

Бондаренко А.С.

**Алгоритм расчёта технических параметров гидравлического
ручного привода телескопических стоечных подъёмников по
динамическому анализу системы**

Статический и кинематический расчёты механизма достаточны для анализа его элементов и для определения нагрузок при установившемся движении, когда скорости всех частей механизма постоянны. Вследствие, невысоких требований к динамике механизмов с ручным приводом расчётная модель телескопических подъёмников принимается статической.

Для механизмов работающих с малыми скоростями движения в ненапряжённом режиме, где применяется ручной привод, расчёты проводят по единой методике [1].

Скорость подъёма груза определяют из условия равенства работ:

$$\mathcal{G}_{sp} = mF\mathcal{G}_p\eta\varphi / G_{sp}, \quad (1)$$

где \mathcal{G}_p - скорость движения руки рабочего; F – сила рабочего; m – число рабочих; φ - коэффициент, учитывающий не одновременность приложения нагрузки; η - КПД передачи; G_{sp} – вес груза.

Время подъёма груза на высоту h определяют из уравнения равномерного движения:

$$t = h / \mathcal{G}_{sp} = \eta G_{sp} / (mF\mathcal{G}_p\varphi\eta). \quad (2)$$

Но данная методика рассматривает только частный случай, где не учитывает процессы, происходящие в самом гидравлическом приводе, и позволяет рассчитать площадь поршня силового гидроцилиндра, исходя из создания им усилия, необходимого для статического уравнивания самой конструкции подъёмника и соответственно груза [2].

Известны расчёты систем нелинейных дифференциальных уравнений движения поршня гидравлических и пневматических приводов, использующие численные приближённые методы [3], которые также имеют свои недостатки:

- трудоёмкость построения графических зависимостей;
- ограниченность диапазона конструкторских параметров;
- упрощение нелинейных уравнений при рассмотрении предельных случаев движения поршня, приводящее к разбросу по точности результатов расчёта из-за приближённости коэффициентов расхода, принимаемых обычно на основании экспериментальных данных;
- решение нелинейных уравнений требуют 5-10 минут машинного времени ПЭВМ.

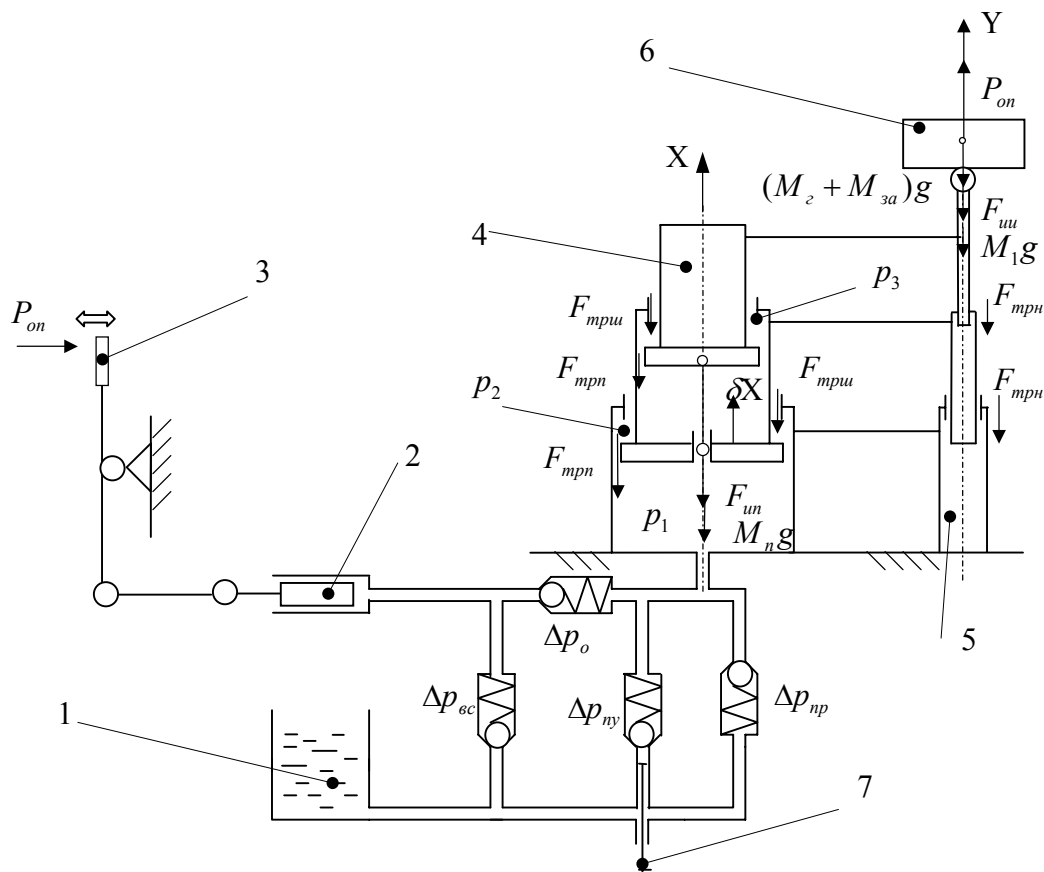
Поэтому в процессе проектирования и исследования возможностей гидравлических подъёмников особо важное значение имеют: во-первых, построение обобщённой математической модели, учитывающей динамику механизмов и процессы, происходящие в гидравлическом приводе подъёмника; во-вторых, разработка аналитических зависимостей, позволяющих существенно снизить трудоёмкость проектных расчётов на этапе предварительного выбора конструктивных параметров.

