

Оглавление

Список сокращений	4
Введение.....	5
1 Постановка задачи	6
2 Энергетический расчёт.....	7
2.1 Анализ действующих на привод нагрузок	7
2.1.1 Определение внешнего статического момента.....	9
2.1.2 Определение коэффициента гидродинамического сопротивления	9
2.1.3 Определение момента инерции нагрузки и вращающихся частей манипулятора.....	13
2.1.4 Построение нагрузочной характеристики привода.....	14
2.2 Выбор двигателя и редуктора электромеханического привода...	16
3 Составление математической системы управления.....	20
3.1 Линеаризация математической модели	22
4. Синтез САУ привода электромеханического подводного манипулятора.....	25
Заключение	36
Список литературы	37

Список сокращений

ТНПА – телеуправляемый подводный аппарат;

ДПТ – двигатель постоянного тока;

СУ – система управления;

ТЗ – техническое задание;

ЛФЧХ – логарифмическая фазовая частотная характеристика;

ЛАЧХ – логарифмическая амплитудная частотная характеристика;

САУ – система автоматического управления;

П – пропорциональный;

ПИД – пропорционально – интегрально – дифференцирующий;

АЦП - аналого – цифровой преобразователь;

Введение

Манипуляторы являются крайне удобным инструментом для проведения работ в воде, поэтому с их помощью выполняется обширный спектр работ: взятие геологических проб, археологические работы, отчистка различных поверхностей, открытие и закрытие вентилей, прокладка и ремонт кабеля и так далее. Поскольку выполняемые манипуляторами подводных роботов задачи разнятся, то разнятся и их конструкции, от больших манипуляторов с небольшим числом степеней свободы, которые служат для перемежения тяжёлых объектов, и длинных манипуляторов с большим числом степеней свободы, которые выполняют сложные операции с более лёгкими объектами, до простых захватов с 1 степенью свободы.

Целью данной работы является проектирование первого привода подводного электромеханического манипулятора и его СУ (системы управления).

1 Постановка задачи

Технические характеристики манипулятора, для которого проектируется электромеханический привод представлены в ниже:

- число степеней свободы, с учётом рабочего звена – 4;
- грузоподъёмность в вытянутом состоянии 25Н;
- максимальная скорость перемещения по степени свободы – 25 об/мин;
- длина в вытянутом положении 0.4м.

В качестве примера готового изделия можно привести электромеханический манипулятор Alpha 4 от компании BlueprintLab. Основываясь на его габаритах, будет строиться модель для определения значений некоторых необходимых для расчётов параметров. Он представлен на рисунке 1.

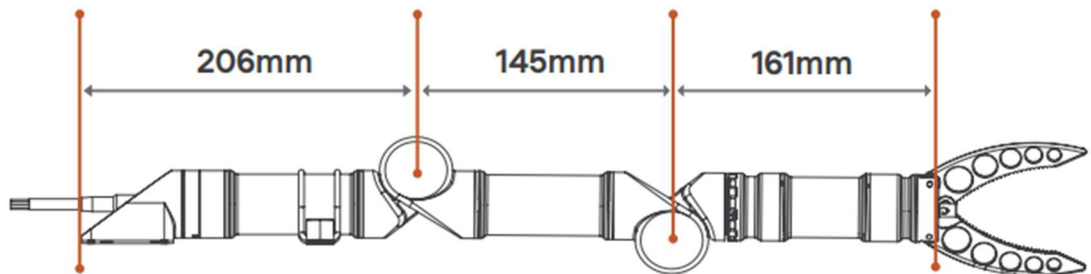


Рисунок 1 – Схема электромеханического манипулятора
BlueprintLab Alpha 4

2 Энергетический расчёт

Целями энергетического расчёта проектируемого привода являются:

- анализ действующих на привод нагрузок;
- выбор комплектующих изделий (ДПТ (двигатель постоянного тока) и редуктора);
- уточнение всех характеристик привода.

2.1 Анализ действующих на привод нагрузок

Рассмотрим полный момент нагрузки на выходном валу электропривода:

$$M_H = (J_H + J_D) \frac{d^2\alpha}{dt^2} + M_{ст} \operatorname{sgn} \left(\frac{d\alpha}{dt} \right) + b \left(\frac{d\alpha}{dt} \right) + k_{гд} \left(\frac{d\alpha}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \left(\frac{d\alpha}{dt} \right) + c\alpha + M_B, \quad (1)$$

где:

J_H – момент инерции нагрузки и вращающихся частей манипулятора;

J_D – момент инерции присоединенных масс;

α – угол поворота выходного звена вала;

$M_{ст}$ – момент сухого трения, обусловленный трением в механических узлах манипулятора;

b – коэффициент вязкого трения;

$k_{гд}$ – коэффициент гидродинамического сопротивления;

c – коэффициент позиционного момента;

M_B – внешний статический момент.

Теперь выделим основные составляющие нагрузки для энергетического расчёта. Позиционный момент является следствием действия позиционных сил на объект, примерами таких сил являются сила упругости и сила тяжести. В данном случае момент от силы тяжести с учётом силы Архимеда зависит от

положения манипулятора. Однако в пределах рабочей области манипулятора его можно рассматривать как постоянный, тогда его влияние учтём как составляющую внешнего статического момента M_B . Провести расчёт присоединённых масс J_d и момента сухого трения в механических узлах манипулятора $M_{ст}$ представляется трудоёмкой задачей, однако можно предположить, что динамический момент от момента инерции присвоенных масс J_d будет незначительным, потому что манипулятор имеет малые габариты, как и момент сухого трения $M_{ст}$, поскольку в механических узлах манипулятора будет использовать опоры качения, которые характеризуются малыми потерями на силы трения в них. Тогда введём коэффициент $\varepsilon = 1.2$ необходимый для учёта этих двух составляющих момента нагрузки. Момент вязкого трения возникает от действия внутренних сил, например в маслonaполненном приводе это силы трения между подвижными деталями и малом, в котором они находятся. Однако разрабатываемый манипулятор сам перемещается в воде, поэтому очевидно, что величина момента вязкого трения будет пренебрежимо мала по сравнению с вентиляторным моментом от гидродинамических сил. Внешний момент M_B зависит от угла поворота выходного вала привода α , однако для упрощения расчётов будем рассматривать его как статический момент, со значением равным его максимальному значению (тогда, когда манипулятор находится в вытянутом состоянии).

Таким образом оставим динамический момент нагрузки, вентиляторный момент, внешний статический момент и коэффициент запаса $\varepsilon = 1.2$. Эти моменты составят основную часть момента нагрузки. После учёта вышеописанных соображений уравнение 1 примет вид:

$$M_H = \varepsilon \left(J_H \frac{d^2\alpha}{dt^2} + k_{гд} \left(\frac{d\alpha}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \left(\frac{d\alpha}{dt} \right) + M_B \right), \quad (2)$$

Результатом данного энергетического расчёта является нагрузочная характеристика привода. Для её построения необходимо определить численные значения параметров M_v , J_n , $k_{гд}$.

2.1.1 Определение внешнего статического момента

Внешний статический момент определяется по следующей формуле:

$$M_v = M_{наг} + M_{пр} = P_{наг}l + (F_T - F_{арх})r, \quad (3)$$

где:

$P_{наг}$ – максимальная вес нагрузки в воде, $P_{наг} = 25$ Н;

l – расстояние от выходного вала рассчитываемого привода до нагрузки при вытянутом состоянии манипулятора, $l = 0.3$ м;

F_T – сила тяжести, действующая на вращающуюся часть манипулятора, примем $F_T = 15$ Н;

$F_{арх}$ – сила Архимеда, действующая на вращающуюся часть манипулятора, примем $F_{арх} = 5$ Н;

r – расстояние от выходного вала рассчитываемого привода до центра масс вращающейся части манипулятора, примем $r = 0.15$ м.

Тогда получим $M_v = 9$ Н·м.

2.1.2 Определение коэффициента гидродинамического сопротивления

Определять численное значение данного коэффициента будем с помощью пакета SolidWorks Flow Simulation. Для начала проведем верификацию расчётов в данном пакете. Проведем в нём расчёт момента гидродинамического сопротивления для бруска квадратного сечения 40x40мм и длиной 300 мм. Будем вращать рисунок относительно оси, проходящей через

его торец, с угловой скоростью $\omega = 2$ рад/с, как это показано на рисунке 2.

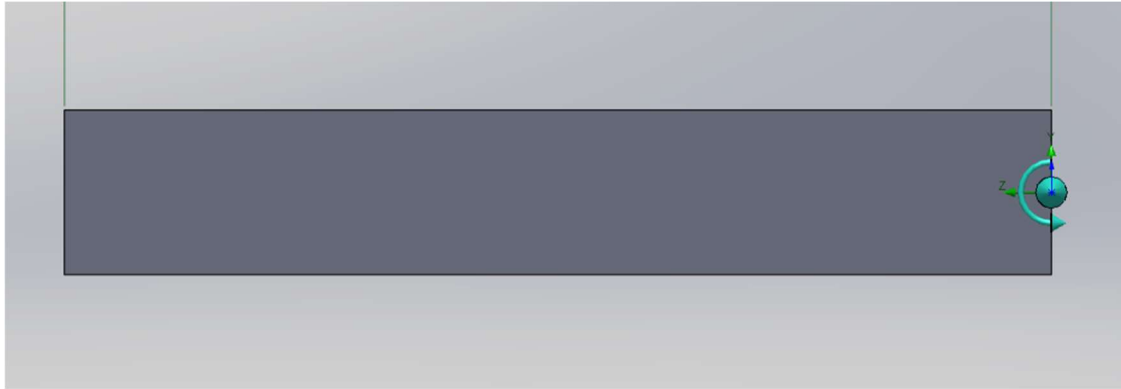


Рисунок 2 – Брусок в пакете SolidWorks Flow Simulation

Получим следующее значение момента $M_{гд}^1 = 0.255$ Н·м.

Теперь проведём аналогичный расчёт аналитическим способом. При вращении заданным образом на каждую элементарную часть детали длиной dr набегают поток со скоростью ωdr . Таким образом, на этом участке детали возникает сила гидродинамического сопротивления

$$dF = c_x \frac{\rho}{2} B dr (\omega dr)^2, \quad (4)$$

где:

c_x – коэффициент гидродинамического сопротивления, $c_x = 1,6$;

B – ширина сечения бруска, $B = 0.04$ м;

ρ – плотность жидкости, в которой происходит вращение, $\rho = 1000$ кг/м³.

Такая сила создаёт элементарный момент

$$dM = c_x \frac{\rho}{2} B \omega^2 r^3 dr, \quad (5)$$

Полный гидродинамический момент сопротивления при вращении получим, проинтегрировав элементарный момент по всей длине бруска R .

$$M_{гд} = \int_0^R c_x \frac{\rho}{2} B \omega^2 r^3 dr = \frac{1}{8} c_x \rho B R^4 \omega^2, \quad (6)$$

Подставив все необходимые численные значения в формулу (6) и получим значение момента $M_{гд}^2 = 0.259 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Видно, что значения $M_{гд}^2 = 0.259 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $M_{гд}^1 = 0.255 \text{ Н}\cdot\text{м}$, полученные разными способами примерно равны. Это значит, что настройки параметров пакета SolidWorks Flow Simulation проведена верно, поэтому перейдём теперь к определению коэффициента $k_{гд}$ более сложной модели.

