

**Усовершенствованная методика выбора параметров
механизмов подъема установщиков
и транспортно-установочных агрегатов ракет
космического назначения**

© В.А. Игрицкий

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Российская Федерация

В настоящее время большинство ракет космического назначения поднимаются в вертикальное положение в частично или полностью собранном виде с помощью механизмов подъема, выполняемых преимущественно на основе многоступенчатых гидроцилиндров. При этом выбор рациональных параметров таких механизмов является достаточно трудной задачей из-за сложности зависимостей, описывающих их работу. Предложены усовершенствованные по сравнению с известными методиками зависимости для определения оптимальных углов установки гидроцилиндров в начальном положении, которые обеспечивают большее удобство соответствующих вычислений. Приведен алгоритм выбора рабочих диаметров ступеней и штока гидроцилиндров с округлением получаемых значений с учетом, например, размерных рядов серийно производимых уплотнений и опорных колец. Представлены некоторые критерии выбора наиболее рациональных сочетаний параметров приводов подъема и усовершенствованная методика выбора параметров механизмов подъема, разработанная с их использованием.

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

Введение. В настоящее время наиболее широко распространена горизонтальная технология подготовки к пуску ракет космического назначения (РКН). Одна из ее особенностей — необходимость использовать механизмы подъема (кантования) РКН в вертикальное положение в частично или полностью собранном виде, что обуславливает их относительно большую грузоподъемность, повышенный уровень ответственности и высокую стоимость. Во многих случаях механизмы подъема РКН в вертикальное положение изготавливают с приводными элементами в виде гидроцилиндров [1], традиционно называемых гидродомкратами подъема. Кроме того, для подъема РКН в вертикальное положение ограничено применяются тросовые механизмы [2], а также прочие механические приводы [3]. Следует отметить, что выбор рациональных параметров таких механизмов затруднен из-за сложности зависимостей, описывающих их работу.

У некоторых механизмов подъема гидроцилиндры установлены таким образом, что образуются две или три группы гидроцилиндров, работающие в разных условиях, а также содержащие дополнительные

рычаги, преобразующие силы и перемещения, обеспечиваемые гидроцилиндрами [1, 4–7]. Однако, как правило, механизмы подъема содержат только один или нескольких установленных параллельно гидроцилиндров, обычно многоступенчатых, непосредственно поворачивающих стрелу или транспортно-установочную тележку на подъемной раме с закрепленной на них РКН (рис. 1).

Цель данной статьи — выбор параметров именно таких механизмов.

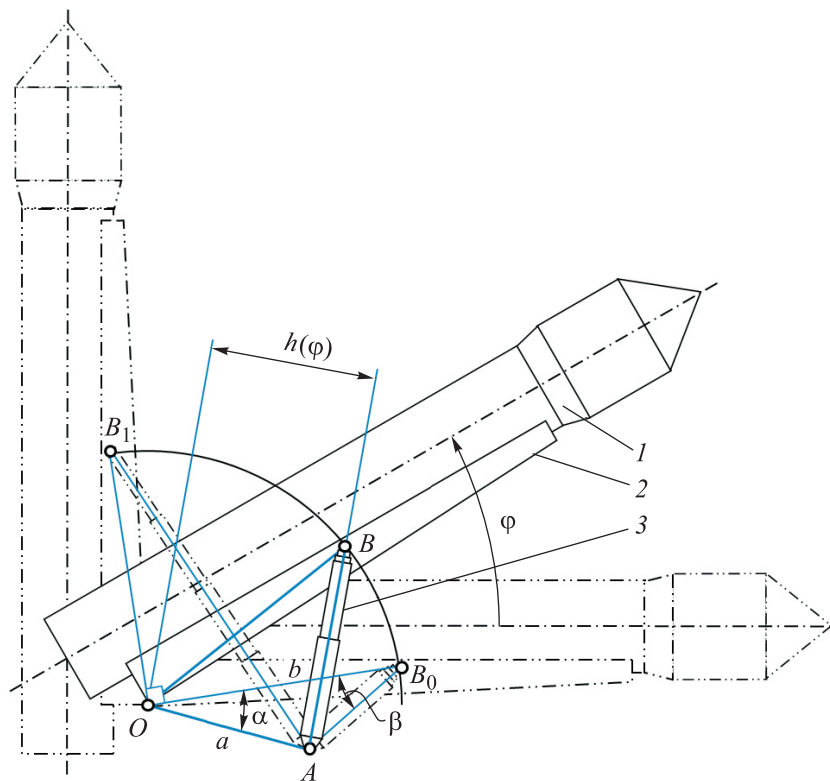


Рис. 1. Конструктивная схема типичного механизма подъема РКН в вертикальное положение:

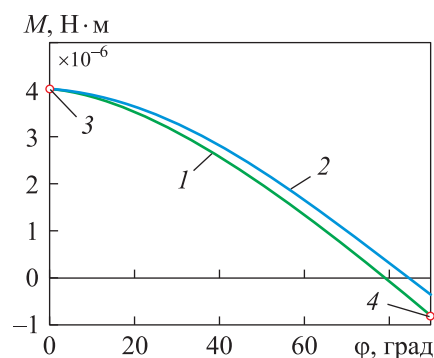
1 — РКН; 2 — стрела; 3 — гидроцилиндр (гидродомкрат) подъема

К настоящему времени разработан целый ряд подходов к решению этой задачи, включающих методы оптимизации по нагрузочной способности только в начальном положении [1, 8], графоаналитическим методом [9], методами спуска или перебора [8, 10], а также с использованием аналитического решения по двум точкам [3]. Однако все они имеют те или иные ограничения, что делает актуальным совершенствование соответствующих методик. В данной статье содержится описание усовершенствованной методики выбора параметров гидравлических приводов подъема РКН, основанной на методике, представленной в статье [3]. В результате улучшения методики стало удобнее

проводить расчеты, поскольку были исключены проверки с возможным последующим пересчетом результатов на двух этапах расчетов.

