**Содержание**

[Список сокращений 4](#_Toc73020520)

[Введение 5](#_Toc73020521)

[1 Постановка задачи 6](#_Toc73020522)

[2 Энергетический расчёт 7](#_Toc73020523)

[2.1 Анализ действующих на привод нагрузок 7](#_Toc73020524)

[2.1.1 Определение внешнего статического момента 9](#_Toc73020525)

[2.1.2 Определение коэффициента гидродинамического сопротивления 9](#_Toc73020526)

[2.1.3 Определение момента инерции нагрузки и вращающихся частей манипулятора. 13](#_Toc73020527)

[2.1.4 Построение нагрузочной характеристики привода 14](#_Toc73020528)

[2.2 Выбор двигателя и редуктора электромеханического привода 16](#_Toc73020529)

[3 Составление математической системы управления 20](#_Toc73020530)

[3.1 Линеаризация математической модели 22](#_Toc73020531)

[4. Синтез САУ привода электромеханического подводного манипулятора 25](#_Toc73020532)

[Заключение 36](#_Toc73020533)

[Список литературы 37](#_Toc73020534)

# 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.

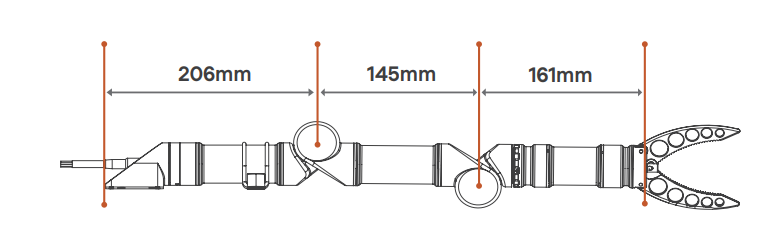
В качестве примера готового изделия можно привести электромеханический манипулятор Alpha 4 от компании BlueprintLab. Основываясь на его габаритах, будет строиться модель для определения значений некоторых необходимых для расчётов параметров. Он представлен на рисунке 1.

Рисунок 1 – Схема электромеханического манипулятора BlueprintLab Alpha 4

# 2 Энергетический расчёт привода подводного электромеханического манипулятора

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:

где:

–момент инерции нагрузки и вращающихся частей манипулятора;

–момент инерции присоединенных масс;

– угол поворота выходного звена вала;

момент сухого трения, обусловленный трением в механических узлах манипулятора;

– коэффициент вязкого трения;

– коэффициент гидродинамического сопротивления;

– коэффициент позиционного момента;

– 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 из позиционных сил на привод действует только сила тяжести – в общем случае её значение зависит от положения объекта, к которому она приложена. Однако в пределах рабочей области манипулятора её можно рассматривать как постоянную силу. Тогда её влияние и влияние силы Архимеда на вращающиеся части манипулятора учтём, как составляющую внешнего статического момента . Провести расчёт присоединённых масс и момента сухого трения в механических узлах манипулятора представляется трудоёмкой задачей. Но можно предположить, что динамический момент от момента инерции присвоенных масс будет незначительным, потому что манипулятор имеет малые габариты, как и момент сухого трения , поскольку в механических узлах манипулятора будет использовать опоры качения, которые характеризуются малыми потерями на силы трения в них. Тогда введём коэффициент = 1.2 необходимый для учёта этих двух составляющих момента нагрузки. Момент вязкого трения возникает от действия внутренних сил, например, в маслонаполненном приводе это силы трения между подвижными деталями и маслом, в котором они находятся. В нашем случае разрабатываемый манипулятор сам перемещается в воде, поэтому очевидно, что величина момента вязкого трения будет пренебрежимо мала по сравнению с вентиляторным моментом от гидродинамических сил, действующих на вращающиеся части манипулятора, поэтому рассматривать её в энергетическом расчёте не будем.

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

, (2)

Результатом данного энергетического расчёта является нагрузочная характеристика привода, исходя из которой будут выбираться ДПТ и механическая передача. Для её построения необходимо определить численные значения параметров , , .

### 2.1.1 Определение внешнего статического момента

В общем случае внешний момент зависит от угла поворота выходного вала привода, однако для упрощения расчётов будем рассматривать его как статический момент, со значением равным его максимальному значению (тогда, когда манипулятор находится в вытянутом состояние). Тогда внешний статический момент определяется по следующей формуле:

*,* (3)

где:

– максимальная вес нагрузки в воде, = 25 Н;

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

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

– сила Архимеда, действующая на вращающуюся часть манипулятора, примем

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

Подставив все вышеперечисленные значения в формулу (3), получим значение внешнего момента = 9 Н·м.

### 2.1.2 Определение коэффициента гидродинамического сопротивления вращающихся частей манипулятора

Для определения момента гидродинамического сопротивления необходимо определить коэффициент гидродинамического сопротивления . Определять численное значение данного коэффициента будем с помощью пакета SolidWorks Flow Simulation. Для начала проведем верификацию настройки параметров пакета SolidWorks Flow Simulation для дальнейших расчётов.

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 = 2 рад/с, как это показано на рисунке 2.

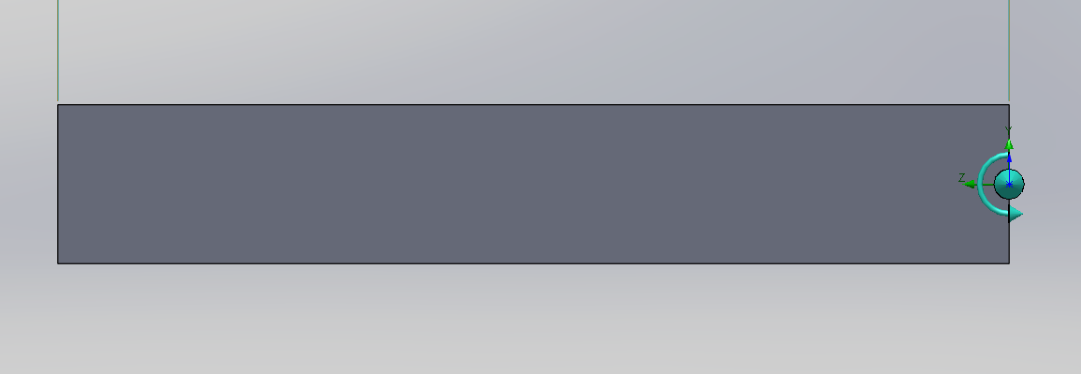


Рисунок 2 – Брусок в пакете SolidWorks Flow Simulation

Получим следующее значение момента = 0.255 Н·м.

Теперь проведём аналогичный расчёт аналитическим способом. При вращении заданным образом на каждую элементарную часть детали длинной *dr* и шириной *В* набегает поток со скорость . Таким образом, на этом участке детали возникает сила гидродинамического сопротивления

, (4)

где:

– коэффициент гидродинамического сопротивления, = 1,6 [1];

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

– плотность жидкости, в которой происходит вращение, = 1000 кг/.

Такая сила создаёт элементарный момент

, (5)

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

*,* (6)

Подставив все необходимые численные значения в формулу (6) и получим значение момента Н·м.

Видно, что значения Н·м и = 0.255 Н·м, полученные разными способами примерно равны. Это значит, что настройки параметров пакета SolidWorks Flow Simulation проведена верно, поэтому перейдём теперь к определению коэффициента 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.