Построим более сложную модель вращающихся частей манипулятора и рассчитаем её на разных скоростях вращения. На рисунках 3 и 4 представлена данная модель с разных ракурсов.

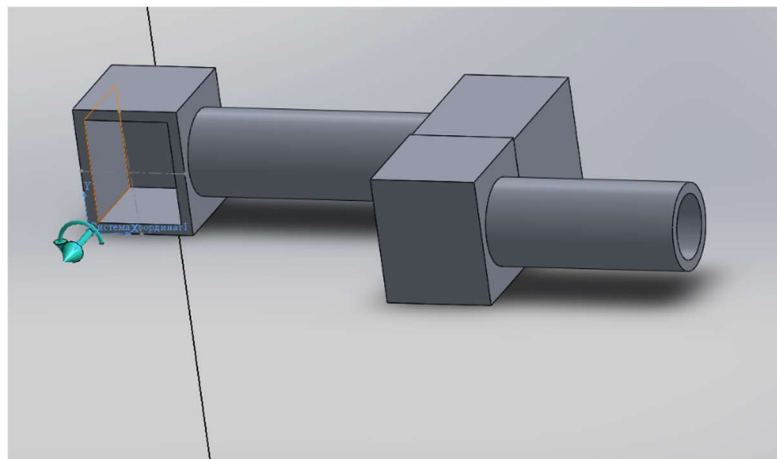


Рисунок 3 – Модель вращающихся частей манипулятора

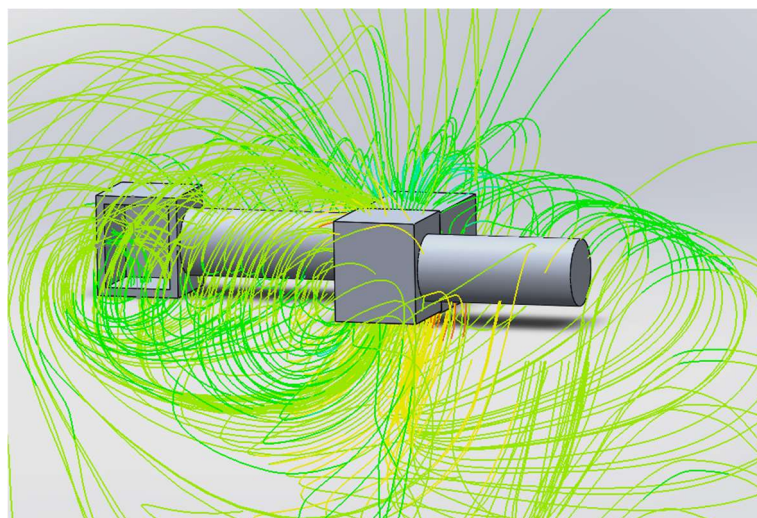


Рисунок 4 – Траектории обтекания вращающихся частей манипулятора частицами воды при расчёте

Результаты данных расчетов представлены в виде графика на рисунке 5. На рисунке 5 мы можем видеть, квадратичную зависимость гидродинамического момента сопротивления от скорости вращения гидропривода. Это согласуется с формулой гидродинамического момента сопротивления

$$M_{гд} = k_{гд} \omega^2 \text{sgn}(\omega), \quad (7)$$

что ещё раз показывать достоверность расчётов, проведённых в пакете SolidWorks Flow Simulation.

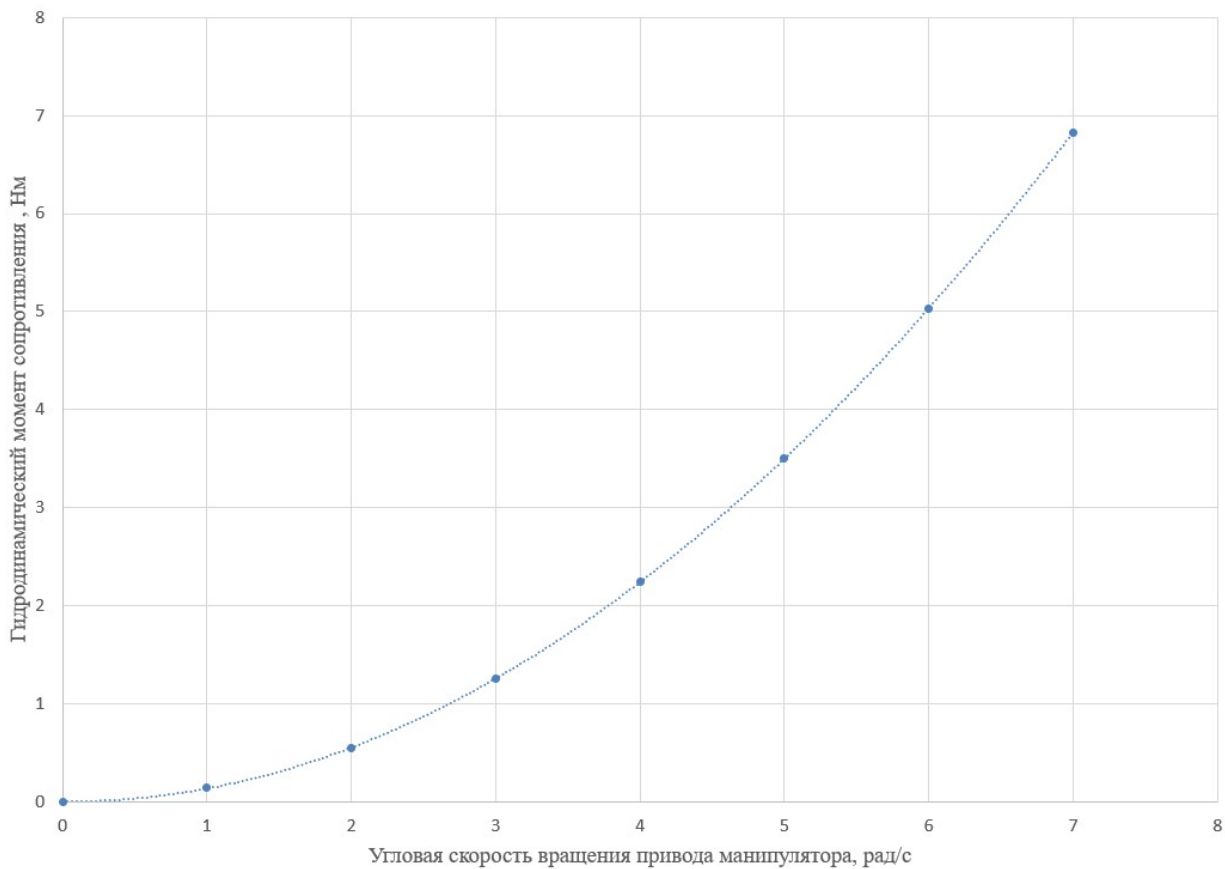


Рисунок 5 – График зависимости гидродинамического момента сопротивления от угловой скорости вращения привода манипулятора

Теперь рассчитаем $k_{гд}$. Возьмём среднее арифметическое значение по результатам 7 расчётов. Рассчитывать значения будем по формуле

$$k_{гд} = \frac{M_{гд}}{\omega^2}, \quad (8)$$

Таблица 1 – Значения коэффициентов $k_{гд}$ по результатам расчётов

$M_{гд}$, Нм	ω , рад/с	$k_{гд}$	$k_{гд}^{ср}$
0,14	1	0.142	0.139
0,54	2	0.135	
1,26	3	0.140	
2,24	4	0.140	
3,52	5	0.140	
5,03	6	0.139	
6,83	7	0.138	

В дальнейших расчётах примем $k_{гд} = 0.139 \text{ Н} \cdot \text{м} / (\text{рад/с})^2$

2.1.3 Определение момента инерции нагрузки и вращающихся частей манипулятора.

Будем рассчитывать момент инерции нагрузки и вращающихся частей привода по формуле

$$J = J_{н} + J_{м}, \quad (9)$$

где:

$J_{н}$ – момент инерции нагрузки;

$J_{м}$ – момент инерции вращающихся частей манипулятора.

Поскольку нам не известны габариты нагрузки то представим её как материальную точку с массой $m_{н} = 3 \text{ кг}$. Тогда её момент инерции будет равен

$$J_{н} = ml^2 = 3 \cdot 0.3^2 = 0.27 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент инерции вращающихся частей манипулятора рассчитаем с помощью SolidWorks по модели, которая использовалась для расчёта $k_{гд}$. Примем материал всех частей модели алюминий 6061 – Т6. Получим $J_{м} = 0.18 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Тогда итоговый момент инерции будет равен

$$J = J_{\text{н}} + J_{\text{м}} = 0.27 + 0.18 = 0.45 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

2.1.4 Построение нагрузочной характеристики привода

Теперь, когда известны все численные значения необходимых нам параметров, можно переходить к построению нагрузочной характеристики. Предположим, что выходной угол α меняется по синусоидальному закону

$$\alpha(t) = \alpha_a \sin \omega_{\text{э}} t, \quad (10)$$

где:

α_a – амплитуда выходного угла, $\alpha_a = 200^\circ$ или $\alpha_a = 3.5$ рад;

$\omega_{\text{э}}$ – частота эквивалентного гармонического сигнала.

Тогда закон изменения скорости будет определяться по следующему выражению

$$\dot{\alpha}(t) = \alpha_a \omega_{\text{э}} \cos \omega_{\text{э}} t = \dot{\alpha}_a \cos \omega_{\text{э}} t, \quad (11)$$

а ускорение соответственно

$$\ddot{\alpha}(t) = -\dot{\alpha}_a \omega_{\text{э}} \sin \omega_{\text{э}} t. \quad (12)$$

Поскольку значения $\dot{\alpha}_a$ и α_a заданы, то можно определить значение $\omega_{\text{э}}$

$$\omega_{\text{э}} = \frac{\dot{\alpha}_a}{\alpha_a} = \frac{2.5}{3.5} = 0.74 \text{ рад/с}. \quad (13)$$

Подставив в (2) выражения (10), (11) и (12) получим выражение для построения нагрузочной характеристики привода

$$M_{\text{н}} = \varepsilon(-J_{\text{н}} \dot{\alpha}_a \omega_{\text{э}} \sin \omega_{\text{э}} t + k_{\text{гд}} (\dot{\alpha}_a \cos \omega_{\text{э}} t)^2 \text{sgn}(\dot{\alpha}_a \cos \omega_{\text{э}} t) + M_{\text{в}}), \quad (14)$$

Построим нагрузочную характеристику привода по выражению (14) в среде разработки Matlab. Результат представлен на рисунке 6.