Типичные нагрузки, действующие на механизмы подъема. Вследствие малости угловой скорости подъема РКН механизм подъема в процессе его работы преодолевает преимущественно весовые и ветровые нагрузки, а преодолеваемый грузовой момент имеет выраженный максимум в начале подъема и минимум в начале опускания из крайнего положения [3] (рис. 2).

Рис. 2. Типичный график грузового момента M , воспринимаемого наиболее нагруженным гидроцилиндром механизма подъема РКН, в зависимости от угла подъема стрелы с РНК φ для попутного и встречного направления ветра [3]:
1, 2 — минимальные и максимальные значения грузового момента для максимального попутного и встречного ветра соответственно; 3, 4 — точки, определяющие соответственно максимальное и минимальное с учетом знака значение грузового момента, действующего на наиболее нагруженный гидроцилиндр механизма подъема



Зависимости максимального и минимального грузовых моментов от угла подъема стрелы $M_{\max}(\varphi)$ и $M_{\min}(\varphi)$ (см. рис. 2), воспринимаемые самым нагруженным из параллельно установленным гидроцилиндрами механизма подъема, в дальнейших расчетах будем считать известными, рассчитать их можно, например, по зависимостям, приведенным в [3]. Соответственно, известными будем считать и их экстремальные значения в начале $M_{\text{нач}}$ и в конце $M_{\text{кон}}$ подъема, также показанные на рис. 2.

Поскольку $M_{\text{кон}}$ обычно отрицателен, в гидроприводах подъема требуется использовать позволяющие воспринимать растягивающую нагрузку гидроцилиндры с камерами противодействия на последней ступени.

Принимаемые допущения. Далее будут рассмотрены только гидроцилиндры с последовательным выдвиганием ступеней. Для того чтобы распространить полученные результаты на гидроцилиндры с одновременным выдвиганием ступеней, приведенные ниже зависимости, связанные с соотношениями нагрузочных способностей гидроцилиндров в начале и в конце подъема, должны быть заменены на зависимости, представленные для этого случая в [3].

Примем, что рассмотрение будет ограничено только наиболее распространенными гидроцилиндрами с камерами противодействия на внутренней ступени, хотя полученные результаты могут быть

доработаны и для случая применения камеры противодействия на внешней ступени.

При проектировании многоступенчатых гидроцилиндров подъема одним из основных требований является обеспечение устойчивости штока [3, 11, 12], в связи с чем его, как правило, конструктивно разгружают от сжимающих сил с промежуточных ступеней в начале подъема. Поэтому в расчетах предполагается, что шток воспринимает сжимающие нагрузки только от поршня последней ступени. Кроме того, действующий в России ГОСТ Р 51282–99, распространяющийся в том числе и на механизмы подъема РКН, ограничивает расчетную гибкость стальных штоков гидроцилиндров, установив λ_{\max} не более 120.

Поскольку грузовой момент, действующей на привод подъема, в типичном случае, показанном на рис. 2, существенно снижается по мере выдвигания гидроцилиндра, примем в первом приближении, что устойчивость гидроцилиндра обеспечивается тогда, когда самый гибкий элемент гидроцилиндра — его шток устойчив под сжимающей нагрузкой. При этом устойчивость гидроцилиндра в целом и других отдельных его элементов на различных участках подъема должна, если потребуется, обеспечиваться проведением дополнительных проверочных расчетов. В зависимости от конструкции гидроцилиндра коэффициент приведения длины стержня μ при расчете устойчивости штока может быть разным, но для оценочных или учебных расчетов будем считать, что его можно принять равным 1 [3].

Как правило, рабочие длины хода всех ступеней многоступенчатых гидроцилиндров различаются незначительно, поэтому примем в первом приближении рабочую длину хода каждой ступени, как и расчетную длину штока, равными рабочей длине хода первой ступени L . Зависимости, приведенные далее, при необходимости могут быть распространены и на более общий случай, когда длины хода ступеней и расчетная длина штока не равны между собой.

Для увеличения энергоемкости гидроцилиндра, как правило, рационально использовать как можно большие диаметры последующих ступеней. Однако требования прочности гильз и необходимость размещения уплотнений ограничивают снизу соотношение диаметров предыдущей к следующей за ней ступени:

$$\chi = \frac{D_j}{D_{j+1}}, \quad (1)$$

где D_j — рабочий диаметр j -й ступени гидроцилиндра.

С повышением давления это соотношение увеличивается; например, для рабочего давления 25 МПа оно находится в диапазоне 1,15...1,25 [3]. Минимально допустимое значение параметра χ далее будем обозначать как χ_{\min} .

Примем, что начальная длина гидроцилиндра L_0 между осями поворота равна, с учетом приведенного выше, сумме рабочей длины хода первой ступени L и размера, обусловленного наличием торцевых уплотнений и концевых опор. Этот размер будем считать пропорциональным рабочему диаметру первой ступени для выбранного типа опор и уплотнений, так как при этом обеспечивается примерное постоянство средних напряжений на поверхностях подшипников скольжения опор [3]:

$$L_0 = L + k_{\text{оп}} D_1, \quad (2)$$

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

Будем также считать заданным коэффициент штока

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

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

Для одноступенчатых гидроцилиндров коэффициент $k_{\text{шт}}$ может быть равен 0. Примем допущение, что значение этого коэффициента так подобрано, что местная устойчивость стенок штока обеспечивается полностью, и тогда деформацией сечения при расчете общей устойчивости штока в упругой области можно пренебречь. Примем также, что рабочее давление на всех ступенях гидроцилиндра и в камере противодействия одинаково, хотя последующие рассуждения после доработки могут быть распространены и на другие возможные случаи.