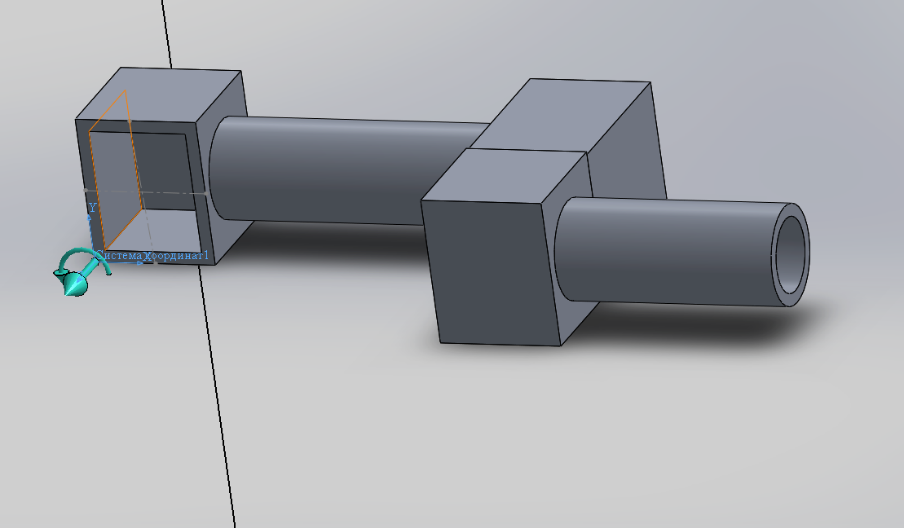


Рисунок 3 – Приближённая модель вращающихся частей манипулятора

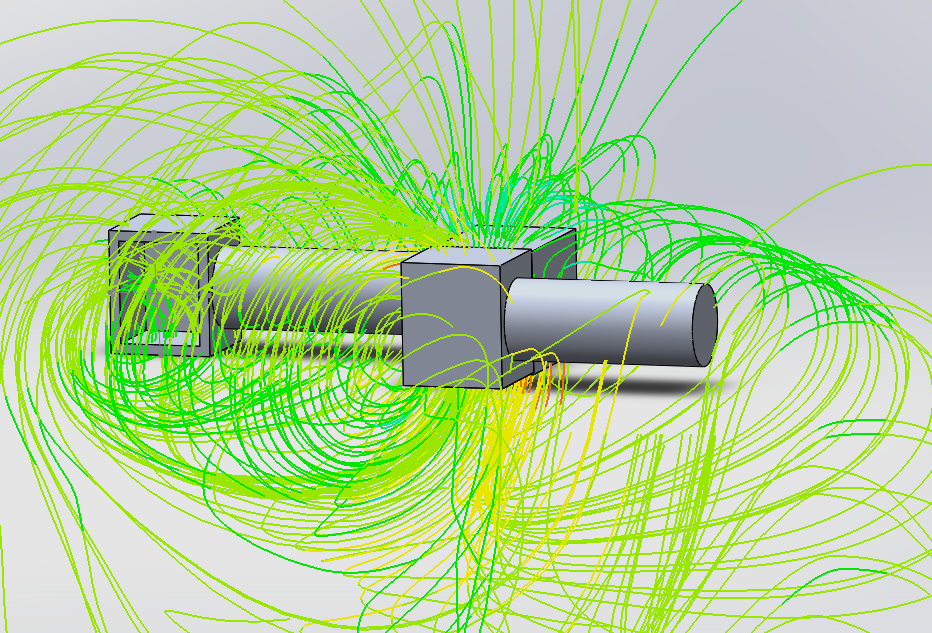


Рисунок 4 – Траектории обтекания вращающихся частей манипулятора частицами воды при расчёте

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

, (7)

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

Теперь рассчитаем . Возьмём среднее арифметическое значение по результатам 7 расчётов. Рассчитывать значения будем по формуле

, (8)

Для каждолго рачёта соответсвующие значения и прдеставлены в табдице 1. Также в таблице 1 представлены значения коэффициента гидродинамического сопротивления , вычисленные для каждого испытания.

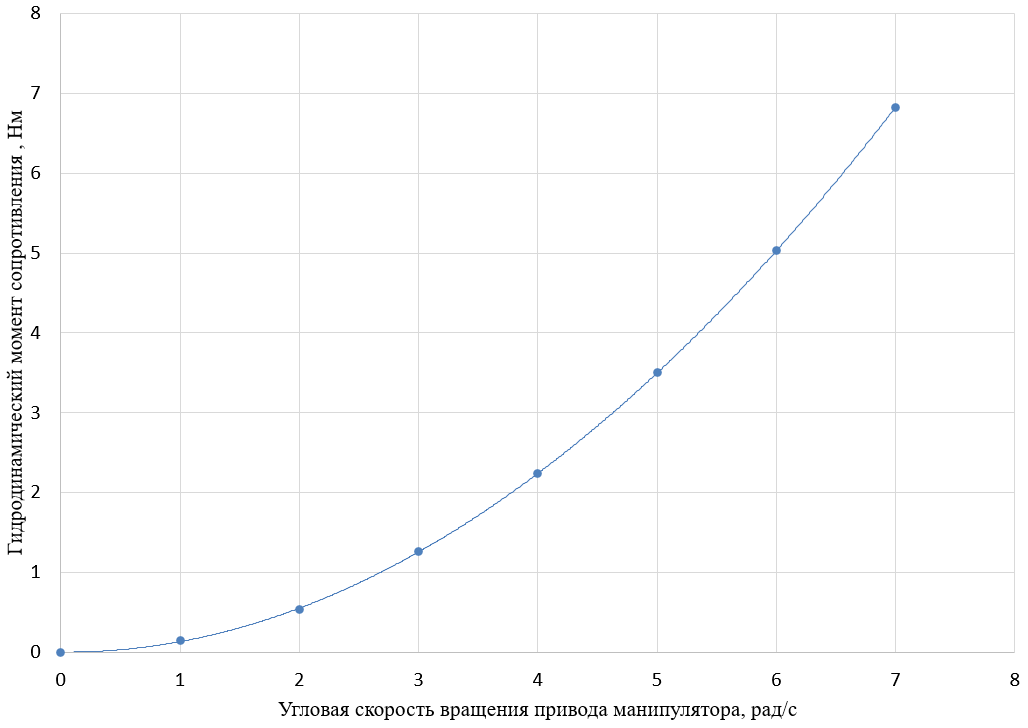


Рисунок 5 – График зависимости гидродинамического момента

сопротивления от угловой скорости вращения привода манипулятора

Таблица 1 – Значения коэффициентов по результатам расчётов

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| , Нм |  |  |  |
| 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 = 0.139 Нм

### 2.1.3 Определение момента инерции нагрузки и вращающихся частей манипулятора

Будем рассчитывать момент инерции нагрузки и вращающихся частей привода по формуле

, (9)

где:

– момент инерции нагрузки;

– момент инерции вращающихся частей манипулятора.

Поскольку нам не известны габариты нагрузки то представим её как материальную точку с массой *m*н = 3 кг. Тогда её момент инерции будет равен

.

Момент инерции вращающихся частей манипулятора рассчитаем с помощью SolidWorks по модели, которая использовалась для расчёта . Примем материал всех частей модели алюминий 6061 – Т6. Получим .

Тогда итоговый момент инерции будет равен

### 2.2 Построение нагрузочной характеристики привода

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

, (10)

где:

– амплитуда выходного угла, = 200оили  = 3.5 рад;

– частота эквивалентного гармонического сигнала.

Тогда закон изменения скорости будет определяться по следующему выражению

, (11)

а ускорение соответственно

. (12)

Поскольку значения и заданы, то можно определить значение

рад/с. (13)

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

, (14)

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

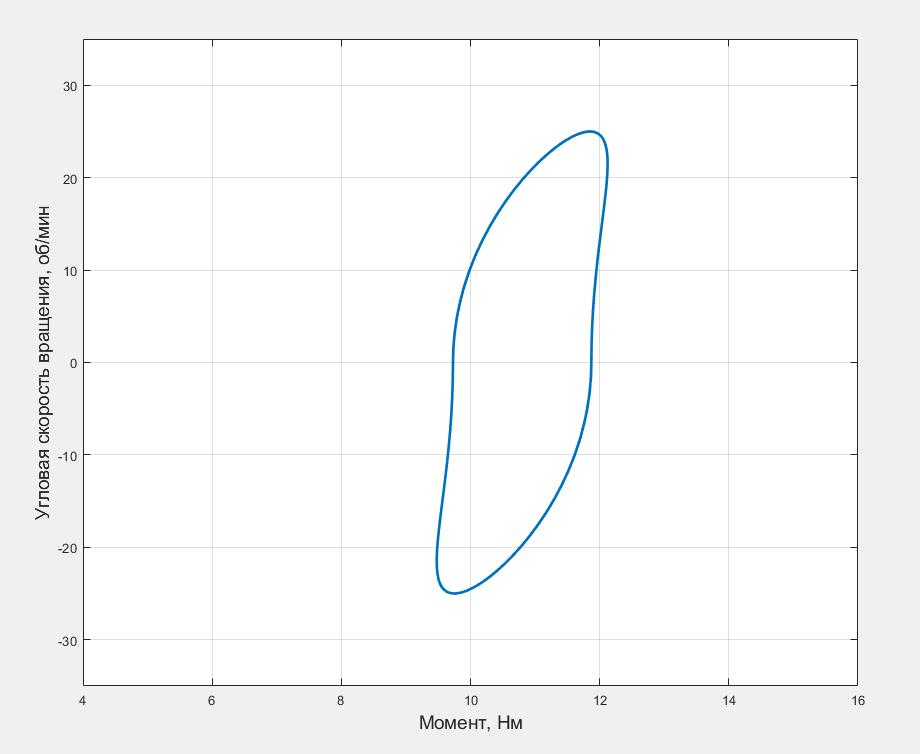


Рисунок 6 – Нагрузочная характеристика первого привода подводного электромеханического манипулятора

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 *Mmax* = 12.3 Н·м, а максимальная мощность нагрузки = 28 Вт.