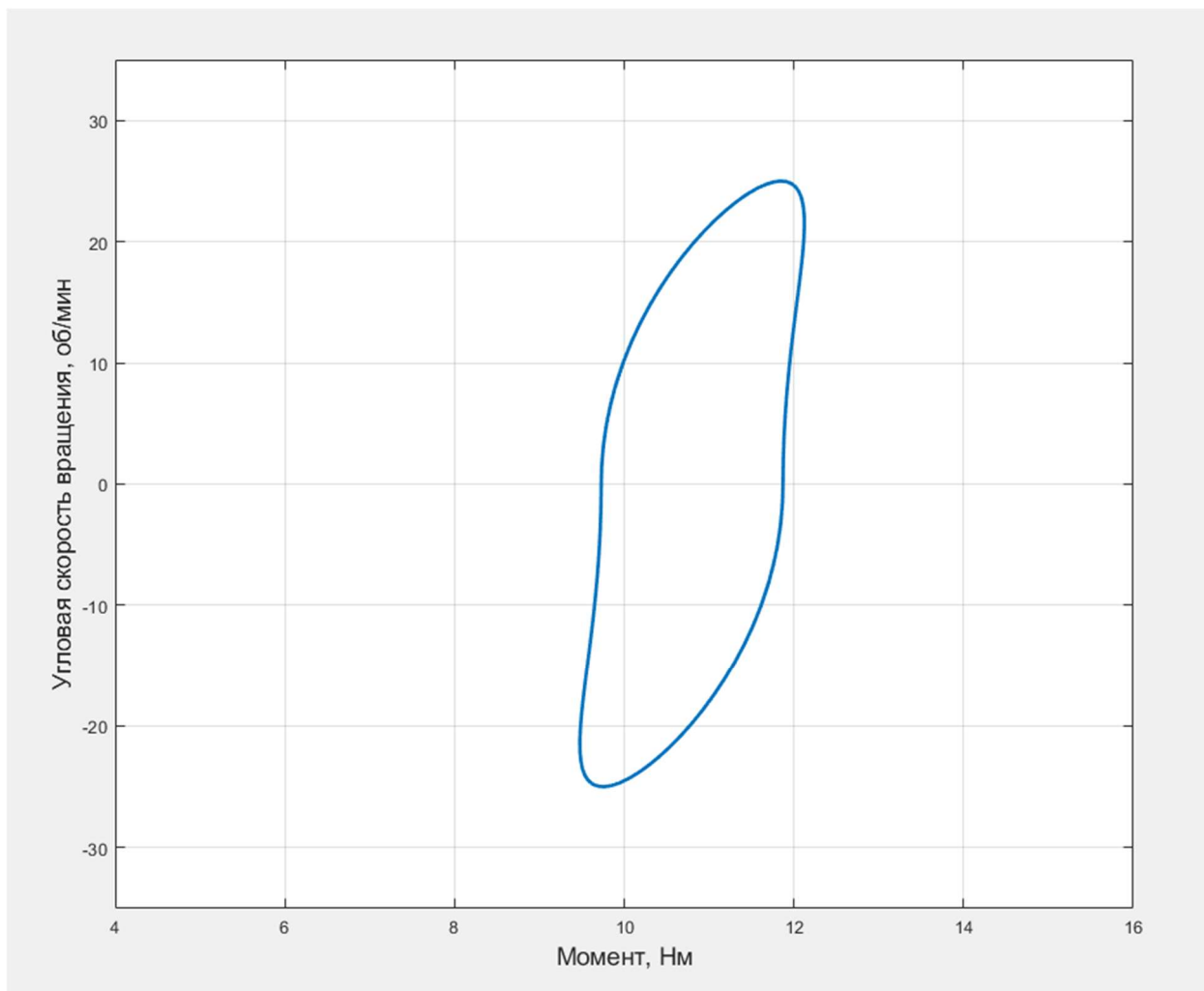


Рисунок 6 – Нагрузочная характеристика первого привода подводного электромеханического манипулятора

Из графика на рисунке 6 видно, что основную часть нагрузки составляет внешний статический нагрузки, когда динамический момент и гидродинамический момент сопротивления вносят меньший вклад в момент нагрузки гидропривода. Это происходит из-за небольших габаритов манипулятора и относительно небольших скоростей вращения его приводов. Также стоит отметить, что с помощью нагрузочной характеристики можно определить максимальный момент нагрузки $M_{max} = 12.3 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

2.2 Выбор двигателя и редуктора электромеханического привода

Выбор двигателя будем осуществлять путём сравнения механической и нагрузочной характеристики привода. Эти характеристики должны удовлетворять следующему условию

$$|M_{\text{эп}}(\dot{\alpha}_{\text{эп}})| \geq |M_{\text{н}}(\dot{\alpha}_{\text{н}})|, \quad (15)$$

где:

$M_{\text{эп}}(\dot{\alpha}_{\text{эп}})$ – механическая характеристика электромеханического привода;

$M_{\text{н}}(\dot{\alpha}_{\text{н}})$ – нагрузочная характеристика электромеханического привода. Иными словами, механическая характеристика электромеханического привода должна охватывать его нагрузочную характеристику.

В качестве двигателя для разрабатываемого привода был выбран коллекторный двигатель Faulhaber 3257 024CR, а в качестве редуктора к двигателю был выбран Faulhaber 42GPT с передаточным числом $i = 196$. Ниже в таблицах 2 и 3 представлены их основные характеристики.

Таблица 2 – Основные характеристики двигателя Faulhaber 3257 024CR

Номинальное напряжение	В	24
Скорость холостого хода	об/мин	5900
Ток холостого хода	мА	129
Пусковой момент	мНм	539
Номинальный момент	мНм	71
Номинальная скорость	об/мин	5200
Номинальный ток	А	2.3
КПД	%	83
Момент инерции ротора	г · см ²	41

Продолжение таблицы 2

Электромеханическая постоянная времени	мс	4.7
---	----	-----

Таблица 3 – Основные характеристики планетарного редуктора
Faulhaber 3257 42GPT

Максимальный продолжительный момент	Нм	15
Максимальный мгновенный момент	Нм	20
Максимальная продолжительная скорость входного вала	об/мин	10000
Максимальная мгновенная скорость входного вала	об/мин	13000
Передаточное число	-	196
КПД	%	80
Мёртвый ход	°	0.4

Как видно из таблицы 3 редуктор имеет высокий КПД и довольно высокий максимальный момент, который больше максимального момента нагрузки, также данный редуктор подходит по скорости вращения входного вала.

Теперь построим механическую характеристику привода. Механическая характеристика ДПТ описывается уравнением

$$n = n_{xx} \left(1 - \frac{M}{M_{\text{пуск}}} \right), \quad (16)$$

где:

n_{xx} – скорость холостого хода;

$M_{\text{пуск}}$ – пусковой момент электродвигателя. С учётом редуктора уравнение (16) примет следующий вид

$$n_{ред} = \frac{n_{xx}}{i} \left(1 - \frac{M_{ред}}{M_{пуск} i \mu} \right), \quad (17)$$

где:

μ – КПД редуктора, $\mu = 0.8$;

i – передаточное число редуктора, $i = 196$;

$M_{ред}$ – момент на выходном валу редуктора;

$n_{ред}$ – скорость выходного вала редуктора.

Теперь мы можем построить механическую характеристику электромеханического привода. На рисунке 7 показаны графики нагрузочной и механической характеристики.

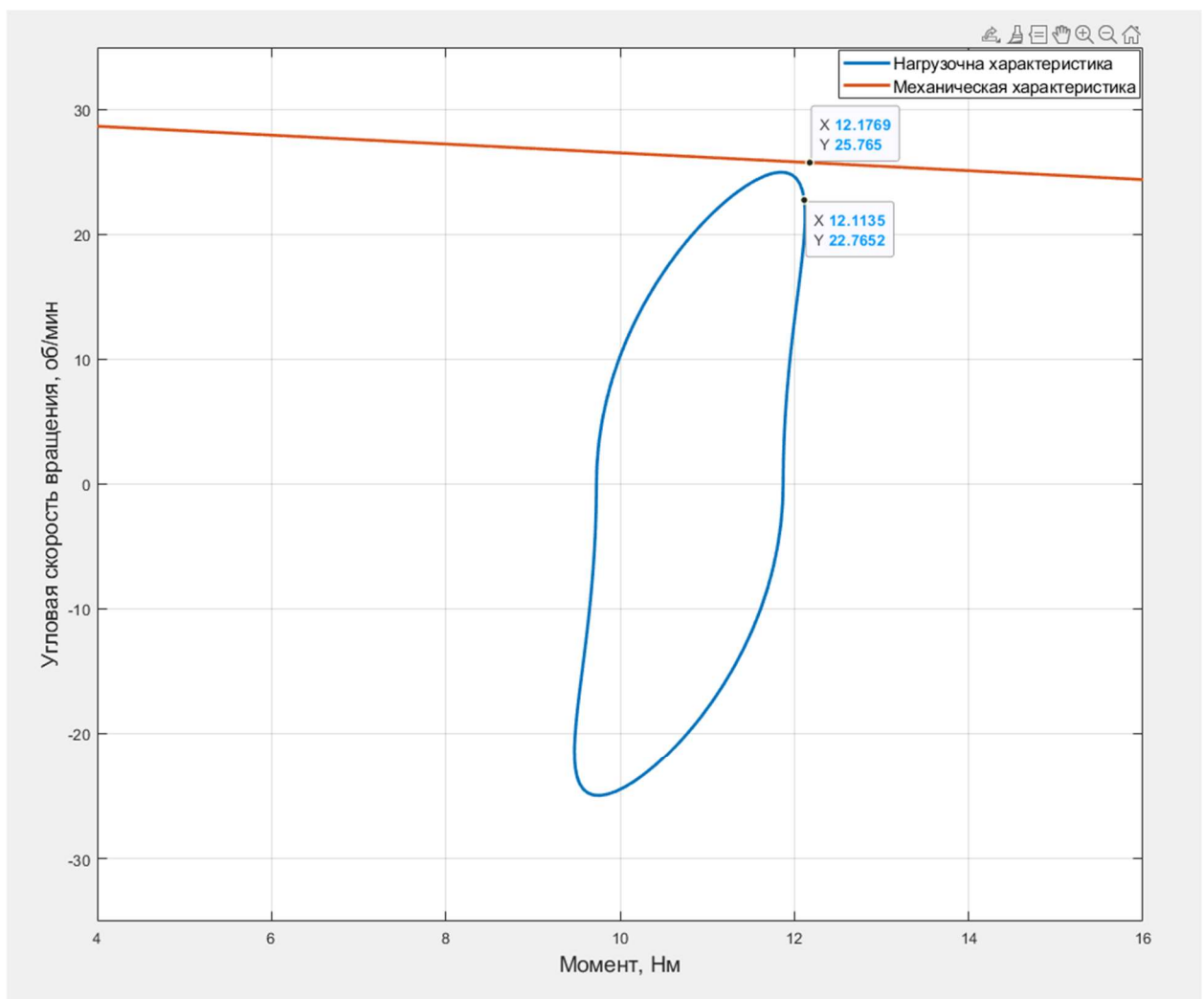


Рисунок 7 – Механическая и нагрузочная характеристика привода

Как видно из рисунка 7 механическая характеристика охватывает нагрузочную, а значит неравенство (15) выполняется.