Кроме того, примем допущение, что геометрические параметры механизмов подъема в первую очередь должны обеспечивать достижение требуемых значений развиваемых механизмом положительных и отрицательных моментов в начале и в конце подъема соответственно при минимально возможных размерах используемых гидроцилиндров. Как показано в [3], существует только один или два набора зеркально-симметричных геометрических параметров гидропривода подъема, обеспечивающих при выполнении принятых допущений минимальность размеров любых геометрически подобных гидроцилиндров разрабатываемого гидропривода.

Расчет геометрических соотношений гидроцилиндров подъема. В случае, когда геометрические параметры используемых гидроцилиндров заранее не заданы, для выбора параметров этого механизма следует предварительно получить соотношения основных размеров его гидроцилиндров.

С учетом ранее принятых допущений обозначим безразмерную длину хода каждой из ступеней

$$\theta = L / D_1.$$

Отсюда

$$L = \theta D_1. \quad (3)$$

Безразмерная начальная длина гидроцилиндра и безразмерные длины после выдвигения каждой j -й ступени соответственно определяются выражениями

$$\hat{L}_0 = \theta + k_{\text{оп}}, \quad (4)$$

$$\hat{L}_j = (j+1)\theta + k_{\text{оп}}, \quad (5)$$

Кратность хода гидроцилиндра [3]

$$i = \frac{(n+1)\theta + k_{\text{оп}}}{\theta + k_{\text{оп}}} = \frac{\hat{L}_0 + n\theta}{\hat{L}_0} = \frac{\hat{L}_n}{\hat{L}_0}, \quad (6)$$

где n — количество ступеней гидроцилиндра.

Вследствие применения в механизмах подъема РКН относительно длинных многоступенчатых гидроцилиндров гибкость штока, как правило, превышает порог применимости метода Эйлера. В связи с этим в дальнейшем будем использовать расчет устойчивости штока по Эйлеру с последующей перепроверкой [3]. Следует заметить, что можно выбрать и более точные зависимости для расчета устойчивости, например из СП 16.13330.2017.

В [3] показано, что при принятых допущениях относительный диаметр штока

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

где μ — коэффициент, зависящий от условий закрепления стержня; p — рабочее давление гидроцилиндра; E — модуль упругости материала штока.

Но если значение гибкости штока [3] превысит допустимое

$$\lambda = \frac{4\mu}{\sqrt{1+k_{\text{отв}}^2}} \frac{L}{d_{\text{шт}}} = \frac{4\mu\theta}{\omega\sqrt{1+k_{\text{отв}}^2}} > \lambda_{\text{max}},$$

то параметр ω должен быть вычислен уже исходя из равенства гибкости штока значению λ_{max} :

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

Окончательно получим

$$\omega = \max \left(2 \sqrt{\frac{\mu\theta}{\pi\chi^{n-1}} \sqrt{\frac{P[n_{\text{уф}}]}{(1-k_{\text{отв}}^4)E}}}, \frac{4\mu\theta}{\lambda_{\max} \sqrt{1+k_{\text{отв}}^2}} \right). \quad (7)$$

Определение оптимальных начальных углов установки гидроцилиндров. Если известны начальная и конечная длина гидроцилиндра подъема РКН, то плечо действия развиваемой ими силы $h(\varphi)$ при любом угле подъема φ (см. рис. 1) определяется начальным углом его установки β [3].

В [3] показано, что если принять угол β варьируемым параметром при решении задачи оптимизации, а целевой функцией — требуемый диаметр D_1 первой ступени гидроцилиндра при заданных относительных размерах гидроцилиндра, то поставленная задача будет иметь одно или два решения, соответствующие двум зеркально-симметричным вариантам размещения гидроцилиндров. Поскольку все остальные размеры геометрически подобных гидроцилиндров пропорциональны D_1 , полученное решение будет соответствовать также минимальным значениям рабочего объема и массы гидроцилиндра. Следовательно, минимальной будет и его стоимость, если не учитывать более тонкие моменты, связанные с серийностью изделий и тому подобными факторами.

Обозначим соотношение нагрузочных способностей гидроцилиндра в начале $N_{\text{нач}}$ и в конце $N_{\text{кон}}$ подъема [3]:

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

В гидроцилиндрах с последовательным выдвиганием ступеней в случае постоянства рабочего давления во всех полостях [3]

$$\xi = \frac{D_1^2}{D_n^2 - d_{\text{шт}}^2}. \quad (8)$$

Если диаметры ступеней и штока гидроцилиндров неизвестны, то с учетом принятых допущений

$$\xi = \frac{1}{\frac{1}{\chi^{2(n-1)}} - \omega^2}, \quad (9)$$

где χ — расчетное соотношение диаметров ступеней (1).

Чем больше будет принятое расчетное значение χ , тем меньше пересчетов в дальнейшем потребует расчет гидроцилиндра, но его размеры при этом могут получиться больше минимально возможных. Создать соответствующий гидроцилиндр можно только при условии, что полученное значение ξ конечно и положительно.