## 2.3 Выбор двигателя и механической передачи электромеханического привода подводного манипулятора

Исходя из максимальной мощности нагрузки будем выбирать двигатель мощностью 60 Вт. Выбор правильность выбора двигателя будем осуществлять путём сравнения механической и нагрузочной характеристики привода. Эти характеристики должны удовлетворять следующему условию [1]

, (15)

где:

– механическая характеристика электромеханического привода;

– 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 мощностью 60 Вт 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 |  | 41 |
| 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 | о | 0.4 |

Как видно из таблицы 3 редуктор имеет высокий КПД и довольно высокий максимальный передаваемый 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

, (16)

где:

– скорость холостого хода;

– пусковой момент электродвигателя.

С учётом редуктора уравнение (16) примет следующий вид

(17)

где:

*–* КПД редуктора, = 0.8;

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

– момент на выходном валу редуктора;

– скорость выходного вала редуктора.

Теперь мы можем построить механическую характеристику электромеханического привода. На рисунке 7 показаны графики нагрузочной и механической характеристики. Как видно из рисунка 7 механическая характеристика охватывает нагрузочную, а значит неравенство (15) выполняется.

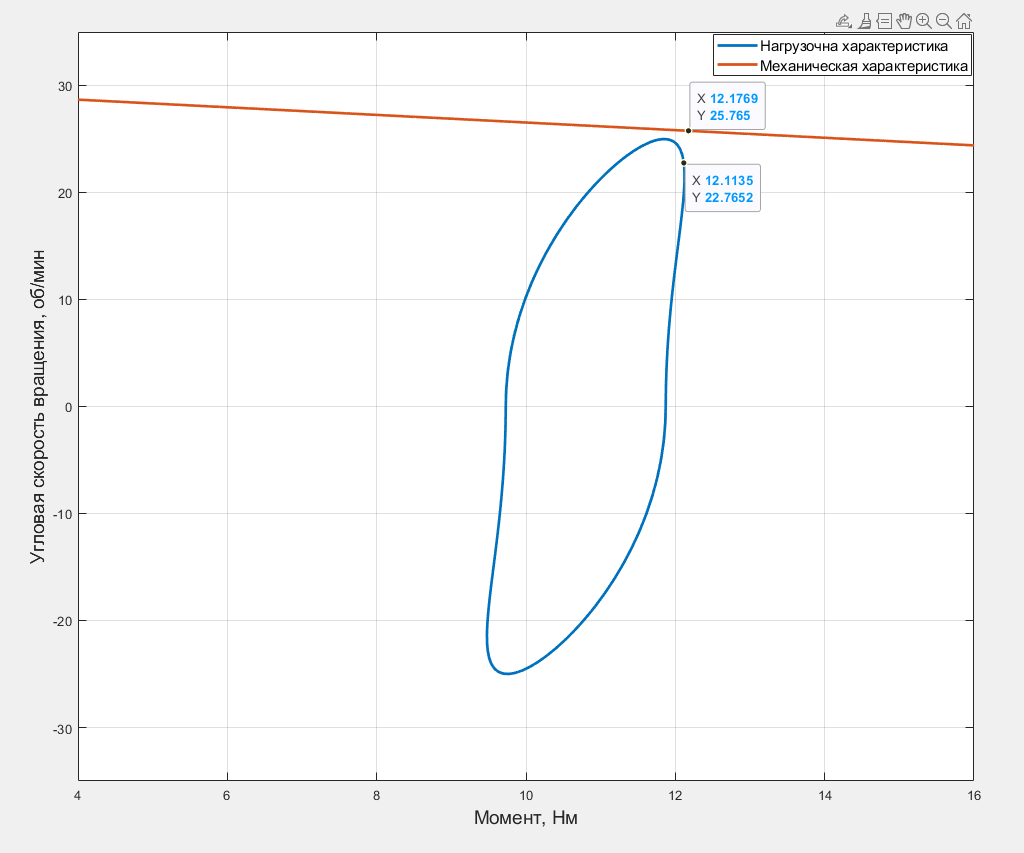


Рисунок 7 – Механическая и нагрузочная характеристика привода

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:

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.

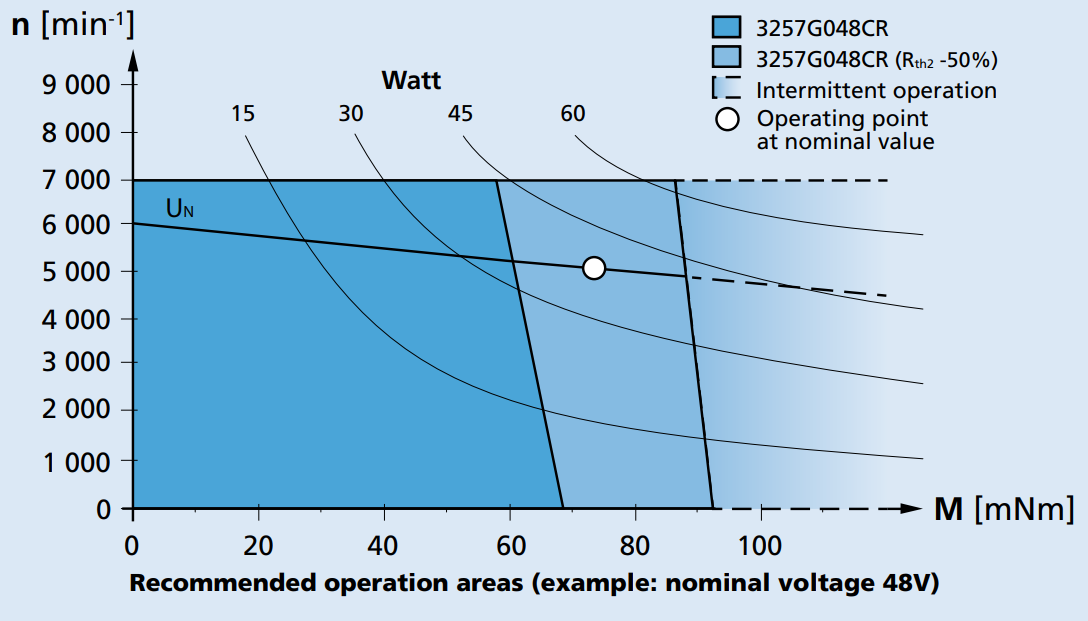


Рисунок 8 – Рабочие диапазоны двигателя рабочие диапазоны двигателя Faulhaber 3257 024CR

# 3 Составление математической модели привода электромеханического подводного манипулятора

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

, (18)

, (19)

где:

*U* – напряжение управления двигателя;

*L –* индуктивность обмоток двигателя;

*r* – сопротивление обмоток двигателя;

– ток в обмотках двигателя;

– момент на валу ДПТ;

– коэффициент противо-ЭДС;

– моментный коэффициент.

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

, (20)

, (21)

где – момент инерции ротора двигателя.

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

, (22)

, (23)

(24)

Выразим из (22) функцию *i*

, (25)

Теперь выразим из (24). Для этого распишем выражение для момента на валу двигателя более подробно

, (26)

Приведём момент инерции нагрузки к валу двигателя и получим приведённый момент инерции нагрузки

, (27)

(28)

Выразим из уравнения (27)

(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.