Теперь рассмотрим тепловой режим, в котором работает двигатель. Рассмотрим точку максимальной мощности на нагрузочной характеристике и найдём соответствующую ей точку на механической характеристике привода. Эти точки отмечены на графиках на рисунке 7. На координаты точки механической характеристики показывают значения момента и скорости на выходном валу редуктора. Определим по ним соответствующие значения на валу двигателя:

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{ред}} \cdot i = 25.7 \cdot 196 = 5050 \text{ об/мин},$$

$$M_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{ред}}}{\mu \cdot i} = \frac{12.1}{196 \cdot 0.8} = 77 \text{ мН} \cdot \text{м}$$

Как видно из рисунка 8, полученные значения близки к номинальным режиму работы двигателя и входят в режим продолжительной работы. Исходя из этого, можно сделать вывод, что двигатель выбран верно.

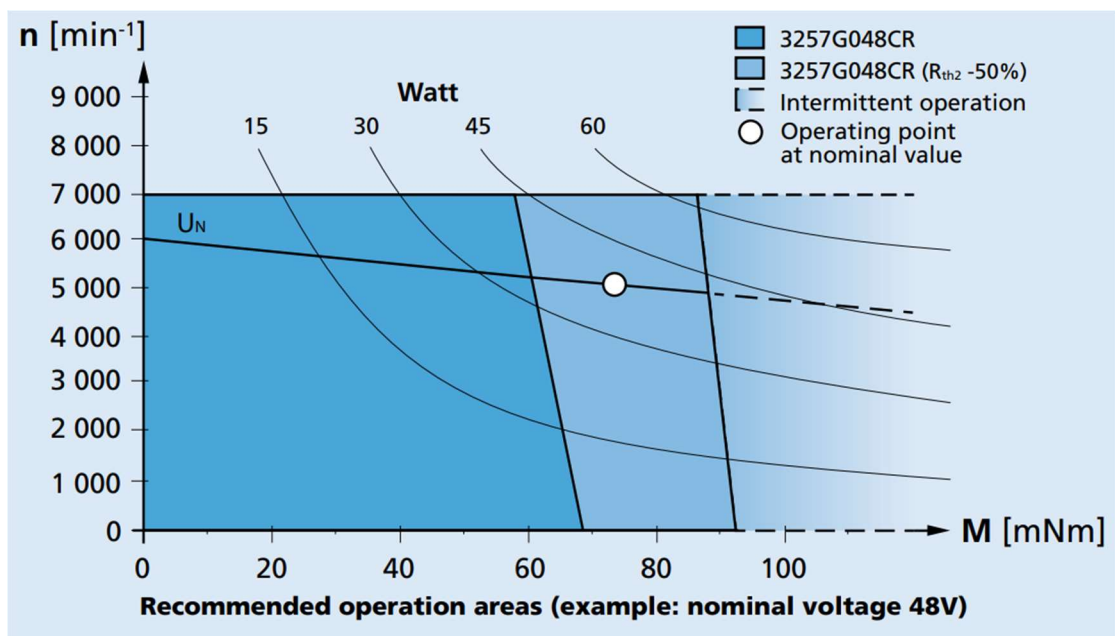


Рисунок 8 – Рабочие диапазоны двигателя
Faulhaber 3257 024CR

3 Составление математической системы управления

Теперь составим математическую модель нашей системы. Начнём её с составления математической модели ДПТ. ДПТ описывается следующими уравнениями:

$$U = \frac{Ldi}{dt} + r + k_u \omega_{\text{дв}}, \quad (18)$$

$$M_{\text{дв}} = k_m i, \quad (19)$$

где:

U – напряжение управления двигателя;

L – индуктивность обмоток двигателя;

r – сопротивление обмоток двигателя;

i – ток в обмотках двигателя;

$M_{\text{дв}}$ – момент на валу ДПТ;

k_u – коэффициент противо-ЭДС;

k_m – моментный коэффициент.

Также у нас присутствует механическая передача, которая описывается следующими уравнениями:

$$\omega_{\text{дв}} = \omega_{\text{ред}} i, \quad (20)$$

$$M_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{ред}}}{i_{\mu}} + J_p \frac{d\omega}{dt}, \quad (21)$$

где J_p – момент инерции ротора двигателя.

Момент на выходном валу редуктора описывается в соответствие с выражением (2). Теперь запишем все эти выражения в операторной форме

$$U = Lsi + ri + k_u \omega_{\text{дв}}, \quad (22)$$

$$M_{\text{н}} = (J_{\text{н}} s \omega_{\text{ред}} + k_{\text{гд}} \omega_{\text{ред}}^2 \text{sgn}(\omega_{\text{ред}}) + M_{\text{в}}), \quad (23)$$

$$M_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{ред}}}{i_{\mu}} + J_p s \omega_{\text{дв}} \quad (24)$$

Выразим из (22) функцию i

$$i = (U - k_u \omega_{\text{дв}}) \frac{1}{Ls + r}, \quad (25)$$

Теперь выразим $\omega_{\text{ред}}$ из (24). Для этого распишем выражение для момента на валу двигателя более подробно

$$M_{\text{дв}} = (J_n s \omega_{\text{ред}} + k_{\text{гд}} \omega_{\text{ред}}^2 \text{sgn}(\omega_{\text{ред}}) + M_{\text{в}}) \frac{1}{i_{\mu}} + J_p s \omega_{\text{дв}}, \quad (26)$$

Приведём момент инерции нагрузки J_n к валу двигателя и получим приведённый момент инерции нагрузки $J_{\text{п}}$

$$M_{\text{дв}} = (k_{\text{гд}} \omega_{\text{ред}}^2 \text{sgn}(\omega_{\text{ред}}) + M_{\text{в}}) \frac{1}{i_{\mu}} + (J_p + \frac{J_n}{i_{\mu}^2}) s \omega_{\text{дв}}$$

$$M_{\text{дв}} = (k_{\text{гд}} \omega_{\text{ред}}^2 \text{sgn}(\omega_{\text{ред}}) + M_{\text{в}}) \frac{1}{i_{\mu}} + (J_p + J_{\text{п}}) s \omega_{\text{дв}}, \quad (27)$$

$$J_{\text{п}} = \frac{J_n}{i_{\mu}^2}. \quad (28)$$

Выразим из уравнения (27) $\omega_{\text{дв}}$

$$\omega_{\text{дв}} = \left(M_{\text{дв}} - \left(M_{\text{в}} + k_{\text{гд}} \omega_{\text{ред}}^2 \text{sgn}(\omega_{\text{ред}}) \right) \frac{1}{i_{\mu}} \right) \frac{1}{(J_n + J_{\text{п}}) s}. \quad (29)$$

Далее по уравнениям (29), (25), (20) составим математическую модель нашего привода. Очевидно, что гидродинамический момент сопротивления вносит в данную модель нелинейность, поэтому эта модель не линейна. Её структурная схема представлена на рисунке 9.

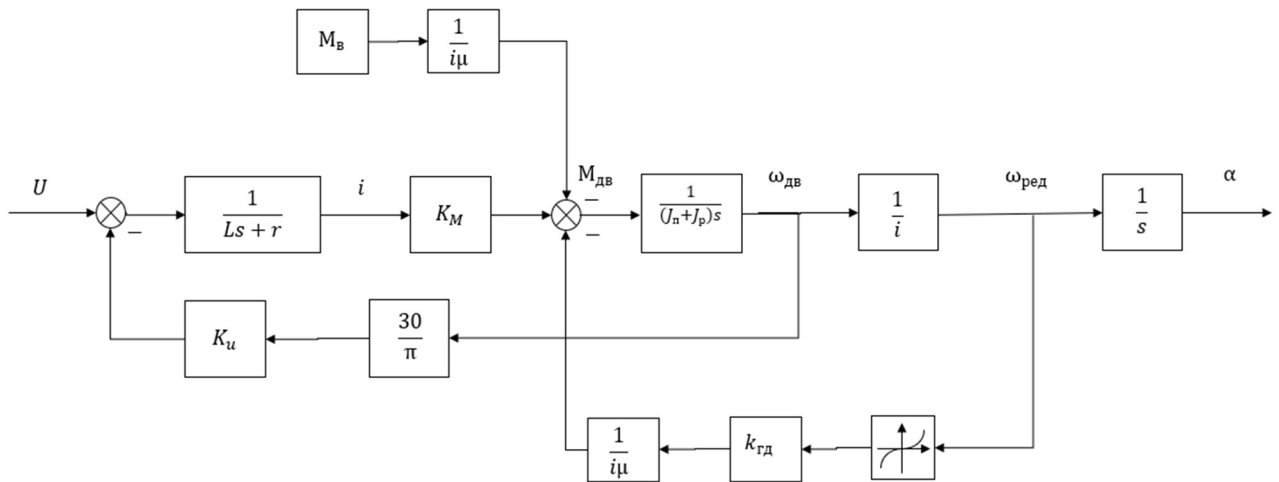


Рисунок 9 – Структурная схема нелинейной математической модели привода

3.1 Линеаризация математической модели

Наша нелинейность имеет следующий вид

$$f(\omega) = \omega^2 \operatorname{sgn}(\omega).$$

Поскольку угол наклона касательной в области малых скоростей у данной функции стремиться к 0, то разложение в ряд Тейлора использовать для линеаризации такой нелинейности нельзя. Тогда будет использован метод наименьших квадратов. Проводить линеаризацию будем на отрезке $\omega = -3.2 \dots 3.2$ рад/с. Аппроксимация в этом случае будет иметь следующий результат

$$f(\omega) = \omega^2 \operatorname{sgn}(\omega) \approx k_{\text{л}} \omega, \quad (30)$$

где $k_{\text{л}}$ – коэффициент линеаризации. В нашем случае он принимает значение $k_{\text{л}} = 2.4$. На рисунке 10 представлен результат аппроксимации параболической нелинейности.