Как показано в [3], оптимальные значения угла β будут иметь место, когда соотношение плеч действия силы гидроцилиндра в конце и в начале подъема (δ) равно требуемому значению:

$$\delta = \xi \frac{-M_{\text{кон}}}{M_{\text{нач}}}. \quad (10)$$

Однако, в зависимости от кратности хода гидроцилиндра, существует минимально достижимое значение параметра δ :

$$\delta_{\min} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left(1 - \operatorname{tg} \left(\frac{1}{2} \arccos \frac{i^2 - \sqrt{2}i}{i^2 - \sqrt{2}i + 1} \right) \right). \quad (11)$$

Если $\delta < \delta_{\min}$, то гидроцилиндр не может быть полностью загружен в конце подъема, а оптимальные углы установки гидроцилиндра подъема β будут определяться по зависимости [3]

$$\beta_1 = \beta_2 = \arccos \frac{1}{\sqrt{2 \cdot (i^2 - \sqrt{2}i + 1)}}. \quad (12)$$

В случае, когда $\delta \geq \delta_{\min}$, предлагается вычислять β_1 по зависимостям

$$\beta' = \arccos \left(i \sqrt{\frac{i\delta^3 + 1 - \sqrt{(i\delta^3 + 1)^2 - (i^2\delta^2 + 1) \cdot (1 - \delta^2)^2}}{2 \cdot (i^2\delta^2 + 1) \cdot (i\delta + 1)}} \right); \quad (13)$$

$$\beta_1 = \begin{cases} \beta' + \frac{\pi}{4}, & \text{если } \delta < 1, \\ \frac{5\pi}{4} - \beta', & \text{если } \delta \geq 1. \end{cases} \quad (14)$$

При выполнении вычислений эти зависимости существенно удобнее, чем зависимости, предложенные в [3], так как не требуется перепроверки получаемых результатов с их последующей корректировкой.

Далее следует определить основные безразмерные геометрические параметры механизма:

$$\hat{b} = \frac{b}{L_0} = \frac{\cos(\beta_1 + \pi/4) + \sqrt{i^2 - 1 + \cos^2(\beta_1 + \pi/4)}}{\sqrt{2}}; \quad (15)$$

$$\hat{a} = \frac{a}{L_0} = \sqrt{\hat{b}^2 + 1 - 2\hat{b} \cos(\beta_1)}, \quad (16)$$

где a, b — расстояния от оси поворота стрелы или тележки с РКН при подъеме до осей поворота шарниров на концах гидроцилиндра подъема, соответствующие длинам отрезков OA и OB на рис. 1.

Угол α (см. рис. 1) определяется так:

$$\alpha = \angle AOB_0 = \arcsin \frac{\sin(\beta_1)}{\hat{a}}. \quad (17)$$

Второе значение угла β рассчитывается, исходя из свойств треугольника $\triangle OAB_0$, по зависимости

$$\beta_2 = \pi - \beta_1 - \alpha. \quad (18)$$

Расчет рабочих диаметров ступеней и штока гидроцилиндров при заданных геометрических соотношениях гидроцилиндра.

Рабочие диаметры ступеней и штока гидроцилиндра, получаемые по расчетным зависимостям только из условий работоспособности механизма, как правило, имеют дробные размеры, не удобные для контроля и не соответствующие размерам серийно выпускаемых уплотнений и опорных колец.

Поэтому дальнейшее вычисление рабочих диаметров ступеней и штока целесообразно проводить с округлением полученных значений вверх или вниз до ближайшего значения, рационального в том смысле, в котором это принято в конкретном расчете, таким образом, чтобы механизм сохранял работоспособность. Для гидроцилиндров относительно малого диаметра, для которых можно подобрать серийные уплотнения и опорные кольца, диаметры следует выбирать исходя из возможностей подбора соответствующих элементов, а для гидроцилиндров большого диаметра округление можно осуществлять, например, до значений, кратных 5 мм. Кроме того, и рабочий диаметр первой ступени может определяться исходя из полного использования нагрузочной способности имеющегося ряда опорных узлов гидроцилиндров.

В предположении, что для любого диаметра существуют большее и меньшее рациональные значения для округления, предлагается применять следующий алгоритм выбора размеров гидроцилиндра и соответствующего механизма подъема.

1. Для заданных параметров $p, \eta, k_{\text{оп}}, k_{\text{отв}}, \chi, n, \theta$ определяются основные параметры гидроцилиндра и привода подъема с примене-

нием зависимостей (4)–(7), (9)–(17). При получении отрицательного или бесконечного значения параметра ξ расчеты для соответствующего варианта далее не проводятся.

Диаметр первой ступени определяется по зависимости

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{uM_{\text{нач}}}{\hat{L}_0 \sin \alpha}},$$

где

$$u = \frac{4}{\pi \eta r \hat{a} \hat{b}}.$$

Далее, приняв малое приращение кратности хода Δi , следует проверить условие того, что грузоподъемность гидроцилиндра в начале подъема растет быстрее грузового момента:

$$D_1 - \sqrt{\frac{uM_{\text{max}}(\Delta\varphi)}{(1 + \Delta i)\hat{L}_0 D_1 \sin(\Delta\varphi + \alpha)}} \geq 0, \quad (19)$$

где

$$\Delta\varphi = \arccos \frac{\hat{a}^2 + \hat{b}^2 - (1 + \Delta i)^2}{2\hat{a}\hat{b}} - \alpha.$$

Если это условие не соблюдается, что в некоторых случаях может иметь место в зависимости от $M_{\text{max}}(\varphi)$, как правило, для одноступенчатых гидроцилиндров, то необходимо увеличивать диаметр первой ступени до тех пор, пока развиваемый гидроцилиндром момент не станет превышать $M_{\text{max}}(\varphi)$ во всем диапазоне углов φ . Более подробно этот случай в данной статье не рассматривается.

Далее D_1 следует округлить вверх до ближайшего значения, рационального в том смысле, в котором это принято в конкретном расчете, в соответствии с соображениями, описанными в начале раздела, например, в соответствии с рядом размеров уплотнений.