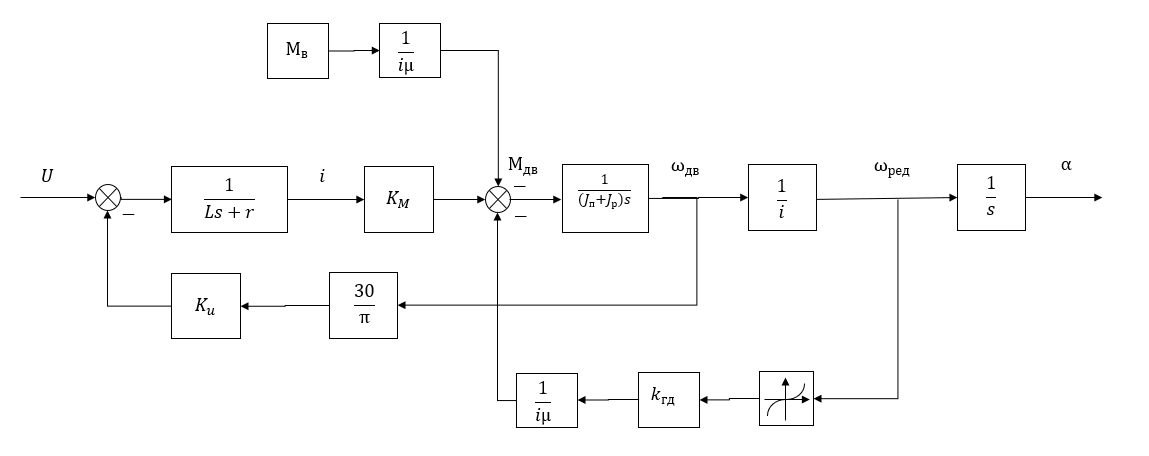


Рисунок 9 – Структурная схема нелинейной математической модели привода

## 3.1 Линеаризация математической модели

Наша нелинейность имеет следующий вид

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 …3.2 рад/с. Аппроксимация в этом случаем будет иметь следующий результат

, (30)

где – коэффициент линеаризации. В нашем случае он принимает значение = 2.4. На рисунке 10 представлен результат аппроксимации параболической нелинейности.

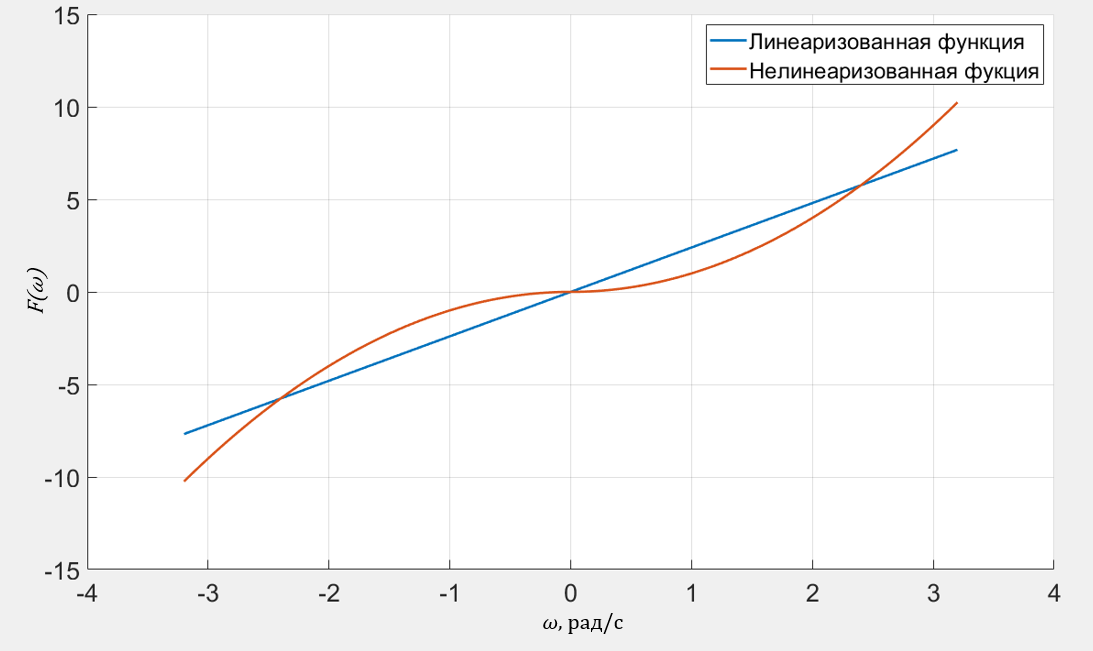
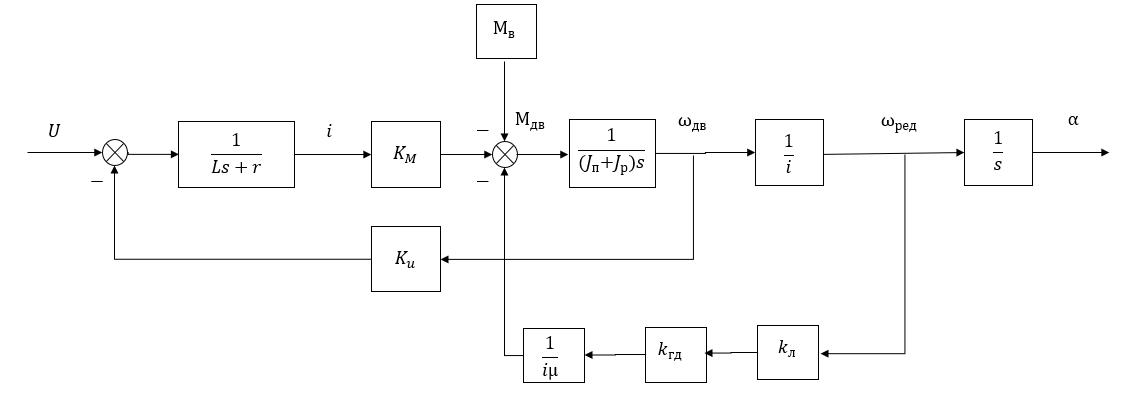


Рисунок 10 – Результат аппроксимации параболической нелинейности

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 математичкой модели

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Индуктивность обмоток двигателя *L* | Гн | 0.00027 |
| Сопротивление обмоток двигателя *r* | Ом | 1.63 |
| Моментный коэффициент двигателя *K*M | Нм/А | 0.0377 |
| Коэффициент противо – ЭДС *K*­u | В/об/мин | 0.003395 |
| Передаточное число редуктора *i* | - | 196 |
| КПД редуктора | % | 80 |
| Коэффициент гидродинамического сопротивления kгд | Нм | 0.139 |
| Коэффициент линеаризации kл | - | 2.4 |
| Момент инерции ротора *J*p |  | 0.0000042 |
| Приведённый момент инерции *J*п |  | 0,000014 |

## 3.2 Выбор потенциометрического датчика угла поворота и определение его передаточной функции

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 | о | 0…355 |
| Точность | % | 001 |
| Напряжение питания | В | 0…42 |
| Рабочая температура | Со | -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

(31)

# 4. Синтез САУ привода электромеханического подводного манипулятора

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

* значение установившейся ошибки 1о;
* значение перерегулирования 1%;
* время переходного процесса при задающем воздействие 100о 1c:
* запас по фазе 25o:
* запас по амплитуде 25 дБ.