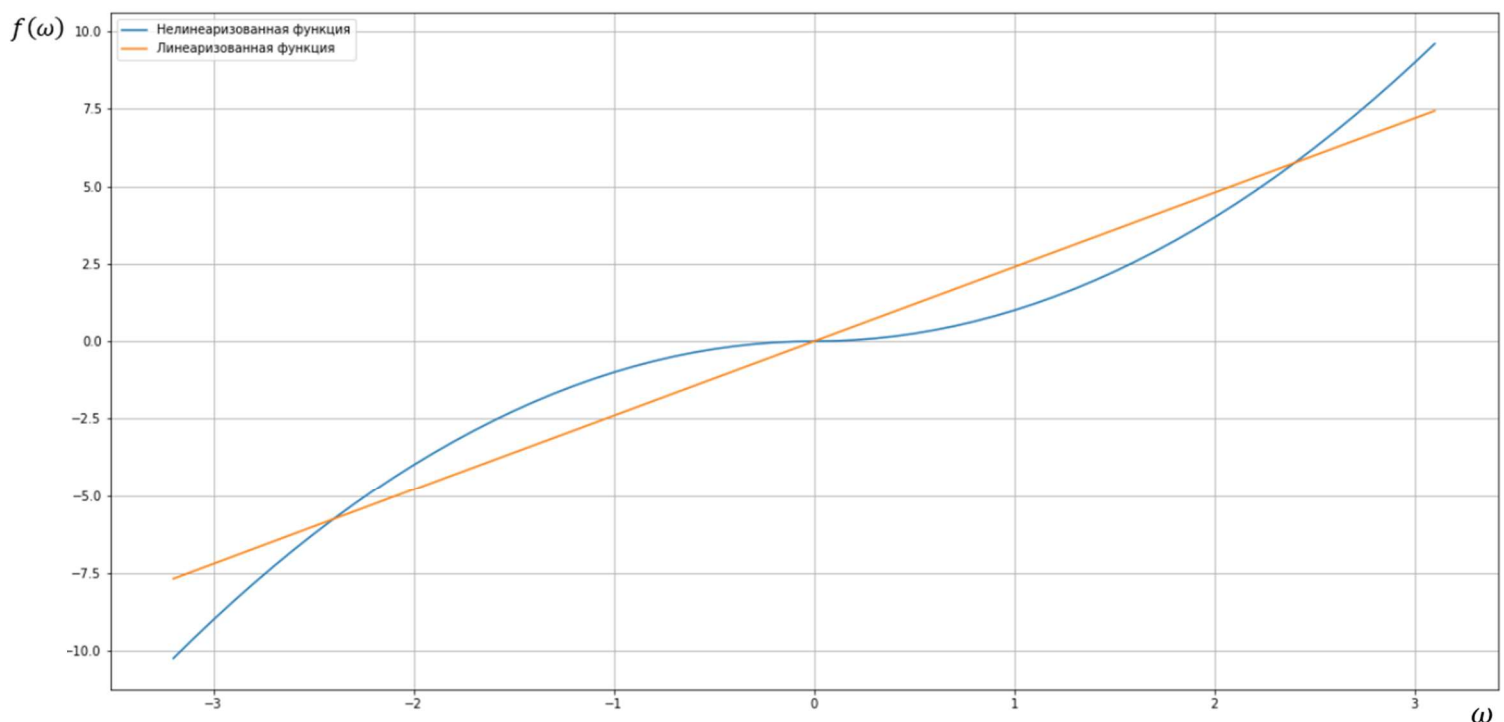


Рисунок 10 – Результат аппроксимации параболической нелинейности

Структурная схема линеаризованной математической модели привода с учетом выражения (30) представлена на рисунке 11.

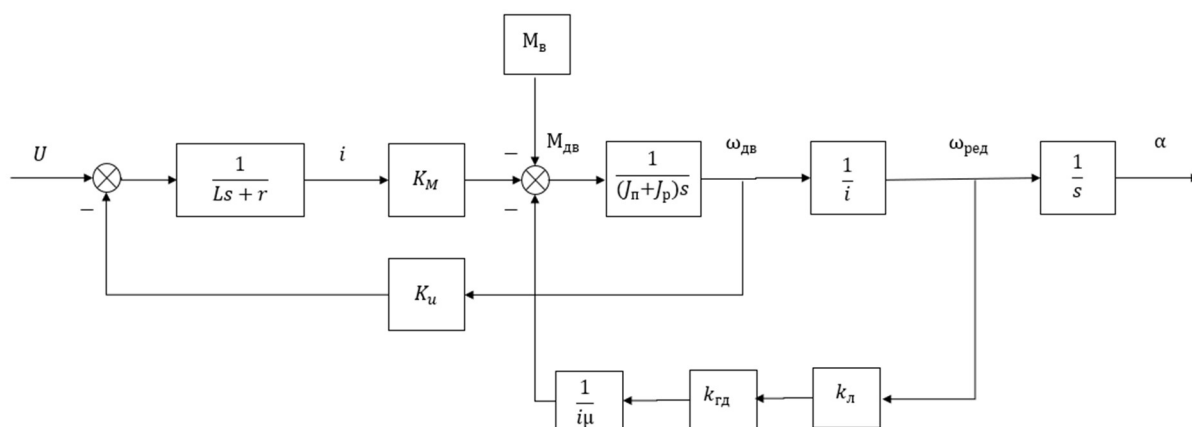


Рисунок 11 – Блок схема линеаризованной математической модели привода

Ниже, в таблице 4 представлены численные значения параметров линеаризованной математической модели.

Таблица 4 – Численные значения параметров математической модели

Индуктивность обмоток двигателя L	Гн	0.00027
Сопротивление обмоток двигателя r	Ом	1.63
Моментный коэффициент двигателя K_M	Н·м/А	0.0377
Коэффициент противо – ЭДС K_u	В/об/мин	0.003395
Передаточное число редуктора i	-	196
КПД редуктора μ	%	80
Коэффициент гидродинамического сопротивления $k_{гд}$	Н·м/(рад/с) ²	0.139
Коэффициент линеаризации $k_{л}$	-	2.4
Момент инерции ротора J_p	кг · м ²	0.0000042
Приведённый момент инерции $J_{п}$	кг · м ²	0,000014

Для организации обратной связи по положению выходного вала привода будем использовать абсолютный датчик поворота угла. В качестве абсолютного датчика угла будет использован потенциометрический датчик PRS-65-A502. Его характеристики представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Основные характеристики датчика PRS-65-A502

Диапазон измерения угла поворота	°	0...355
Точность	%	0±01
Напряжение питания	В	0...42
Рабочая температура	С°	-40...100

Выходная величина с датчика – постоянное напряжение, которое прямо пропорционально углу поворота вала, на который этот датчик установлен.

Поскольку для организации обратной связи используется аналоговый датчик, а СУ цифровая, то для передачи данных с датчика в СУ будет использован АЦП (аналого – цифровой преобразователь). В результате обработки выходного напряжения с датчика положения на АЦП получим цифровой код, соответствующий углу поворота выходного вала. Сигнал с АЦП – дискретный, но из-за достаточно высокой разрядности используемого АЦП (Atmega16 имеет десятиразрядный встроенный АЦП, который и будет использоваться для соответствующих преобразований) можно аппроксимировать его выходной сигнал до линейного. Тогда, исходя из вышеуказанных соображений, примем передаточную функцию датчика

$$W_d = 1. \quad (31)$$

4. Синтез САУ привода электромеханического подводного манипулятора

Теперь, когда у нас есть линеаризованная математическая модель начнём синтез СУ привода электромеханического подводного манипулятора. Манипуляторы – прецизионные системы, поэтому главное требование к их СУ — высокие показатели точности положения выходного звена и, как следствие, низкие значения перегулирования. Требования к нашей СУ следующие:

- значение установившейся ошибки $\leq 1^\circ$;
- значение перегулирования $\leq 1\%$;
- время переходного процесса ≤ 1 с:
- запас по фазе $\geq 25^\circ$;
- запас по амплитуде ≥ 25 дБ.

Построим ЛФЧХ И ЛАЧХ нашей математической модели, они приведены на рисунке 12 линией синего цвета.

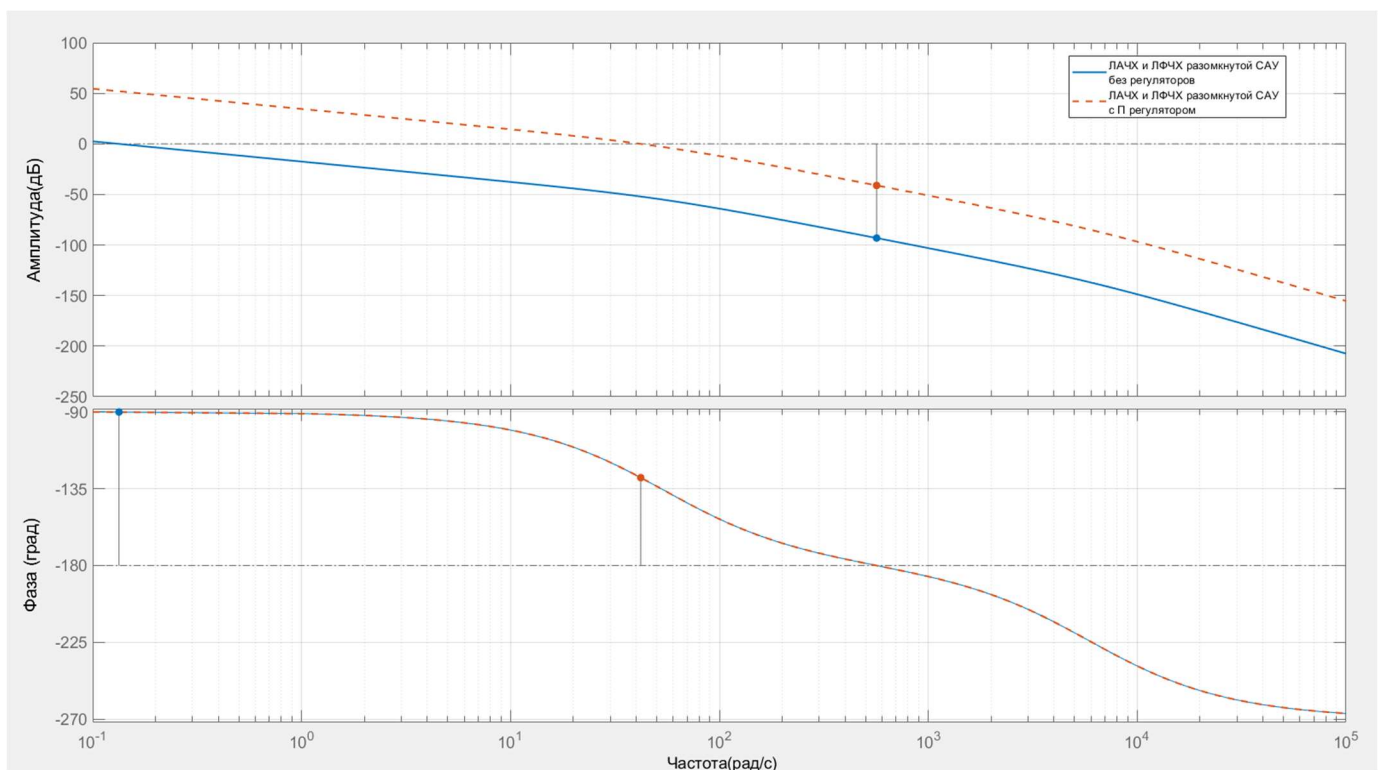


Рисунок 12 – ЛАЧХ и ЛФЧХ математической модели привода

Как видно, наша ЛАЧХ математической модели начинается с -1 наклоном, что значит, что модель имеет первый порядок астатизма. Также стоит отметить, что ЛАЧХ проходит низко и её можно поднять введением П регулятора. Введём П регулятор с коэффициентом $K_p = 400$ и замкнём нашу систему единичной обратной связью, чтобы было удобнее предсказывать действия введённого регулятора на систему. ЛАЧХ и ЛФЧХ САУ с П регулятором представлены на рисунке 12 линиями оранжевого цвета. Такой коэффициент усиления регулятора поднимет ЛАЧХ САУ и оставит запасы по устойчивости по амплитуде 41дБ и 51° по фазе.

На рисунке 13 представлен переходной процесс САУ с П регулятором при ступенчатом воздействии.