Для всех остальных ступеней необходимо вычислить:

кратность хода в начале выдвижения j -й ступени

$$i_{j-1} = \frac{j\theta + k_{\text{оп}}}{\theta + k_{\text{оп}}} = \frac{\hat{L}_{j-1}}{\hat{L}_0},$$

соответствующий угол подъема стрелы с РКН

$$\varphi_{j-1} = \arccos \frac{\hat{a}^2 + \hat{b}^2 - i_{j-1}^2}{2\hat{a}\hat{b}} - \alpha.$$

Следует также принять $j = 1$.

2. Если выполняется равенство

$$j = n,$$

необходимо перейти к п. 5, иначе принять

$$j = j + 1.$$

3. Значение диаметра D_j ступени j выбирается исходя из неравенства

$$D_j \leq \frac{D_{j-1}}{\chi_{\min}}$$

путем выбора наибольшего из удовлетворяющих ему значений, рациональных в смысле, описанном в п. 1. При этом вычисление каждого последующего диаметра нужно проводить только после округления используемого в расчете значения диаметра предыдущей ступени.

Затем необходимо проверить условие достаточности момента, развиваемого гидроцилиндром в начале работы соответствующей ступени:

$$D_j - \sqrt{\frac{uM_{\max}(\varphi_{j-1})}{\hat{L}_{j-1}D_1\sin(\varphi_{j-1} + \alpha)}} \geq 0. \quad (20)$$

Если это условие выполняется, следует перейти к п. 2.

4. Увеличить значение D_1 вверх до следующего ближайшего рационального в смысле, описанном в п. 1, значения, принять

$$j = 2$$

и перейти к п. 3.

5. Для многоступенчатых гидроцилиндров необходимо выполнить проверку возможности работы камеры противодействия во всем необходимом диапазоне углов подъема по условию

$$M_{\min}(\varphi_{n-1}) > 0. \quad (21)$$

Невыполнение этого условия в большинстве случаев свидетельствует о необходимости перехода на использование меньшего количества ступеней. В отдельных случаях, которые не рассматриваются в данной статье, это условие может быть выполнено путем варьирования значений угла β , но требуемые размеры гидроцилиндров при этом могут существенно возрасти.

6. Диаметр штока выбирается как минимальное рациональное в смысле, описанном в п. 1, значение, удовлетворяющее неравенству

$$\sqrt{D_n^2 - \frac{u|M_{\text{кон}}|}{\hat{L}_n D_1 \cos(\alpha)}} \geq d_{\text{шт}} \geq \max \left(\sqrt{\frac{q D_n}{\pi} \frac{p[n_{\text{уф}}]}{\sqrt{(1-k_{\text{отв}}^2)} E}}, \frac{q}{\lambda_{\text{max}}} \right), \quad (22)$$

где

$$q = \frac{4\mu\theta D_1}{\sqrt{1+k_{\text{отв}}^2}}.$$

Левая часть этого неравенства определяет условие достижения требуемой рабочей площади камеры противодействия, а справа первая часть определяет диаметр штока исходя из условия устойчивости по Эйлеру, а вторая — исходя из минимально допустимого значения гибкости стержня λ_{max} . Если соответствующие значения отсутствуют, то следует или ослабить требования к выбору рациональных значений диаметров и повторить расчет, или отказаться от использования гидроцилиндра с заданными параметрами.

7. Поскольку вследствие округлений соотношения диаметров гидроцилиндра изменяются, для увеличения минимального по всем углам подъема коэффициента запаса может быть выполнена необязательная корректировка начального угла установки гидроцилиндра по зависимостям (8), (12), ..., (14) с последующим пересчетом зависимостей (15), ..., (18). При этом необходимо также провести переверку условий (19), ..., (22). В случае, если хотя бы одно из них не выполняется, значения угла β следует принять такими, которые использовались до начала их корректировки.

8. Полученные параметры гидроцилиндров с учетом принятых допущений позволяют определить и все остальные основные размеры гидроцилиндров по зависимостям (2), (3), а также

$$a = \hat{a}L_0, \quad b = \hat{b}L_0.$$

Критерии выбора рациональных параметров гидроприводов подъема. Рассчитываемые по представленным зависимостям приводы подъема все еще зависят от нескольких конструктивных параметров, прежде всего от числа ступеней n и относительной длины гидроцилиндра θ , которая может выбираться в достаточно широких пределах, что делает актуальным вопрос определения наиболее рациональных сочетаний параметров гидроприводов подъема.

Одним из часто рассматриваемых критериев качества привода подъема является его вертикальный габарит, что обусловлено ограниченностью высоты конструкций под РКН в горизонтальном положении, связанной с обеспечением общей устойчивости соответствующих агрегатов и габаритными ограничениями. С учетом обычного

места размещения гидроцилиндров подъема в составе установщиков и транспортно-установочного агрегата (ТУА) стартового комплекса приближенно оценить вертикальные габариты механизма при разных начальных углах установки можно по зависимостям

$$h = L_0 \sin \beta_1 + k_{\text{до}} D_1,$$

$$h = L_0 \sin \beta_2 + k_{\text{до}} D_1,$$

где $k_{\text{до}}$ — отношение диаметров опорных частей гидроцилиндра к рабочему диаметру первой ступени, которым при относительно небольшом размере этих частей можно пренебречь.

Другими критериями качества привода подъема могут являться объем рабочей жидкости, необходимый для его работы (с учетом или без учета объема камеры противодействия), и либо диаметр первой ступени, либо объем гидроцилиндра в начальном положении, который можно оценить по рабочему объему первой ступени.