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

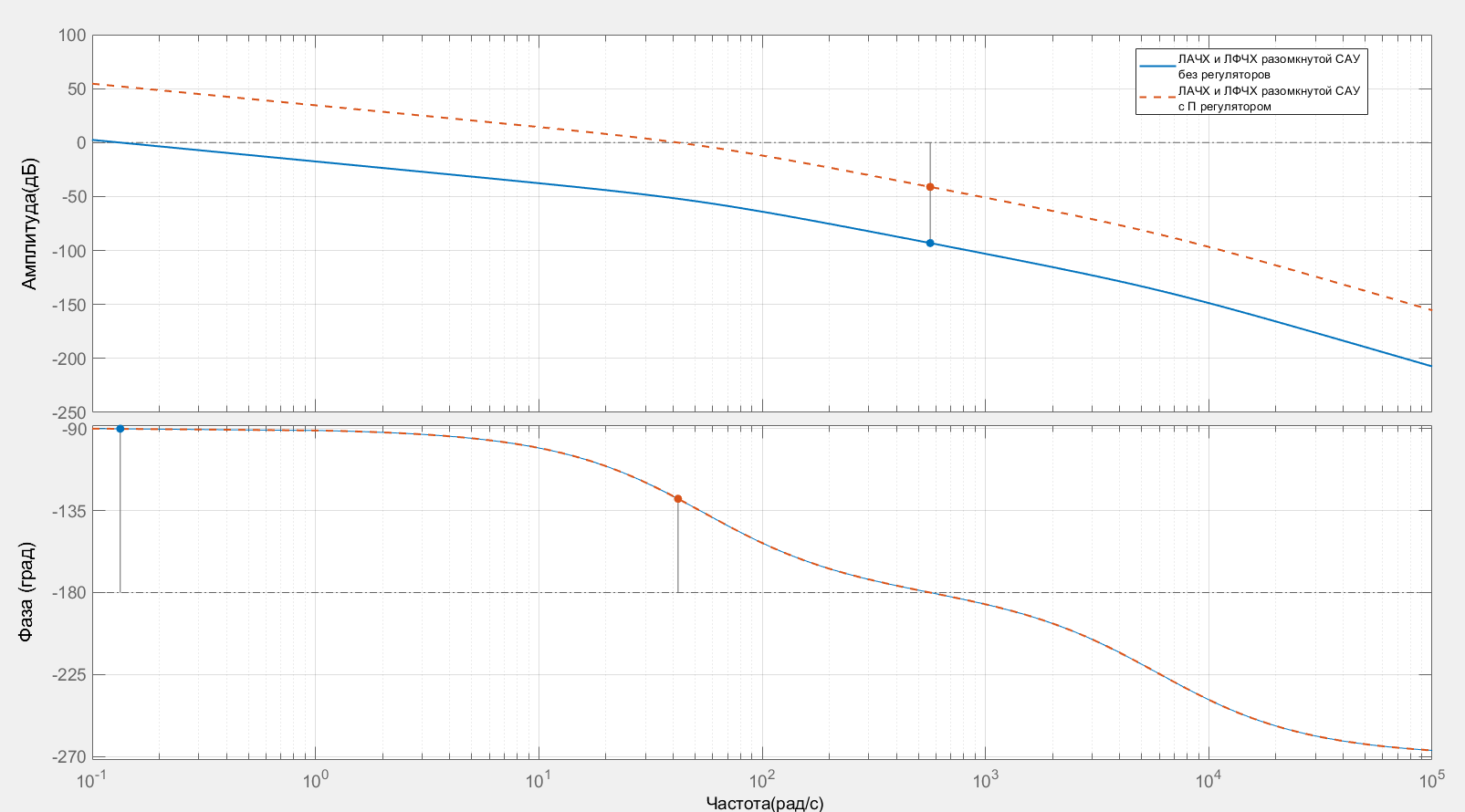
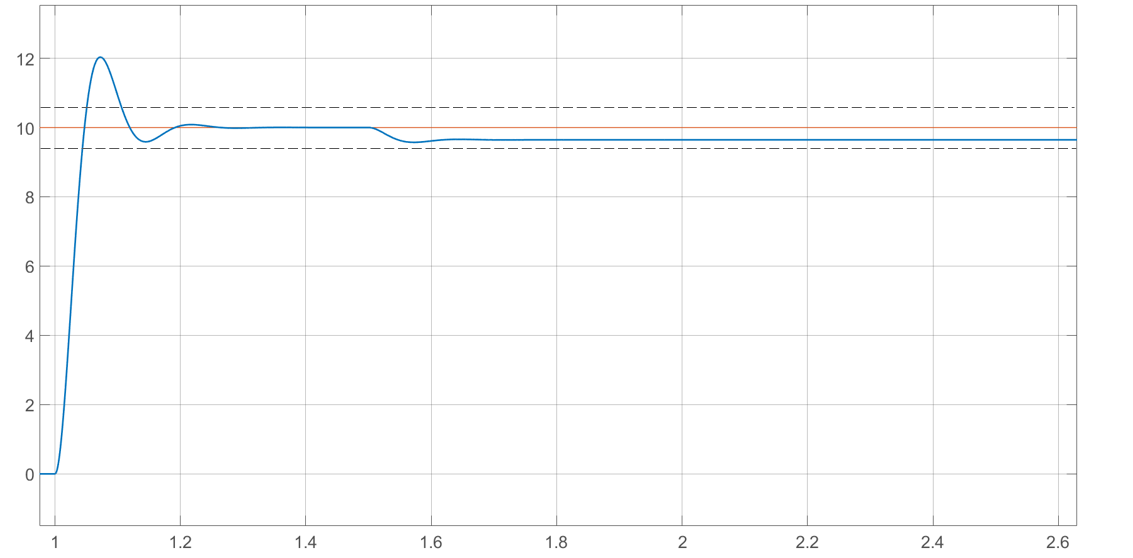


Рисунок 12 – ЛАЧХ и ЛФЧХ математической модели привода

Как видно, наша ЛАЧХ математичкой 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 *Kp* =400 и замкнём нашу систему единичной обратной связью. 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 51о по фазе.

На рисунке 13 представлен переходной процесс САУ с П регулятором при ступенчатом воздействии. На рисунке 13 и далее в этом разделе синей линией показан выходной сигнал, оранжевой – величина задающего воздействия, а пунктирами – полки .



Время, с

Уровень сигнала, град

Рисунок 13 – Переходной процесс замкнутой системы с П регулятором

C момента времени *t =* 1 с на вход САУ подаётся задающий сигнал = 10о, видно как система отрабатывает его с перерегулированием = 19 % и временем переходного процесса = 0.1 с. На моменте времени *t =* 1.5 с начинает действовать внешний момент , из рисунка 13 видно, как в этот момент времени в САУ возникает статическая ошибка около 0.4о. 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, а – передаточная функция датчика.

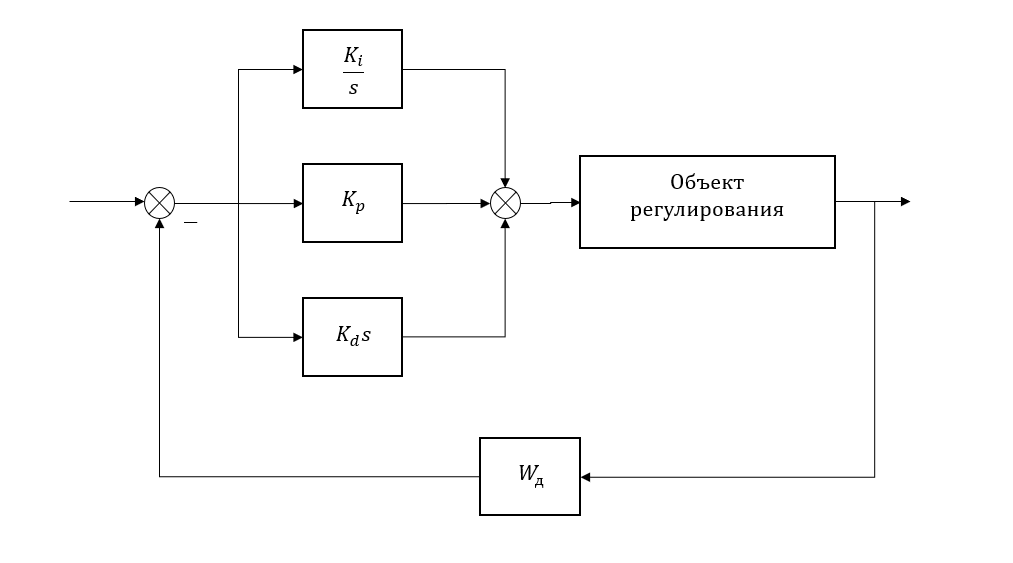


Рисунок 14 – Структурная схема САУ с ПИД – регулятором

Настраивать ПИД регулятор будем в соответствии с алгоритмом Циглера – Николса, который подробно описан в [2]. Стоит отметить, что главным недостатком данного метода синтеза является то, что он не учитывает требования по запасам устойчивости, учитываю только требования к переходным процессам. Установим в 0 коэффициенты усиления интегрального *Ki* и дифференциального *Kd* регуляторов и будем увеличивать коэффициент усиления *Kp* пропорционального регулятора до тех пор, пока САУ не выйдет на границу устойчивости. При коэффициенте *Kp* = 22782 можно наблюдать устойчивый колебательный переходной процесс с периодом *Тu* = 0.2с (рисунок 15).