При построении обобщённой модели сначала получим обобщённое уравнение движения подъёмной конструкции для расчётной схемы телескопического подъёмника (рис. 1), используя общее уравнение динамики [4] и принимая общепринятые допущения – все рычаги абсолютно жесткие, а все шарниры идеальные:

$$F_1 p_1 - F_2 p_2 - F_3 p_3 - (F_1 - F_2 - F_3) p_a - (F_{мп} + F_{мпш} + F_{мпн}) \text{sign}(dx/dt) - (M_{зп} + M_{за} + M_n + M_1)(q + d^2x/dt^2) + P_{он} = 0, \quad (3)$$

где F_1, F_2, F_3 - площади рабочей и нерабочей полостей гидроцилиндра; p_1, p_2, p_3, p_a - давление соответственно в рабочей и нерабочей полостях цилиндра и окружающей среды; $M_n, M_{за}, M_{зп}$ - масса соответственно п-го звена, рабочего органа и груза; $P_{он}$ - усилие оператора; $F_{мп}, F_{мпш}, F_{мпн}$ - сила трения поршня, штока и направляющих, соответственно; q - ускорение свободного падения.

Расчётная схема телескопического подъёмника с гидравлическим ручным приводом



где 1 – бак с фильтром; 2 – насос; 3 – рычаг управления; 4 – телескопический гидроцилиндр; 5 – телескопическая направляющая; 6 – груз; 7 – кнопка слива жидкости.

Рис.1. Расчётная схема телескопического подъёмника с гидравлическим ручным приводом

Уравнение движения (3) решается совместно с уравнениями изменения давления в поршневой и штоковых полостях телескопического привода $(\frac{dp_1}{dt}); (\frac{dp_2}{dt}); (\frac{dp_3}{dt})$ [5]. Решение системы нелинейных дифференциальных уравнений (3) – $(\frac{dp_1}{dt}); (\frac{dp_2}{dt}); (\frac{dp_3}{dt}); \dots; (\frac{dp_n}{dt})$, где n – количество цилиндров телескопического подъёмника, производится на

ПЭВМ с помощью программы написанной на языке фортран, использующая метод Рунге-Кутта-Фельберга 4-5 порядка.