Диаметр первой ступени D_1 может существенно влиять на стоимость изготовления гидроцилиндров, поскольку для изготовления и испытаний гидроцилиндров большого диаметра требуются уникальные оборудование и оснастка. Также нагрузка, приходящаяся на подшипниковые узлы опор гидроцилиндров с последовательным выдвиганием ступеней, пропорциональна квадрату D_1 , что делает стоимость этих опор значительно зависящей от D_1 . Кроме того, уменьшение D_1 при той же энергоемкости гидроцилиндра обычно соответствует увеличению расстояния от точки поворота стрелы до места крепления к ней гидроцилиндров подъема, что способствует уменьшению изгибных моментов, действующих в стреле, и может привести к возможности облегчения ее конструкции. Следует также учитывать, что с возрастанием количества ступеней гидроцилиндров увеличиваются количество деталей и стоимость соответствующих гидроцилиндров, а их надежность несколько снижается.

На практике при проектировании зачастую имеют место дополнительные конструктивные ограничения, связанные с необходимостью размещения тех или иных элементов конструкции. Например, высоту механизма в одних случаях можно считать заданной, а в других — существенное влияние на выбор параметров механизма подъема могут оказывать элементы шасси ТУА, препятствующие размещению мест крепления гидроцилиндров на раме ТУА в месте своего расположения.

Методика выбора параметров механизма подъема. Предлагается следующий порядок выбора параметров гидравлических механизмов подъема РКН, разработанный на основе представленного в [3].

1. По заданным ветровым и весовым нагрузкам определяются максимальные и минимальные значения грузового момента в начале

и конце подъема РКН, при этом параметры стрелы устанавливаются на основе опыта проектирования аналогичных агрегатов.

2. С учетом возможной неравномерности нагрузки определяются максимальные и минимальные значения моментов в начале и в конце подъема, действующие на самые нагруженные из параллельно установленных однотипных гидроцилиндров, количество которых также необходимо выбрать.

3. В соответствии с имеющимися технологическими возможностями задаются конструктивные параметры гидроцилиндров p , η , $k_{оп}$, $k_{отв}$, χ_{min} и, если необходимо, $k_{до}$, критерии рационального округления диаметров ступеней, а также расчетные параметры χ и Δi .

4. Проводится выбор для данного расчета целевой функции на основе критерия или сочетания критериев из числа приведенных ранее.

5. Максимальное число ступеней гидроцилиндров, для которых будут проводиться расчеты, можно определить двумя способами: либо задать заранее, поскольку в гидроприводах подъема число ступеней не превышает пяти, либо ограничивать это количество в процессе проведения расчетов. В последнем случае расчеты следует вести от случая одноступенчатых гидроцилиндров, постепенно увеличивая количество ступеней. Как показывает практика проведения таких расчетов, при превышении рационального количества ступеней минимально достижимые значения целевой функции для гидроцилиндров с заданным числом ступеней начинают быстро возрастать, что может служить критерием отказа от рассмотрения случаев с еще большим количеством ступеней.

6. Последовательно для каждого расчетного количества ступеней гидроцилиндров, которое является одним из варьируемых параметров оптимизационного расчета, и для различных значений второго варьируемого параметра θ определяются по приведенному ранее алгоритму параметры гидроцилиндров и механизма подъема, на основе которых определяются значения целевой функции. При этом либо строится зависимость значения целевой функции от параметра θ , либо с помощью алгоритмов спуска или перебора определяются экстремумы целевой функции или области значений целевой функции, близких в заранее заданном смысле к этим экстремумам.

5. На основании полученных результатов проводится выбор числа ступеней и отношения длины хода одной ступени в одном или нескольких вариантах для дальнейшей проработки. Практика использования такого рода расчетов в дипломном проектировании на кафедре «Стартовые ракетные комплексы» (СМ-8) МГТУ им. Н.Э. Баумана показывает, что при модернизации соответствующих агрегатов эффективным приемом выбора наиболее рационального из полученных вариантов механизма подъема является нанесение вариантов

этих механизмов на чертежи агрегатов с учетом основных конструктивных ограничений. При этом становятся очевидны компоновочные преимущества и недостатки использования конкретных вариантов механизма подъема.

6. Проводится проверочный расчет устойчивости штока и общей устойчивости гидроцилиндра по известным методикам [11, 12].

Обсуждение полученных результатов. Предложенная методика позволяет с меньшими трудозатратами, чем при использовании ранее разработанных методик, определять в большинстве случаев рациональные значения параметров гидравлических механизмов подъема РКН. Это достигается благодаря исключению корректировки значений по результатам проверки на этапе расчета начального угла установки гидроцилиндра, а также использованию разработанного алгоритма расчета рабочих диаметров ступеней и штока гидроцилиндров, обеспечивающего их наиболее рациональное округление с одновременным автоматическим обеспечением достаточной нагрузочной способности гидроцилиндров на промежуточных этапах подъема. В результате были исключены необходимость многократных перепроверок результатов расчетов и их корректировка в ручном режиме без четкого алгоритма действий.

Разработанная методика имеет следующие основные недостатки:

– в расчетах не полностью учитывается возможность наличия конструктивных ограничений для вариантов размещения гидроцилиндров на агрегате, однако проводившееся ранее рассмотрение этого вопроса [13] показывает, что попытка втиснуть гидроцилиндр в меньшую, как правило, длину приводит к увеличению его массы и ухудшению прочих показателей. Поэтому во многих случаях рациональными решениями являются отбрасывание всех полученных вариантов, не удовлетворяющих заданным ограничениям, а также примерка полученных вариантов к местам их размещения, причем в методике предложены некоторые варианты выполнения таких видов анализа;

– полученные решения в некоторых случаях могут быть в незначительной степени улучшены за счет изменения угла начальной установки гидроцилиндра, что является следствием корректировки параметров гидроцилиндра в моменты переключения ступеней. В рамках данной работы алгоритмизация этого вопроса не рассматривается, но принципиально она может быть выполнена;

– требуются последующая проверка на общую устойчивость и перепроверка устойчивости штока, если ее автоматизированный расчет проводился по Эйлеру.