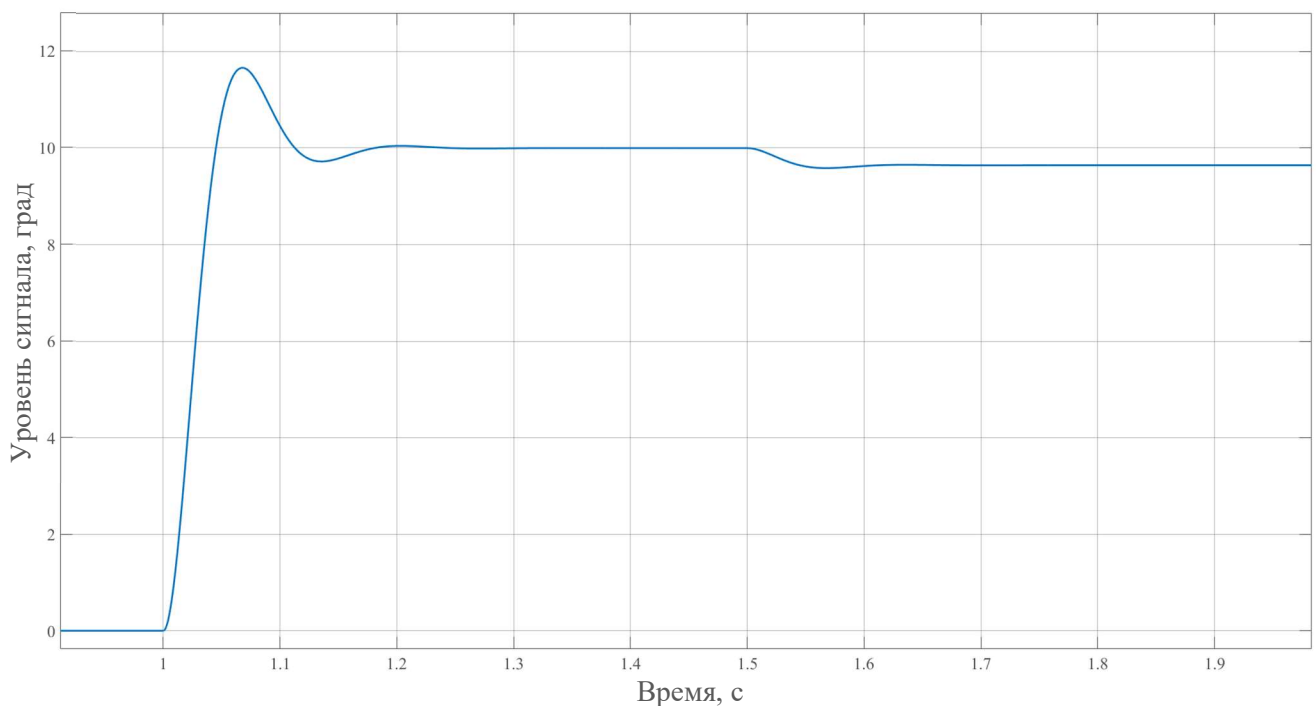


Рисунок 13 – Переходной процесс замкнутой системы с П регулятором

С момента времени $t = 1$ с на вход САУ подаётся задающий сигнал $\alpha = 10^\circ$, видно как система отрабатывает его с перерегулированием $\sigma = 18 \%$ и временем переходного процесса $t_{пп} = 0.1$ с. На моменте времени $t = 1.5$ с начинает действовать внешний момент M_b , из рисунка 13 видно, как в этот момент времени в САУ возникает установившаяся ошибка $\varepsilon_{уст}$ около 0.4° .

Такая САУ не удовлетворяет требованиям ТЗ (технического задания). Тогда реализуем типовую систему управления приводами манипулятора с использованием ПИД (пропорционального дифференциального интегрального) – регулятора. Структурная схема с ПИД регулятором приведена на рисунке 14, где объект регулирования – математическая модель привода электромеханического подводного манипулятора.

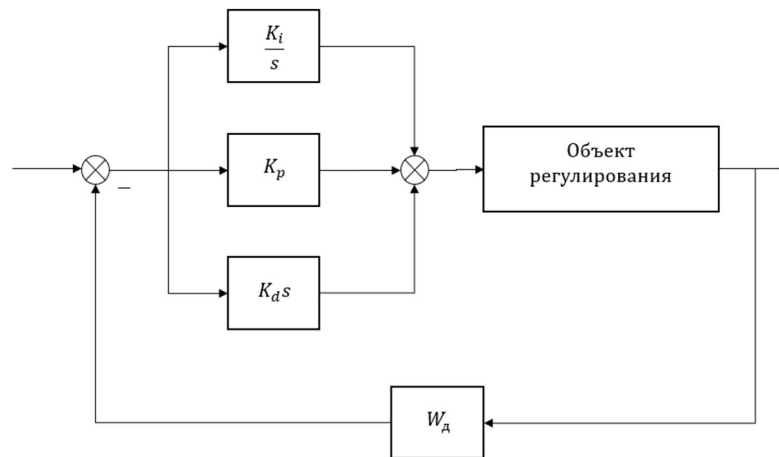


Рисунок 14 – Структурная схема САУ с ПИД – регулятором

Настраивать ПИД регулятор будем в соответствии с алгоритмом Циглера – Николса, который подробно описан в [1]. Стоит отметить, что главным недостатком данного метода синтеза является то, что он не учитывает требования по запасам устойчивости, учитывая только требования к переходным процессам. Установим в 0 коэффициенты усиления интегрального K_i и дифференциального K_d регуляторов и будем увеличивать коэффициент усиления K_p пропорционального регулятора до тех пор, пока САУ не выйдет на границу устойчивости. При коэффициенте $K_p = 39998$ можно наблюдать устойчивый колебательный переходной процесс с периодом $T_u = 0.013\text{с}$ (рисунок 15).

Следующим шагом рассчитаем коэффициенты ПИД регулятора в соответствие со следующими формулами

$$K_p = 0.2K_u = 7996, \quad (32)$$

$$K_i = \frac{0.4K_u}{T_u} = 123076, \quad (33)$$

$$K_d = 0.066K_uT_u = 35 \quad (34)$$

где K_u – коэффициент усиления П регулятора, при котором САУ выходит на границу устойчивости.

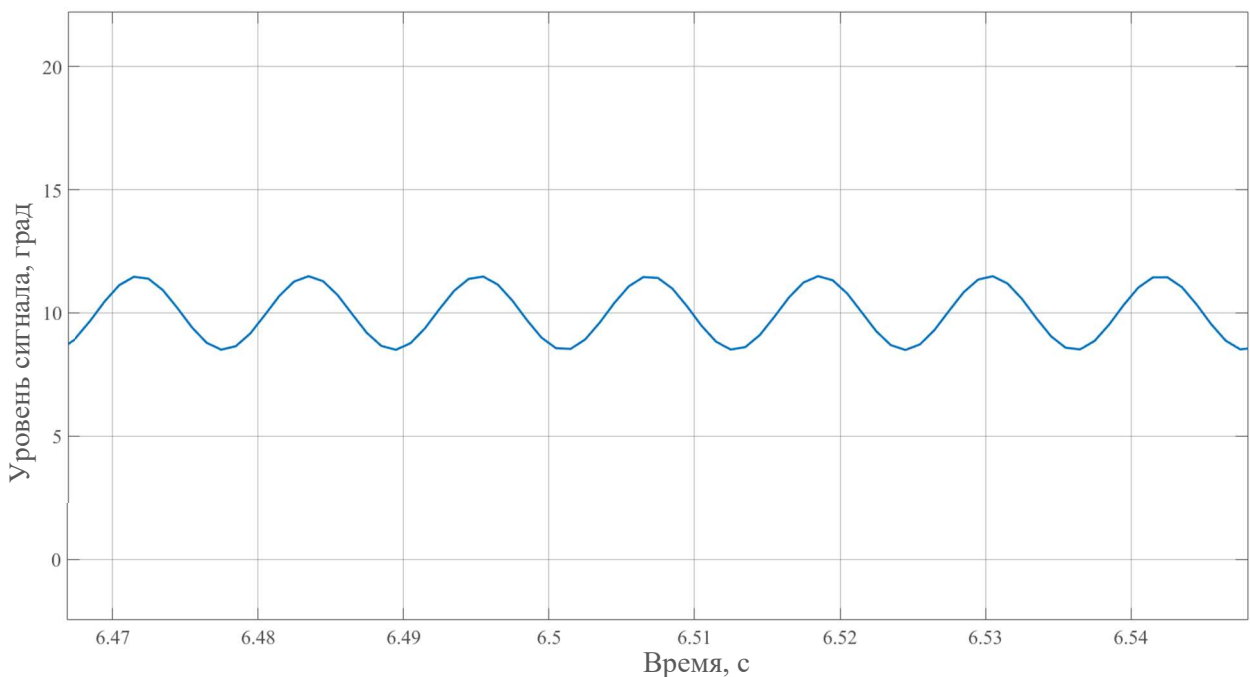


Рисунок 15 – Переходной процесс САУ, находящейся на границе устойчивости

При таком же воздействии, как и в случае с ПИД регулятором, получим результат, который представлен на рисунке 16, время переходного процесса составило $t_{пп} = 0.04$ с, а перегулирование $\sigma = 13.7\%$, устранившаяся ошибка $\varepsilon_{уст}$ же составила меньше 0.1° . Как видно время переходного процесса уменьшилось, а влияние внешнего момента M_b значительно уменьшилось, однако перегулирование всё ещё не удовлетворяет требованиям ТЗ. Из

рисунка 16 можно сделать вывод, что коэффициенты K_i и K_p имеют слишком большие значения, а коэффициент K_d наоборот слишком малое.

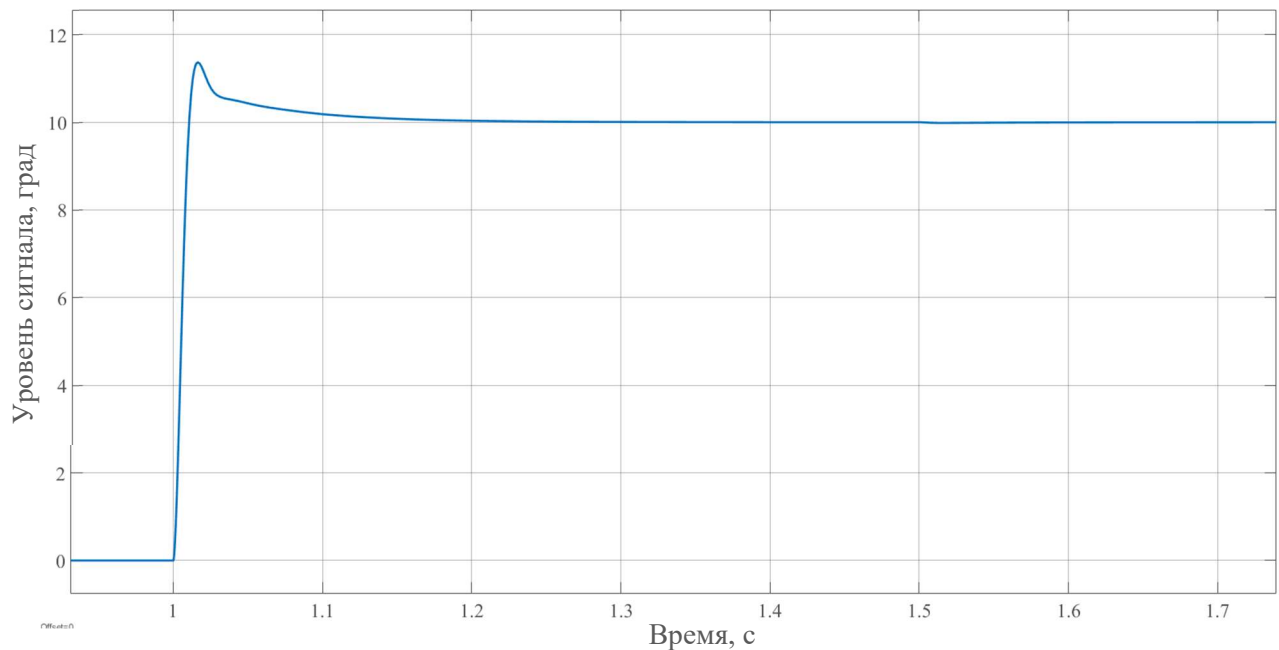


Рисунок 16 – ПП при входном ступенчатом воздействии

Проведём ручную подстройку этих коэффициентов. В результате были подобраны следующие значения: $K_p = 4196$, $K_i = 1200$, $K_d = 73$. На рисунке 17 представлен переходной процесс при данных коэффициентах.