Получить аналитические зависимости непосредственным решением системы этих уравнений не представляется возможным, поэтому разделим цикл движения исполнительного устройства подъёмника на этапы, соответствующие режимам разгона, установившегося движения и торможения, при наиболее тяжёлом режиме работы подъёмника – подъём груза.

Исходя из формулы (1) сделаем допущение, что усилие оператора P_{on} от рычага ручного насоса прикладывается непосредственно к грузу, но при этом следует учесть КПД передачи.

С учётом нестабильности поддержания давления клапанами $\Delta p_o, \Delta p_{ec}, \Delta p_{ny}, \Delta p_{np}$ [5] зависимость установившейся скорости поршня гидроцилиндра подъёмника от усилия оператора и нагрузки примет вид:

$$g_y = \frac{0,534Kf_1^3 \sqrt{RT_a}}{F_1} \times \sqrt{\frac{k_4(F_2 + F_3)p_a + P_{on}i_{pj} - i_{vj}g_{y\max}^2 - F_{mp} + F_1(\Delta p_o + \Delta p_{ec} + \Delta p_{np})}{P_{cj} + (p_a + \Delta p_o + \Delta p_{np} + \Delta p_{ec})F_1 + k_{zn}(p_a + \Delta p_{ny} + \Delta p_{np})(F_3\Omega_{13}^2\pi_{13}^2 + F_2\Omega_{12}^2\pi_{21}^2)}}, \quad (4)$$

где K - показатель адиабаты; f_1^3 - эффективная площадь поршня; T_a - температура окружающей среды; π_{21} - отношение площадей; Ω_{12} - коэффициент пропускной способности; P_{cj}, i_{vj} - приведённая нагрузка J-звена и возможные перемещения, соответственно; k_4, k_{zn} - коэффициенты при надкритическом истечении жидкости из выхлопной полости.

Анализ формулы (4) показывает, что влияние погрешности клапанов $\Delta p_o, \Delta p_{ec}, \Delta p_{ny}, \Delta p_{np}$ на значение установившейся скорости увеличивается с увеличением площади поршня F_{1t} . Следовательно, значение F_{1t} определим из формулы (3) при $dx/dt = 0; d^2x/dt^2 = 0; (p_2 + p_3) = p_a; p_1 = p_m; P_{on} = F_{mp} = 0$:

$$F_{1t} = P_{cj} / (p_m - p_a). \quad (5)$$

где p_m - магистральное давление.

Учитывая, что [6], [7], [8], [11] устанавливают ограничение максимальной скорости, во многих случаях добиться увеличения производительности можно только за счёт улучшения быстродействия в

режиме разгона и торможения. Для этого рассматривается характеристическое уравнение передаточной функции по скорости поршня [5]:

$$W_p(S) = \Delta \mathcal{G}(S) / \Delta P_{on}(S), \quad (6)$$

где S – оператор преобразования по Лапласу; $\Delta P_{on}(S), \Delta \mathcal{G}(S)$ – изображения по Лапласу соответственно усилия оператора и скорости поршня.

Коэффициенты данного характеристического уравнения зависят от следующих параметров [12]:

- приведённой к поршню гидроцилиндра массы подвижных частей привода;
- объёма, занимаемого жидкостью в гидроцилиндрах;
- длин и площадей проходных сечений трубопроводов;
- коэффициентов местного сопротивления и площадей их проходных сечений;
- силы трения в момент начала движения поршня и коэффициента падения;
- разности давления нагнетания и слива;
- рабочих площадей поршня;
- передаточных чисел механизмов передачи рабочего воздействия.

Учитывая зависимость между степенью устойчивости η и временем переходного процесса t_n [9]: $t_n \leq (\frac{1}{\eta}) \ell_n (\frac{1}{\Delta})$, где Δ – заданная малая постоянная величина, представляющая собой допустимую ошибку и используя метод Д-разбиения [9], выделяются области параметров гидравлического привода телескопического подъёмника, в которых степень устойчивости не менее заданной, а, следовательно, длительность переходного процесса не более допустимой.