Заключение. По изложенным выше результатам можно сделать следующие выводы:

– получены улучшенные зависимости, позволяющие определить рациональные начальные углы установки гидроцилиндров механизма

подъема РКН, не требующие, в отличие от известных аналогов, проверки достигнутых результатов с последующей корректировкой полученных значений;

– предложен алгоритм выбора с округлением до рациональных значений рабочих диаметров ступеней и штока многоступенчатых гидроцилиндров, обеспечивающий работоспособность разрабатываемой конструкции при условии сохранения минимально возможных значений соответствующих размеров;

– на основе разработанных зависимостей и алгоритма предложена усовершенствованная методика расчета параметров механизмов подъема.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Новожилов Б.М. Гидравлические механизмы подъема для установочных агрегатов. *Аэрокосмический научный журнал*, 2016, т. 2, № 6, с. 15–25. <https://doi.org/10.7463/aersp.0616.0851796>
- [2] Удовик И.С., Золин А.В. Обоснование выбора точек подвеса транспортно-установочной тележки канатами механизма подъема на стартовых комплексах. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2020, вып. 7. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2020-7-1998>
- [3] 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>
- [4] Зотов В.Г., Никитин А.О., Языков А.В. Анализ динамических режимов работы системы вертикализации универсального стартового комплекса для перспективной ракеты космического назначения сверхтяжелого класса. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2021, вып. 8. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2021-8-2103>
- [5] Зотов В.Г., Никитин А.О., Языков А.В. Сравнительный анализ динамических режимов работы компоновочных вариантов системы вертикализации для перспективной ракеты космического назначения сверхтяжелого класса. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2022, вып. 7. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2022-7-2195>
- [6] Белевцов М.И., Полянский В.И., Монахов А.В., Пискарев А.Ю., Годов В.В., Бескин Ю.В. *Транспортно-установочный агрегат стартового комплекса ракет космического назначения*. Пат. № 2740719 С2 Российская Федерация, 2021, бюл. № 2, 10 с.
- [7] Igritskaya A., Dragun D., Zabegaev A., Zverev V., Lomakin V. An effectiveness analysis of reducing inertial loads acting on space rockets during the stages switching of lift cylinders by mounting them at different initial angles. *AIP Conf. Proc.* 2549, 110006 (2023). <https://doi.org/10.1063/5.0111051>
- [8] Ульяенков А.В., Ужовская К.В. Геометрический подход при назначении координат узлов крепления гидроцилиндров механизма подъема агрегатов стартового оборудования. *E-Scio: Электронное периодическое издание «E-Scio.ru»*. Эл. № ФС77-66730. URL: <http://e-scio.ru/wp-content/uploads/2023/03/Ульяенков-А.-В.-Ужовская-К.-В.pdf> (дата обращения: 29.05.2023).
- [9] 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: 29.05.2023).
- [10] Игрицкий В.А. *Оптимизационный расчет параметров гидравлического механизма подъема*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012, 21 с.
- [11] Марутов В.А., Павловский С.А. *Гидроцилиндры. Конструкции и расчет*. Москва, Машиностроение, 1966, 170 с.
- [12] 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.
- [13] Игрицкий В.А. Учет влияния геометрических конструктивных ограничений на выбор параметров приводов подъема ракет космического назначения. *XLIV Академические чтения по космонавтике, посвященные памяти академика С.П. Королёва и других выдающихся отечественных ученых — пионеров освоения космического пространства. Сборник тезисов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2021, т. 2, с. 452–454.

Статья поступила в редакцию 04.03.2024

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Игрицкий В.А. Усовершенствованная методика выбора параметров механизмов подъема установщиков и транспортно-установочных агрегатов ракет космического назначения. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2024, вып. 3.

<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2024-3-2342>

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: igritsky_v_a@bmstu.ru

Improved methodology for selecting parameters of the lifting mechanisms for installers and transport-and-installation units of the space rockets

© V.A. Igritsky

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russian Federation

Today most space rockets are lifted into vertical position in partially or fully assembled form using the lifting mechanisms constructed primarily on the basis of the multi-stage hydraulic cylinders. At the same time, selecting rational parameters for such mechanisms is a rather difficult task due to complexity of the dependencies describing their operation. The paper proposes dependencies improved in comparison with the known methodologies to determine the hydraulic cylinders optimal installation angles in the initial position, as they are more convenient in the corresponding computation. An algorithm is provided to select the working diameters of the hydraulic cylinder stages and rods with rounding the obtained values and taking into account, for example, size ranges of the commercially produced seals and support rings. Certain criteria for selecting the most rational combinations of parameters for the lifting drives are presented, as well as the improved methodology for choosing parameters of the lifting mechanisms developed with their use.

Keywords: *rocket lifting drive parameters, space rocket lifting drive, space rocket lifting mechanism, transport and installation unit lifting drive, hydraulic rocket lifting drive, multi-stage hydraulic cylinder*

REFERENCES

- [1] Novozhilov B.M. Gidravlicheskie mekhanizmy podyema dlya ustanovochnykh agregatov [Hydraulic lifting mechanisms for the erection equipment]. *Aerokosmicheskiy nauchnyi zhurnal — Aerospace Scientific Journal*, 2016, vol. 2, no. 6, pp. 15–25. <https://doi.org/10.7463/aersp.0616.0851796>
- [2] Udovik I.S., Zolin A.V. Obosnovanie vybora toчек podvesa transportno-ustanovochnoy teleshki kanatami mekhanizma podyema na startovykh kompleksakh [Substantiation of the selection of the points for the erector suspension with the lifting mechanism ropes at launch complexes]. *Inzhenerny zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2020, iss. 7. <https://doi.org/10.18698/2308-6033-2020-7-1998>
- [3] Igritsky V.A., Igritskaya A.Yu., Zverev V.A. Metodika vybora parametrov privodov podyema ustanovshchikov i transportno-ustanovochnykh agregatov raket kosmicheskogo naznacheniya [A method for selecting parameters of drives for lifting erectors and transportation and installation units for space rockets]. *Inzhenerny zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2020, iss. 8. <https://doi.org/10.18698/2308-6033-2020-8-2005>
- [4] Zotov V.G., Nikitin A.O., Yazykov A.V. Analiz dinamicheskikh rezhimov raboty sistem vertikalizatsii universalnogo startovogo kompleksa dlya perspektivnoy rakety kosmicheskogo naznacheniya sverkhlyazhelogo klassa [Analysis of the dynamic operating modes of the verticalization system of the universal launch complex for a promising super-heavy ILV]. *Inzhenerny zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2021, iss. 8. <https://doi.org/10.18698/2308-6033-2021-8-2103>

