems time-consuming and laborious. The paper describes a method for selecting rational geometric parameters for the lifting mechanisms of space rockets. The method is based on the analytical solution obtained by the authors of the equations for changing the load in the initial and final position of the rocket lifting, depending on the initial installation angles of the drive element of the mechanism. Under given parameters of the load on the lifting mechanism in most practically important cases, the method makes it possible to obtain rational values of the main geometric parameters of the lifting mechanisms without the enumeration and descent methods. These parameters include the distances between the joints and the initial angles of installing the elements of the mechanism. If a hydraulic lifting drive is used, the method makes it possible, if necessary, to choose the rational basic parameters of the hydraulic cylinders. The method developed can be used in the design and modernization of mechanisms for lifting space rockets.

Keywords: *parameters of rocket lifting drives, space rocket lifting drive, space rocket lifting mechanism, erector lifting drive, transportation and installation unit lifting drive, rocket lifting hydraulic drive, rocket lifting hydraulic drive, multistage hydraulic cylinder*

REFERENCES

- [1] Novozhilov B.M. *Aerokosmicheskiy nauchny zhurnal — Aerospace Scientific Journal*, 2016, vol. 2, no. 6, pp. 15–25. DOI: 10.7463/aersp.0616.0851796
- [2] Udovik I.S., Zolin A.V. *Alleya nauki (Alley-science)*, 2018, no. 6 (22). Available at: https://www.alley-science.ru/domains_data/files/52June2018/PRIMENENIE%20TEHNOLOGII%20USTANOVKI%20NA%20STARTOVYY%20STOL%20%20POMOSHYu%20KANATNOPOLISPASTNYH%20SYSTEM%20V%20NAZEMNYH%20KOMPLEKSAH%20PERSPEKTIVNYH%20RAKETNOSITEL EY%20SVERHTYaZhYoLOGO%20KLASSA.pdf (accessed December 14, 2019).
- [3] Kopytov V.S., Puchkov V.M. *Aerokosmicheskiy nauchny zhurnal — Aerospace Scientific Journal*, 2016, vol. 2, no. 2, pp. 1–15. Available at: <https://aerospace.elpub.ru/jour/article/view/8> (accessed December 14, 2019).
- [4] Igritskaya A.Yu., Zverev V.A., Igritskiy V.A. *Alleya nauki (Alley-science)*, 2019, no. 1 (28). Available at: https://alley-science.ru/domains_data/files/09January2019/METODIKA%20GRAFOANALITICHESKOGO%20RASCHETA%20OPTIMALNYH%20GEOMETRICHESKIH%20PARAMETROV%20GIDROPRIVODOV%20PODEMA%20RAKET.pdf (accessed December 14, 2019).

- [5] Igritskiy V.A. *Optimizatsionny raschet parametrov gidravlicheskogo mekhanizma podema* [Optimization calculation of the parameters of the hydraulic lifting mechanism]. Moscow, BMSTU Publ., 2012, 21 p. Available at: <http://bmstu.ru/~sm8/posobie/MU-gidr-meh-pod1.pdf> (accessed December 14, 2019).
- [6] Eltsov M.I. *Alleya nauki (Alley-science)*, 2018, no. 1 (17). Available at: https://www.alley-science.ru/domains_data/files/january_1/RAZRABOTKA%20MODELI%20MEHANIZMA%20PODEMA%20STRELY%20USTANOVShIKA,%20S%20ISPOLZOVANIEM%20SISTEMY%20GIDROCILINDROV.pdf (accessed December 14, 2019).
- [7] Igritskiy V.A. O vozmozhnosti ispolzovaniya zubchatoreechnykh mekhanizmov podema morskikh platform pri podeme v vertikalnoe polozhenie raket kosmicheskogo naznacheniya sverkhfazhelogo klassa [On the possibility of using gear-toothed mechanisms for lifting offshore platforms when lifting super-heavy space rockets to a vertical position]. *XLIII Akademicheskie chteniya po kosmonavtike, posviashchennye pamiati akademika S.P. Koroleva i drugikh vydaiushchikhsia otechestvennykh uchenykh — pionerov osvoeniia kosmicheskogo prostranstva. Sbornik tezisov* [XLIII Academic readings on cosmonautics dedicated to the memory of academician S.P. Korolev and other prominent Russian scientists — pioneers of space exploration. Collection of abstracts]. Vol. 1. Moscow, BMSTU Publ., 2019, pp. 338–339.
- [8] *Underbody cylinder*. Available at: https://gts-binotto.ru/magazin-gidravliki/gidrocilindry/catalog/adwr-double-hp/pdf/ADWR_D_5_2425_168_01.pdf
- [9] Marutov V.A., Pavlovskiy S.A. *Gidrotsilindry. Konstruktsii i raschet* [Hydraulic cylinders. Designs and calculation]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966, 170 p.
- [10] Zhilevich M.I., Olekhovich D.G., Ermilov S.V. *Vestnik GGTU imeni P.O. Sukhogo (Bulletin of Sukhoi State Technical University of Gorny)*, 2010, no. 2, pp. 28–34.

Igritskiy V.A., Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Rocket Launch Complexes, Bauman Moscow State Technical University. Research interests: ground-based equipment for rocket and space technology, spacecraft and educational space technology. e-mail: igritskiy_v_a@bmstu.ru

Igritskaya A.Yu., 6th year student, Department of Rocket Launch Complexes, Bauman Moscow State Technical University. Research interests: ground equipment and aerodynamics of rocket and space equipment. e-mail: aigritskaya@mail.ru

Zverev V.A., Assoc. Professor, Department of Rocket Launch Complexes, Bauman Moscow State Technical University. Research interests: dynamics and strength of ground-based equipment aggregates of rocket and space technology. e-mail: zverev_vadim@bmstu.ru