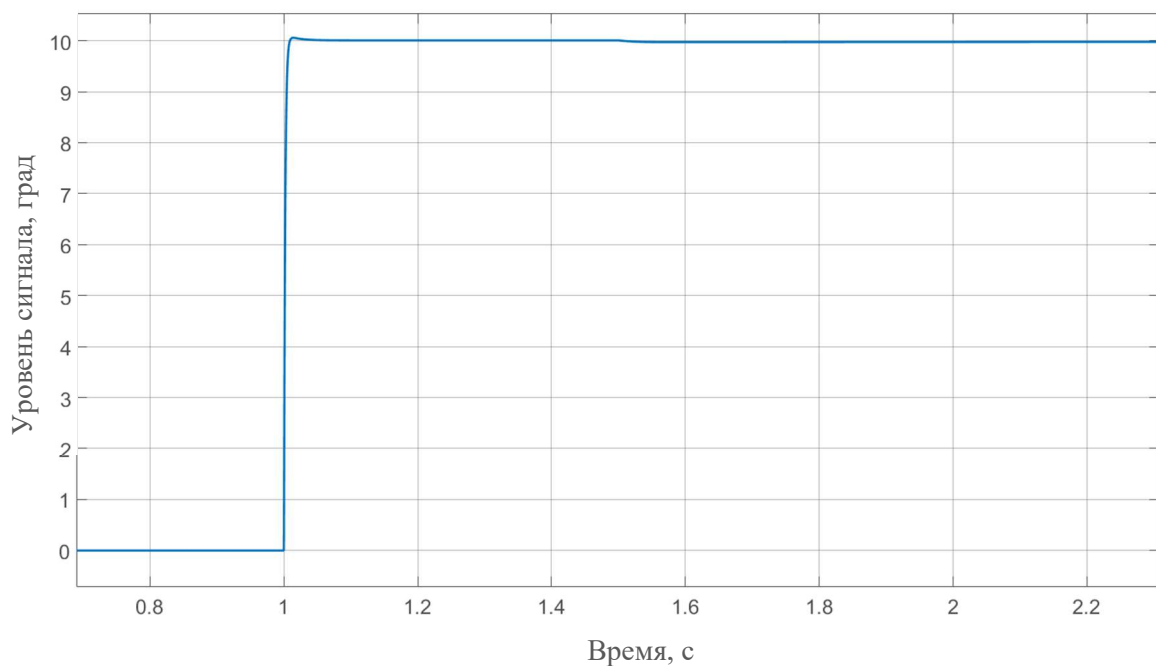


Рисунок 17 – Переходной процесс при коэффициентах ПИД регулятора полученных в ходе ручной подстройки

Время переходного процесса составило $t_{\text{пп}} = 0.05\text{с}$, а перегулирование $\sigma = 0.5\%$ и $\varepsilon_{\text{уст}} \leq 0.1^\circ$ при таких параметрах ПИД – регулятора. Теперь рассмотрим ЛАЧХ и ЛФЧХ разомкнутой системы с ПИД – регулятором, чтобы оценить её запасы устойчивости по амплитуде и фазе, они представлены на рисунке 18. Получим запасы устойчивости по амплитуде 56 дБ и 57° по фазе. Из всего, вышеперечисленного, можно сделать вывод, что такая САУ удовлетворяет требованиям ТЗ.

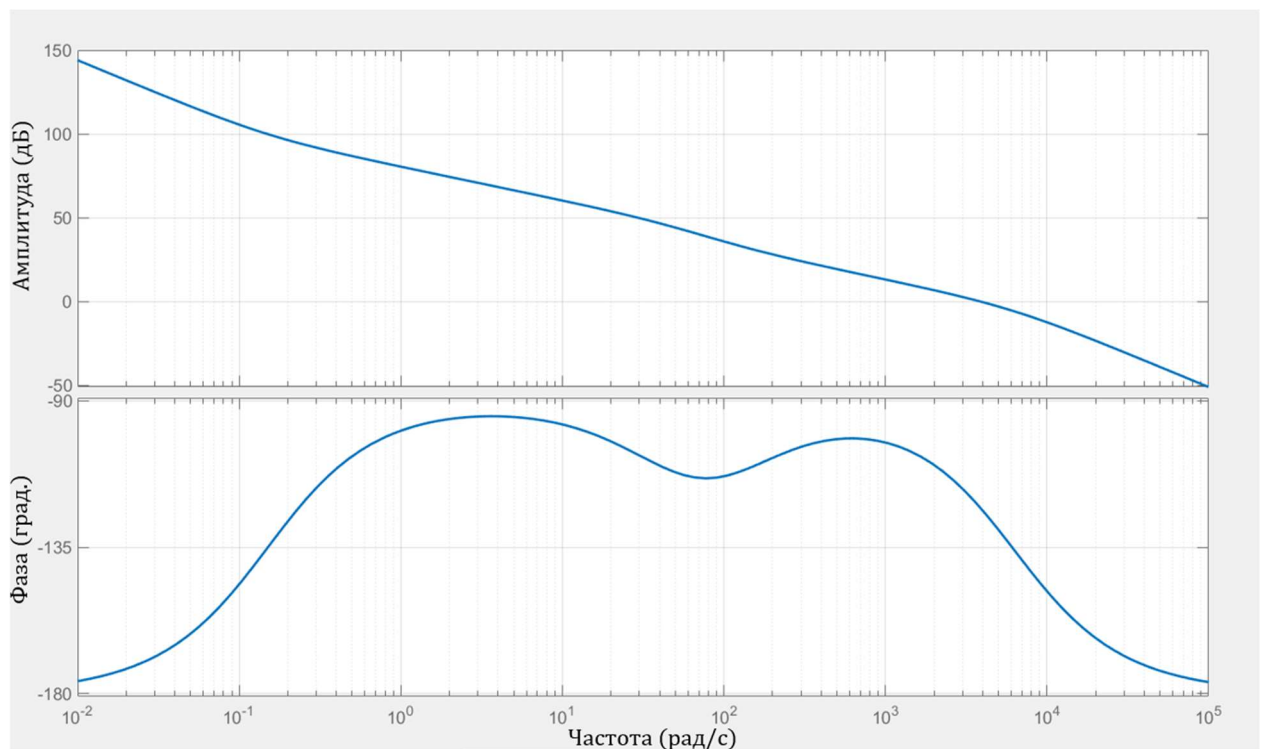


Рисунок 18 – ЛАЧХ и ЛФЧХ разомкнутой САУ с ПИД регулятором

Теперь проведём приближённую проверку работоспособности системы в реальных условиях. Введём в неё следующие нелинейности: ограничение напряжения перед передаточной функцией ДПТ и параболическую нелинейность в моменте гидродинамического сопротивления $M_{\text{гд}}$ в нашу систему и исследуем нелинейную САУ. Подадим на вход САУ ступенчатое воздействие аналогичное тому, что подавали выше, с тем лишь отличием, что внешний момент $M_{\text{в}}$ начинает действовать в момент времени $t = 2\text{ с}$. Однако, поскольку сейчас имеем нелинейную систему, рассмотрим две величины

входного воздействия – малую, с уровнем задающего сигнала 1° и большую, с уровнем задающего сигнала 100° . На рисунке 19.а представлен переходной процесс при малом задающем воздействии, а на 19.б при большом.

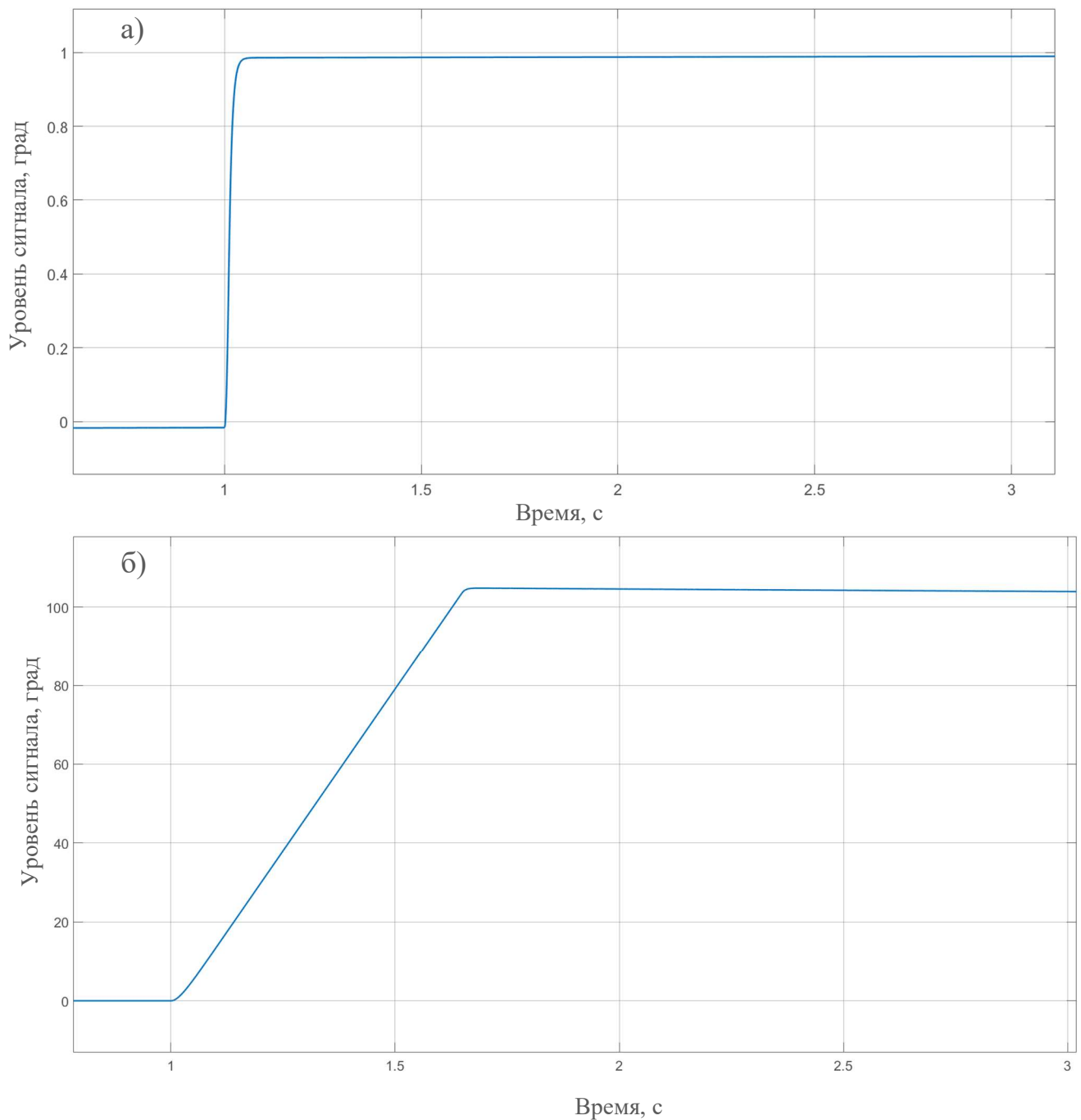


Рисунок 19 - Переходные процессы в нелинейной САУ при а – малом входном сигнале, б – при большом входном сигнале

Как видно из рисунка 19.6 при больших входных воздействиях установившийся сигнал имеет отличное от задающего значение. Статическая ошибка в случае большого воздействия составила 3.4° , что не удовлетворяет ТЗ. Тогда заменим обычный интегратор в ПИД регуляторе на интегратор с насыщением, задав полки насыщения -24 и 24 соответственно, что соответствует ограничению напряжения управления двигателем. Проведём повторную симуляцию. Переходные процессы приведены на рисунке 20.