Уравнение особой прямой определится выражением [5]:

$$B(\eta_t^2 M_{cj} - \eta_t i_{vj} \mathcal{G}_{ym}) + A(i_{vj} \mathcal{G}_{ym} - \eta_t M_{cj}) F_1 + p_{1y} + p_{2y} \pi_{21} + p_{3y} \pi_{31} = 0; \quad (7)$$

$$A = KK_{02} K_{03} f_1^3 \sqrt{RT_m}; \quad (8)-(9)$$

$$B = (x_{01} + S_n / 2)k,$$

где x_{01} - ход поршня; $S_n = -\eta + i\omega$; $K_{02} = \varphi_2(\sigma)/(1-\sigma)$ - коэффициент линейной зависимости функции расхода $\varphi_2(p_1/p_2)$; $K_{03} = \varphi_3(\sigma)/(1-\sigma)$.

Приведём следующий алгоритм расчёта технических параметров гидравлического ручного привода телескопических стоечных подъёмников:

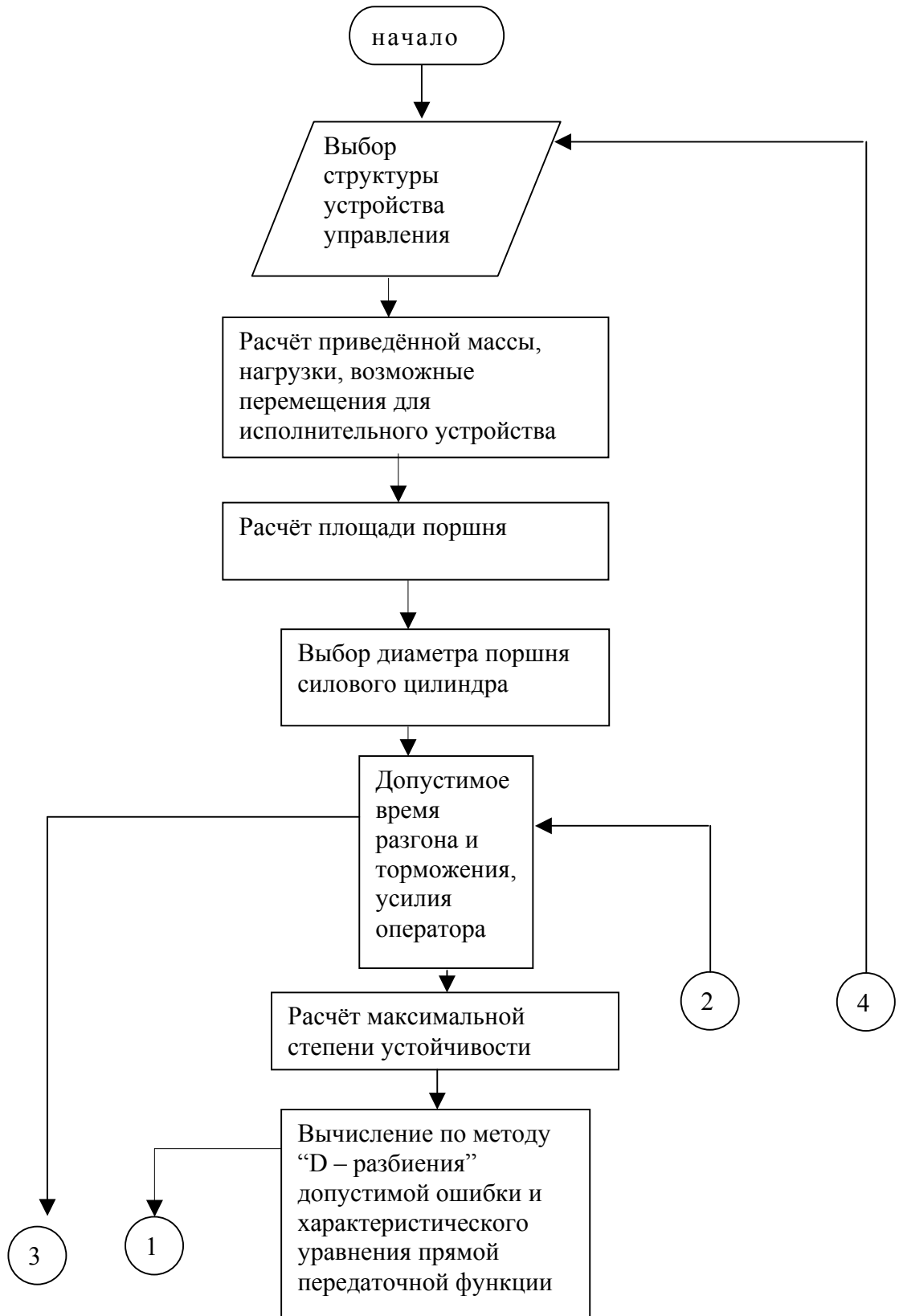


Рис. 2. Блок – схема алгоритма расчёта технических параметров гидравлического ручного привода телескопического стоечного подъёмника

продолжение рис.2.