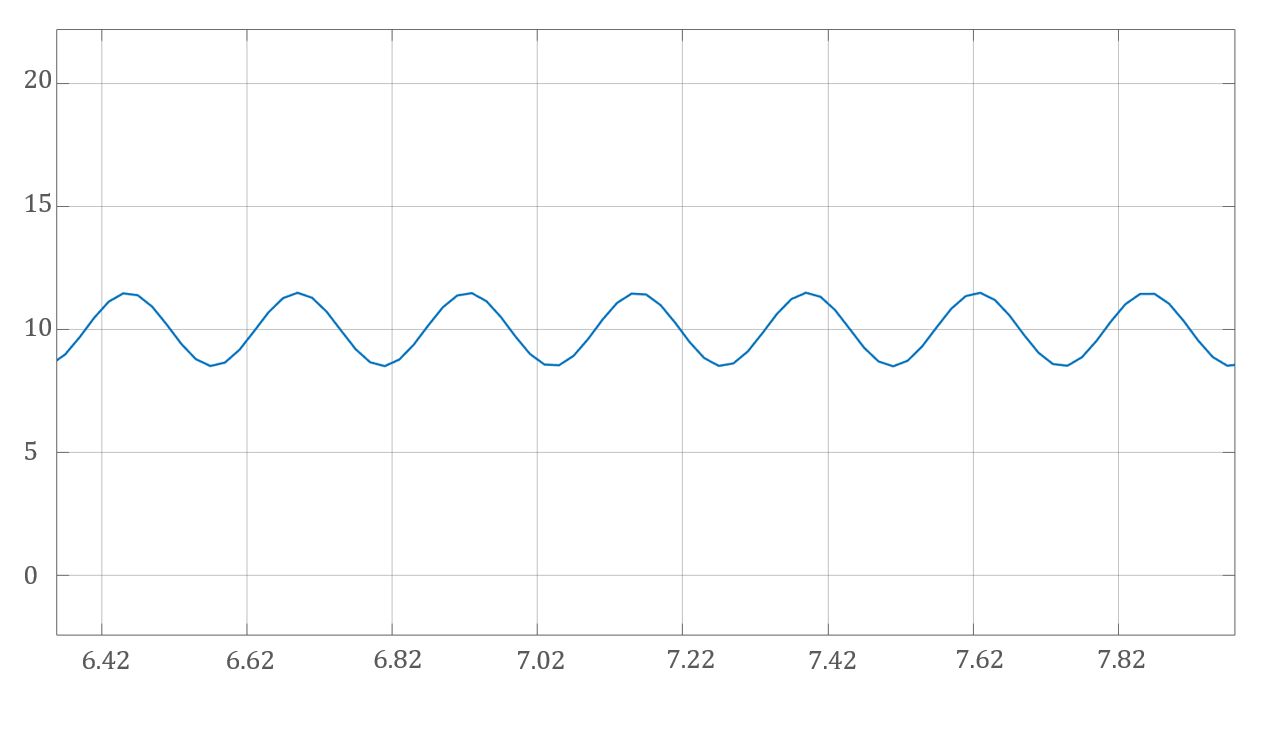
Следующим шагом рассчитаем коэффициенты ПИД регулятора в соответствие со следующими формулами

, (32)

(33)

, (34)

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

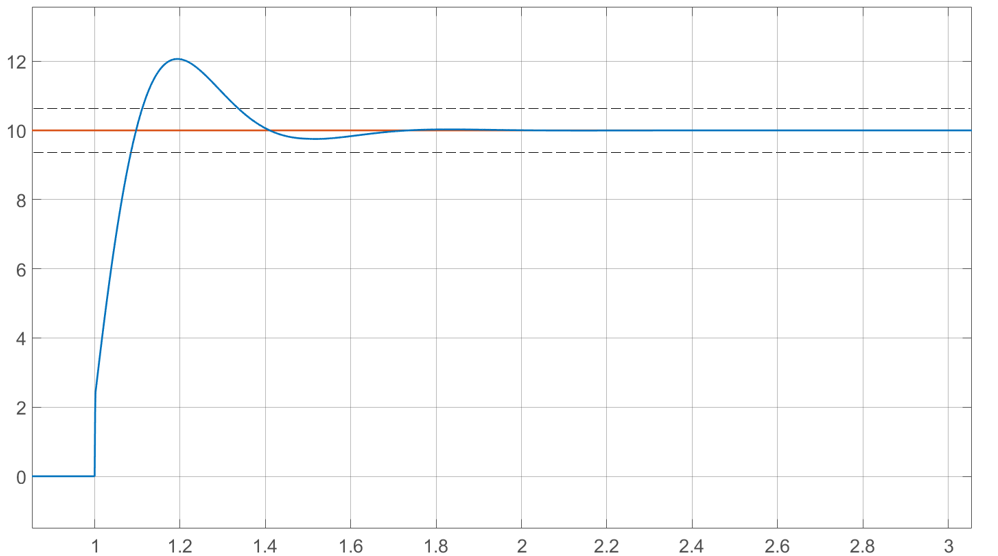


Уровень сигнала, град

Время, с

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 0.33 с, а перегулирование 20.2 %, устранившаяся ошибка же составила меньше 0.1о. Как видно время переходного процесса уменьшилось, а влияние внешнего момента значительно уменьшилось, однако перегулирование всё ещё не удовлетворяет требованиям ТЗ. Из рисунка 16 можно сделать вывод, что коэффициенты и имеют слишком большие значения.



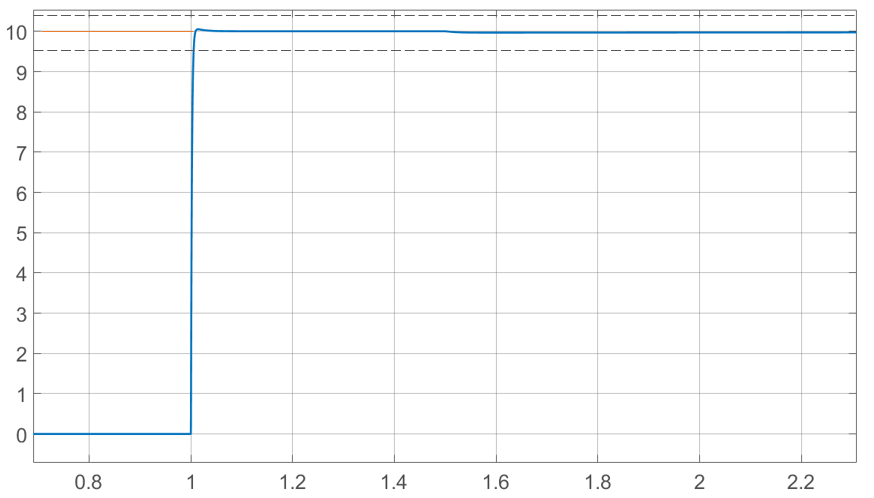
Время, с

Уровень сигнала, град

Рисунок 16 – Переходной процесс при входном ступенчатом воздействие

Проведём ручную подстройку этих коэффициентов. В результате были подобраны следующие значения: , , На рисунке 17 представлен переходной процесс при данных коэффициентах.

Время переходного процесса составило 0.05с, а перегулирование 0.5% и 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 57о по фазе. Из всего, вышеперечисленного, можно сделать вывод, что такая САУ удовлетворяет требованиям ТЗ.