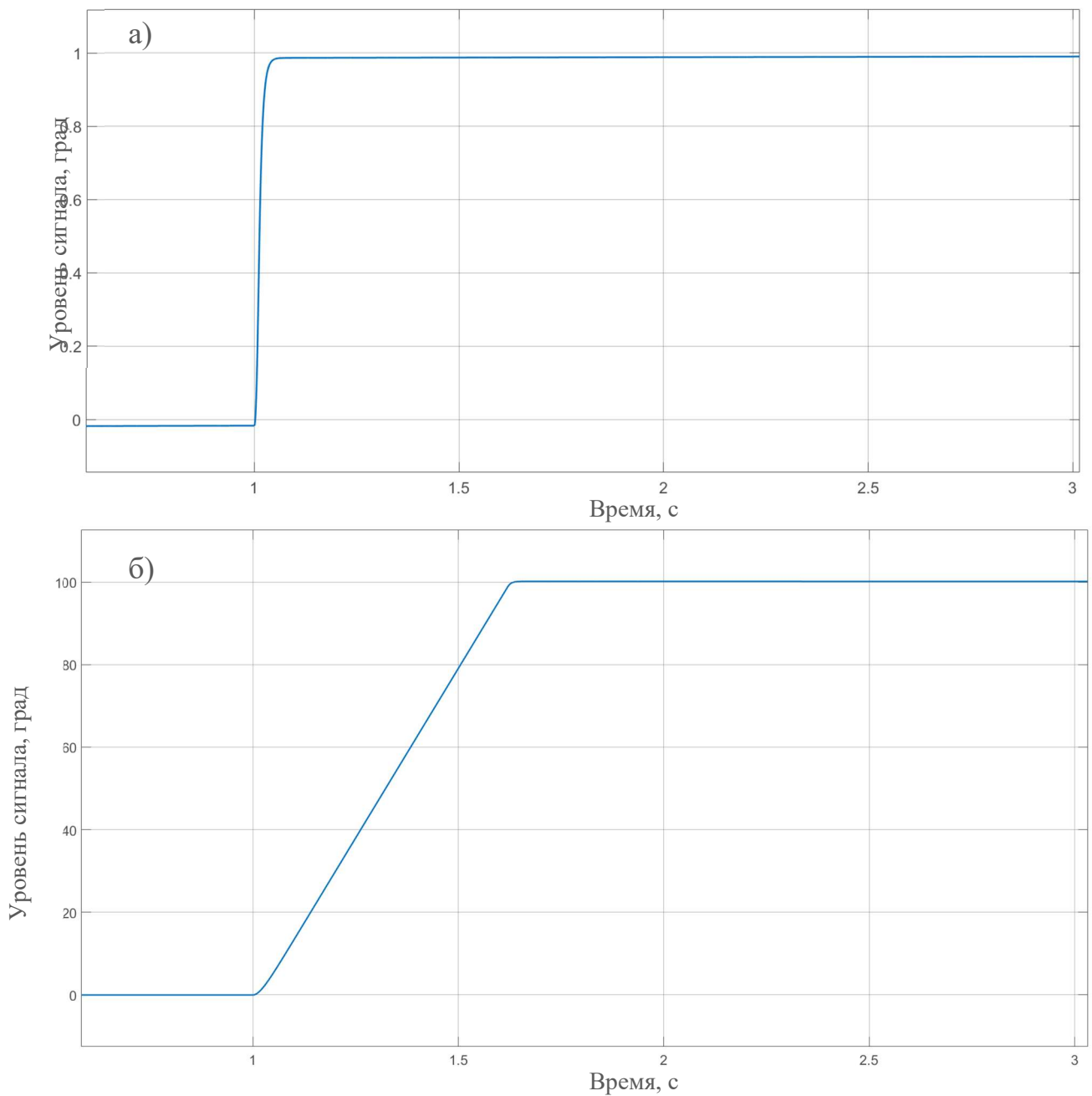


Рисунок 20 – переходные процессы в нелинейной САУ при уменьшенном коэффициенте усиления K_i при а – малом входном воздействии, б – при большом входном воздействии

Как видно из рисунка 20, теперь значение установившегося сигнала ближе к задающему. При малом входном воздействии переходного процесса составило $t_{пп} = 0.11$ с, перегулирование $\sigma = 0.32\%$ и отклонение от задающего сигнала около 0.1° ; при большом входном воздействии время переходного процесса составило $t_{пп} = 0.57$ с, перегулирование $\sigma = 0.93\%$ и отклонение от задающего сигнала около 0.4° . Из этого можно сделать вывод, что синтезированная САУ подходит по пребыванию ТЗ. Итоговые коэффициенты ПИД регулятора составили следующие значения $K_p = 4196$, $K_i = 1200$, $K_d = 73$, полки насыщения, встроенного в интегратор составили -24 и 24 соответственно.

Из графика б на рисунке 19 можно определить максимальную скорость, которую развивает привод. Она соответствует наклону прямой в то время, пока работает как разомкнутая. Рассчитаем её значение согласно следующей формуле

$$\omega_{max} = \frac{30A}{\pi t_{пп}} = \frac{30 \cdot 100}{\pi \cdot 0,62} \approx 27,6 \text{ об/мин}$$

где:

ω_{max} – максимальная угловая скорость, развиваемая приводом;

A – амплитуда сигнала, которая достигается за $t_{пп}$.

Как видно из графика механической характеристики привода на рисунке 7, привод действительно может развить такие скорости при отсутствии внешнего момента M_b , который начинает действовать на САУ с момента времени $t = 2$ с. Из чего можно сделать вывод, что САУ синтезирована верно и соответствует энергетике привода.

Проведём проверку полученных результатов путем поиска оптимальных коэффициентов с помощью пакета Simulink Response Optimizer. Зададим следующие параметры переходного процесса: время переходного процесса – 0.7 с, перегулирование – 1 %, время нарастания 0.6 с, нарастание - 90 %, отклонение от задающего сигнала – 1 %. На вход будем подавать ступенчатое входное воздействие с амплитудой 100° . Начальные значения коэффициентов усиления ПИД – регулятора установим в 10. На рисунке 21 представлен результат работы данного пакета.

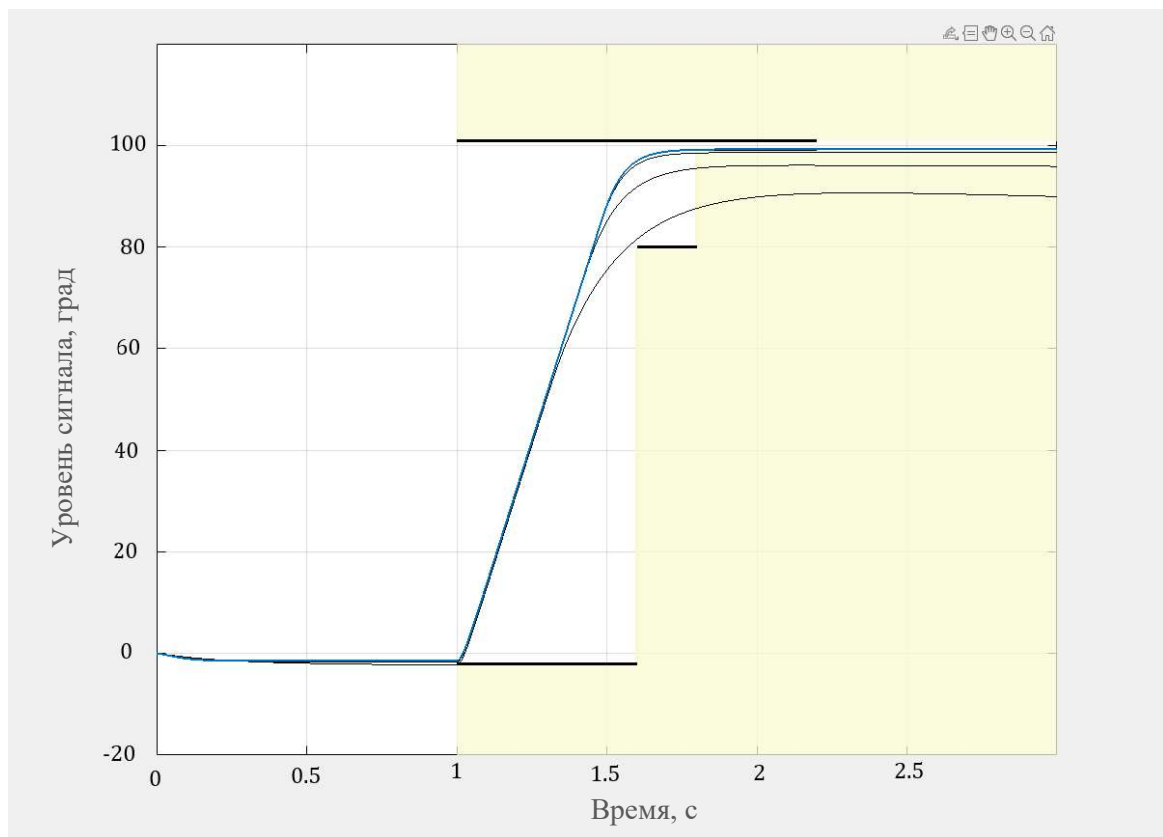


Рисунок 21 – Результат работы пакета Simulink Response Optimizer

Тонкими чёрными линиями обозначены графики переходных процессов, которые зашли за пределы заданных параметров переходного процесса (жёлтая область). Синей линией показан график переходного процесса, который удовлетворяет заданным требованиям. Такому переходному процессу соответствуют следующие значения коэффициентов усиления ПИД регулятора: $K_p = 4258$, $K_i = 1137.23$, $K_d = 65.12$. Как видно,

коэффициенты, полученные в пакете Simulink Response Optimizer, близки к тем, что были получены согласно алгоритму в ходе ручной настройки результатов алгоритма Циглера – Николса, из этого можно сделать вывод, что САУ синтезирована верно.