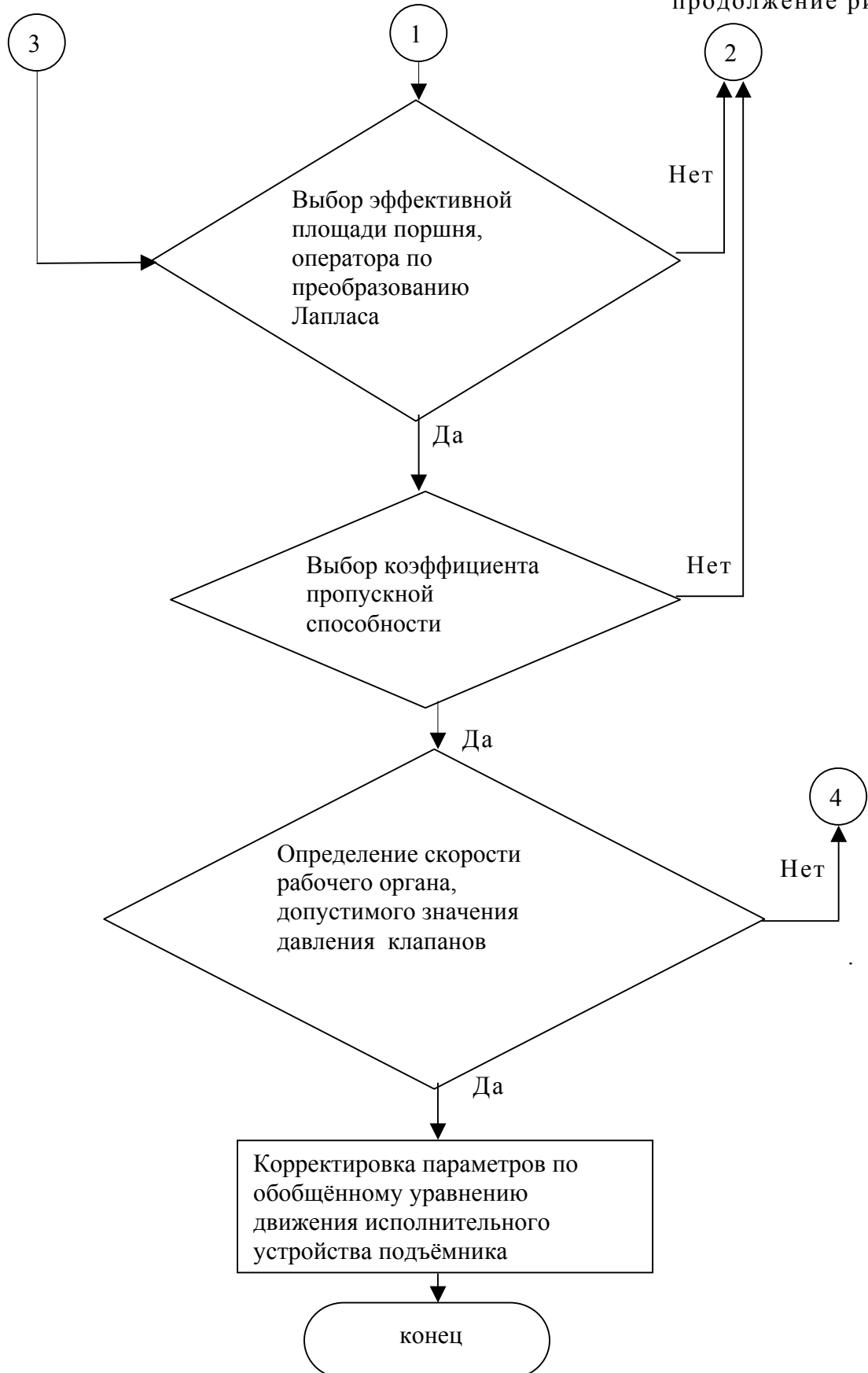


Рис. 2. Блок – схема алгоритма расчёта технических параметров гидравлического ручного привода телескопического стоечного подъёмника

На основе анализа обобщённой математической модели, аналитических зависимостей уравнения движения исполнительного устройства подъёмника, статической механической характеристики, линеаризованной передаточной функции, области заданного быстродействия и уравнения кривой переходного процесса предложен алгоритм для автоматизированного расчёта характеристик движения и выбора конструктивных параметров гидравлического ручного привода телескопического стоечного подъёмника.

Расчёт производится на ПЭВМ в диалоговом режиме в прикладной программе, написанной на основе данного алгоритма с учётом аналитических зависимостей (4) - (9), с окончательной проверкой параметров с помощью полной нелинейной модели (3) - $(\frac{dp_1}{dt}); (\frac{dp_2}{dt}); (\frac{dp_3}{dt}); \dots; (\frac{dp_n}{dt})$.

Таким образом, разработанный алгоритм позволяет произвести исследование гидравлического ручного привода при выборе и проектировании телескопических стоечных подъёмников, а также снизить трудоёмкость и время расчёта параметров до 10-15 сек. вместо 15-20 мин.

Литература:

1. Александров М.П. Грузоподъёмные машины: Учебник для вузов / М.П. Александров - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана – Высшая школа, 2000. – 552 с.: ил.