Время, с

Уровень сигнала, град

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

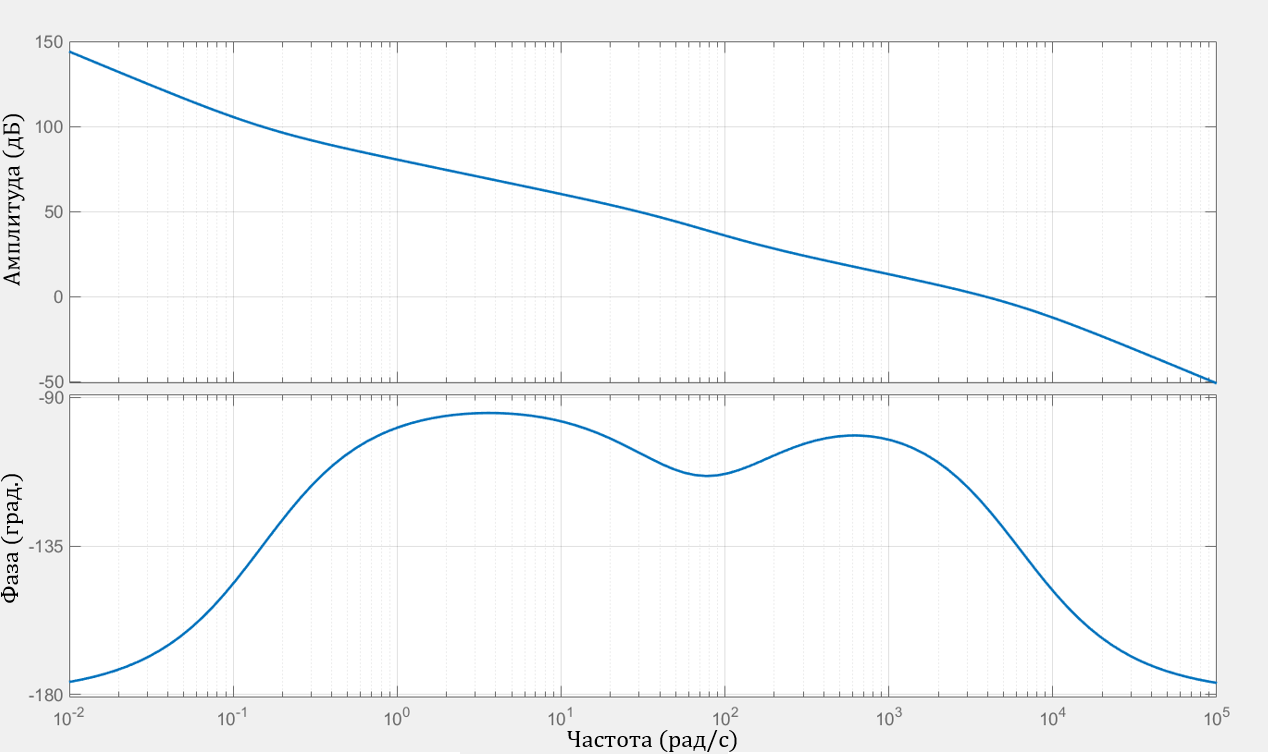


Рисунок 18 – ЛАЧХ и ЛФЧХ разомкнутой САУ с ПИД регулятором

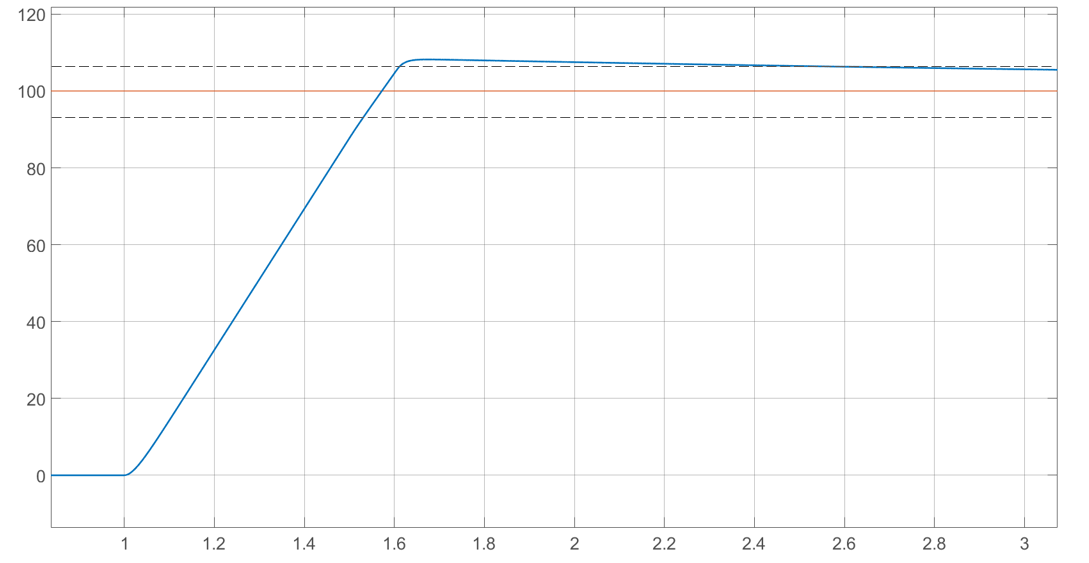
Теперь проведём приближённую проверку работоспособности системы в реальных условиях. Введём в неё следующие нелинейности: ограничение напряжения перед передаточной функцией ДПТ и параболическую нелинейность в моменте гидродинамического сопротивления в нашу систему и исследуем нелинейную САУ. Подадим на вход САУ ступенчатое воздействие аналогичное тому, что подавали выше, с тем лишь отличием, что внешний момент начинает действовать в момент времени *t* = 2 с. Однако, поскольку сейчас имеем нелинейную систему, рассмотрим две величины входного воздействия – малую, с уровнем задающего сигнала 1о, и большую, с уровнем задающего сигнала 100о. На рисунке 19.а представлен переходной процесс при малом задающем воздействие, а на 19.б при большом.

а)



Уровень сигнала, град

б)



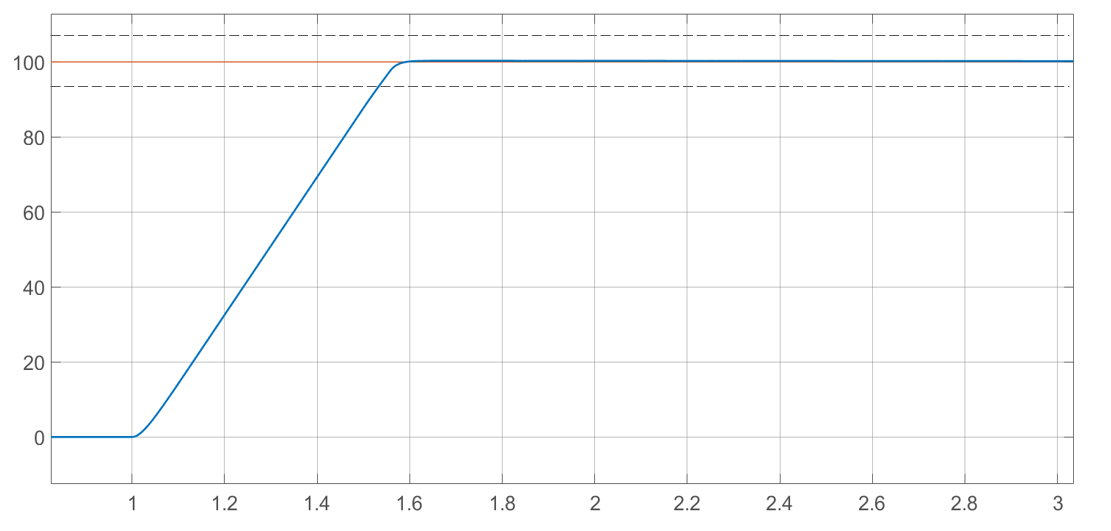
Уровень сигнала, град

Время, с

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

Как видно из рисунка 19.б при больших входных воздействиях установившийся сигнал имеет отличное от задающего значение. Ошибка в случае большого воздействия составила 4.9о, что не удовлетворяет ТЗ.

Тогда заменим обычный интегратор в ПИД регуляторе на интегратор с ограничением насыщения, задав полки ограничения насыщения -24 и 24 соответственно, что соответствует ограничению напряжения управления двигателем. Проведём повторную симуляцию. Переходные процессы приведены на рисунке 20.



б)

а)

Уровень сигнала, град

Уровень сигнала, град

Время, с

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

Как видно из рисунка 20, теперь значение установившегося сигнала ближе к задающему. При малом входном воздействие переходного процесса составило 0.02с, перегулирование 0.1% и значение ошибки выходного сигнала составило около 0.06о; при большом входном воздействие время переходного процесса составило 0.51 с, перегулирование 0.83 % и отклонение от задающего сигнала около 0.4о. Из этого можно сделать вывод, что синтезированная САУ подходит по пребываниям ТЗ. Итоговые коэффициенты ПИД регулятора составили следующие значения  , полки ограничения 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