- [5] Zotov V.G., Nikitin A.O., Zazykov A.V. Sravnitelnyi analiz dinamicheskikh rezhimov raboty komponovochnykh variantov sistemy vertikalizatsii dlya perspektivnoy rakety kosmicheskogo naznacheniya sverkhtyazhelogo klassa [Comparative analysis of the dynamic operating modes of verticalization system layout solutions for an advanced super-heavy space rocket]. *Inzhenerny zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2022, iss. 7. <https://doi.org/10.18698/2308-6033-2022-7-2195>
- [6] Belevtsov M.I., Polyansky V.I., Monakhov A.V., Piskarev A.Yu., Godov V.V., Beskin Yu.V. *Transportno-ustanovochnyi agregat startovogo kompleksa raket kosmicheskogo naznacheniya* [Transport and installation unit for the space rocket launch complex]. Patent no. 2740719 C2 Russian Federation, 2021, bull. no. 2, 10 p.
- [7] Igritskaya A., Dragun D., Zabegaev A., Zverev V., Lomakin V. An effectiveness analysis of reducing inertial loads acting on space rockets during the stages switching of lift cylinders by mounting them at different initial angles. *AIP Conf. Proc.* 2549, 110006 (2023). <https://doi.org/10.1063/5.0111051>
- [8] Ulyanekov A.V., Uzhovskaya K.V. Geometricheskii podkhod pri naznachenii koordinat uzlov krepleniya gidrotsilindrov mekhanizma podyema agregatov startovogo oborudovaniya [Geometric approach to assigning coordinates for the hydraulic cylinder attachment points for lifting mechanism of launch equipment units]. *E-Scio: Electronic periodical "E-Scio.ru"* El. No. FS77-66730. Available at: <http://e-scio.ru/wp-content/uploads/2023/03/Ulyanekov-A.-V.-Uzhovskaya-K.-V.pdf> (accessed May 29, 2023).
- [9] Igritskaya A.Yu., Zverev V.A., Igritsky V.A. Metodika grafoanaliticheskogo rascheta optimalnykh geometricheskikh parametrov mekhanizma podyema raket kosmicheskogo naznacheniya [The methods of grapho-analytical calculation of optimal geometric parameters of verticalization hydraulic drives for launch vehicles]. *Elektronnyi zhurnal "Alleya nauki" — Electronic Journal "Alley-Science"*, 2019, no. 1 (28). Available at: https://alley-science.ru/domains_data/files/09January2019/METODIKA%20GRAFOANALITICHESKOGO%20RASCHETA%20OPTIMALNYKH%20GEOMETRICHESKIH%20PARAMETROV%20GIDROPRIVODOV%20PODEMA%20RAKET.pdf (accessed May 29, 2023).
- [10] Igritsky V.A. *Optimizatsionnyi raschet parametrov gidravlicheskogo mekhanizma podyema* [Optimization calculation of parameters of the hydraulic lifting mechanism]. Moscow, BMSTU Publ., 2012, 21 p.
- [11] Marutov V.A., Pavlovsky S.A. *Gidrotsilindry. Konstruktsii i raschet* [Hydraulic cylinders. Designs and calculations]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966, 170 p.
- [12] Zhilevich M.I., Olekhnovich D.G., Ermilov S.V. Metodika i algoritm avtomatizirovannogo rascheta mnogostupenchatyykh teleskopicheskikh gidrotsilindrov na ustoychivost i prochnost [Methodology and algorithm for automated calculation of multi-stage telescopic hydraulic cylinders for stability and strength]. *Vestnik GGTU imeni P.O. Sukhogo — Bulletin of the State Technical University named after P. O. Sukhoy*, 2010, no. 2, pp. 28–34.
- [13] Igritsky V.A. Uchet vliyaniya geometricheskikh konstruktivnykh ogranicheniy na vybor parametrov privodov podyema raket kosmicheskogo naznacheniya [Taking into account the influence of geometric design constraints on selection of the parameters for lifting drives of the space rockets]. In: *XLIV Akademicheskie chteniya po kosmonavtike, posvyashchennye pamyati akademika S.P. Koroleva i drugikh vydayushchikhsya otechestvennykh uchenykh — pionerov osvoeniya kosmicheskogo prostranstva. Sbornik tezisev* [XLIV Academic readings on cosmonautics, dedicated to the memory of academician S.P. Korolev and other outstanding domestic scientists — pioneers of space exploration. Collection of abstracts]

demic readings on cosmonautics dedicated to the memory of Academician S.P. Korolev and other outstanding domestic scientists — pioneers of space exploration. Collection of abstracts]. Moscow, BMSTU Publ., 2021, vol. 2, pp. 452–454.

Igritsky V.A., Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Department of Launch Rocket Systems, Bauman Moscow State Technical University. Areas of scientific interests: ground equipment for rocket and space technology, spacecraft and educational space technologies. e-mail: igritsky_v_a@bmstu.ru