2. Кулешов В.С. Дистанционно управляемые роботы и манипуляторы: Учебник для вузов / В.С. Кулешов, Н.А. Лакота, В.В. Андрюнин и др.; Под общ. Ред. Е.П. Попова; М.: Машиностроение, 1986. – 328 с.: ил.
3. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.: ил.
4. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: Учебник для вузов / С.М. Тарг – М.: Наука, 1974. – 480 с.: ил.

5. Романов П.И. Развитие научных основ механизации общей сборки технологического оборудования лесозаготовительных машин: Научное издание / П.И. Романов. – СПб.: СПбЛТА, 2001. – 208 с.
6. ТУ 34 –13 –10250 –81 Подъёмник гидравлический телескопический.
7. Рекомендации по применению укладчика гидравлического марки УГ-300. – М., 1984. – 18 с.
8. ГОСТ 26057 –84 Манипуляторы сбалансированные. Общие технические условия.
9. Бесекерский В.А. Теория систем автоматического регулирования / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. – М.: Наука, 1972. –768 с.
10. Кузовков Н.Т. Динамика систем автоматического управления / Н.Т. Кузовков. – М.: Машиностроение, 1968. – 408 с.
11. Жулёв Ю.К. Инструкция по аттестации испытательных грузовых гидравлических домкратов / Ю.К. Жулёв. – М.: Стройиздат, 1964. – 58 с., ил.
12. Жавнер В.Л. Погрузочные манипуляторы / В.Л. Жавнер, Э.И. Крамской; Под ред. проф. А.И. Колчина. – Л.: “Машиностроение”. Лен. отд., 1975. – 159 с., ил.