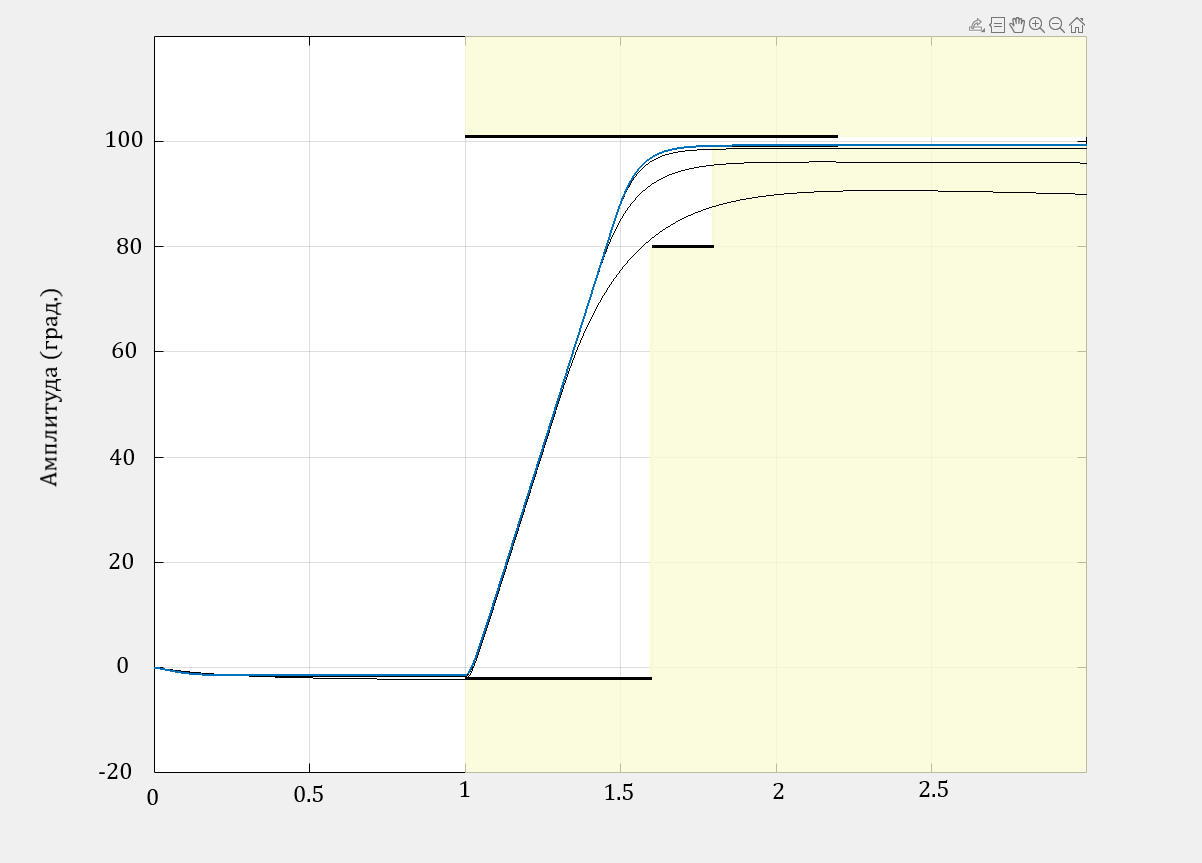
где:

– максимальная угловая скорость, развиваемая приводом;

– амплитуда сигнала, которая достигается за

Как видно из графика механической характеристики привода на рисунке 7, привод действительно может развить такие скорости при отсутствие внешнего момента *M*в, который начинает действовать на САУ с момента времени *t* = 2c. 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 100о. Начальные значения коэффициентов усиления ПИД – регулятора установим в 10. На рисунке 21 представлен результат работы данного пакета.



Время, с

Уровень сигнала, град

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

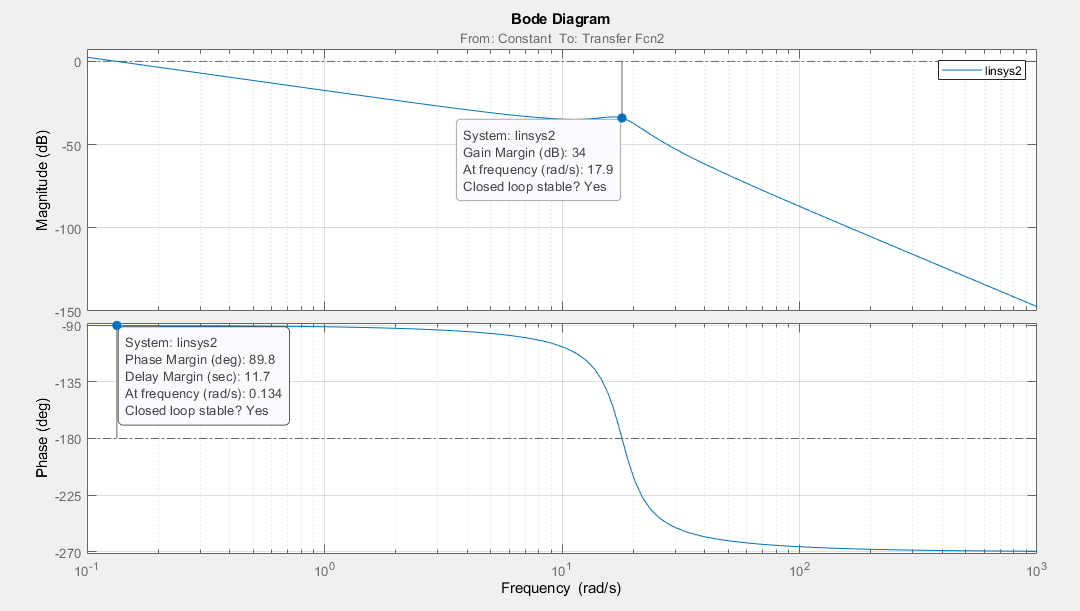
# Заключение

В рамках данной работы была спроектирована САУ приводом подводного электромеханического манипулятора и выбраны соответствующие устройства для её реализации. В качестве двигателя привода был выбран ДПТ Faulhaber 3257 024CR, в качестве механической передачи был выбран планетарный редуктор Faulhaber 3257 42GPT. Для организации обратной связи был использован потенциометрический датчик угла PRS-65-A502. В результате синтеза САУ была получена система с ПИД – регулятором с коэффициентами усиления в соответствующих ветвях , также в интегратор было установлено насыщение с ограничением с полками, соответствующими напряжению управления двигателя, -24 и 24. Спроектированная САУ соответствует всем требованиям, указанным в ТЗ.

# Список литературы

1) Проектирование движительных комплексов подводных аппаратов М. : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана / В. В. Вельтищев, 2019 – 167 с.

2) Теория систем управления.: М., МГГУ / Л. Д. Певзнер. под ред.   
 Сытдыковой А. Н. , 2002 – 235 с.



Для проведем исследования имеющейся математической модели найдём её передаточную функцию, для этого проведём структурные преобразования имеющейся структурной схемы. Их результаты приведены на рисунке 10.

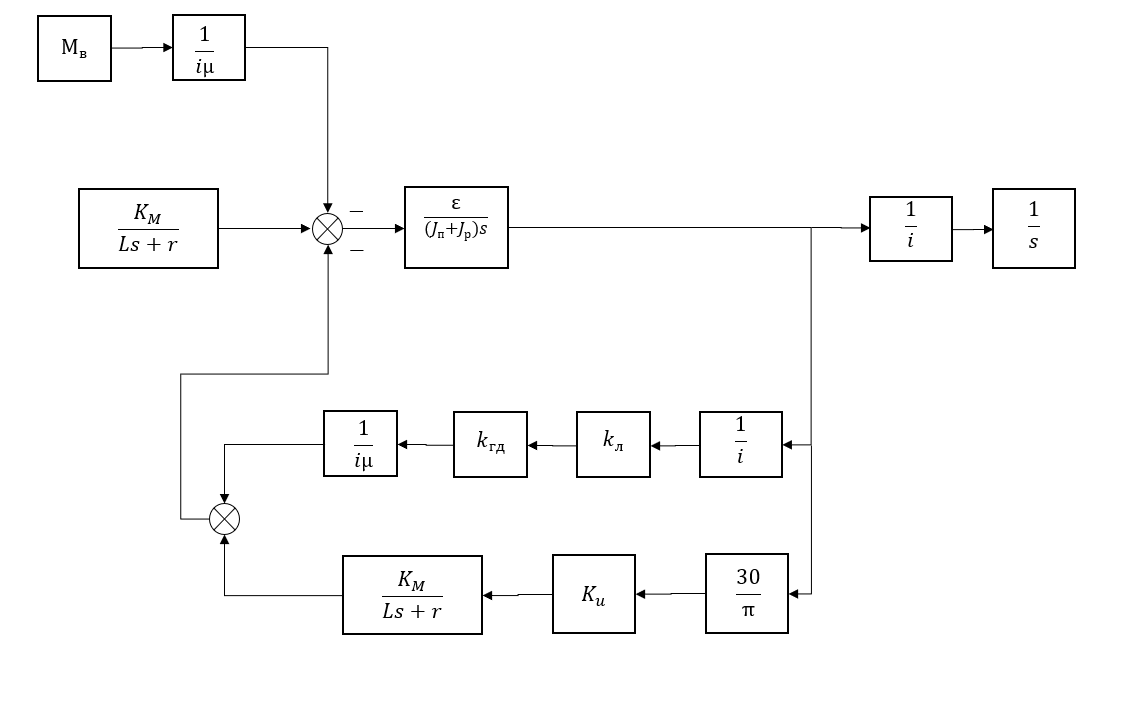
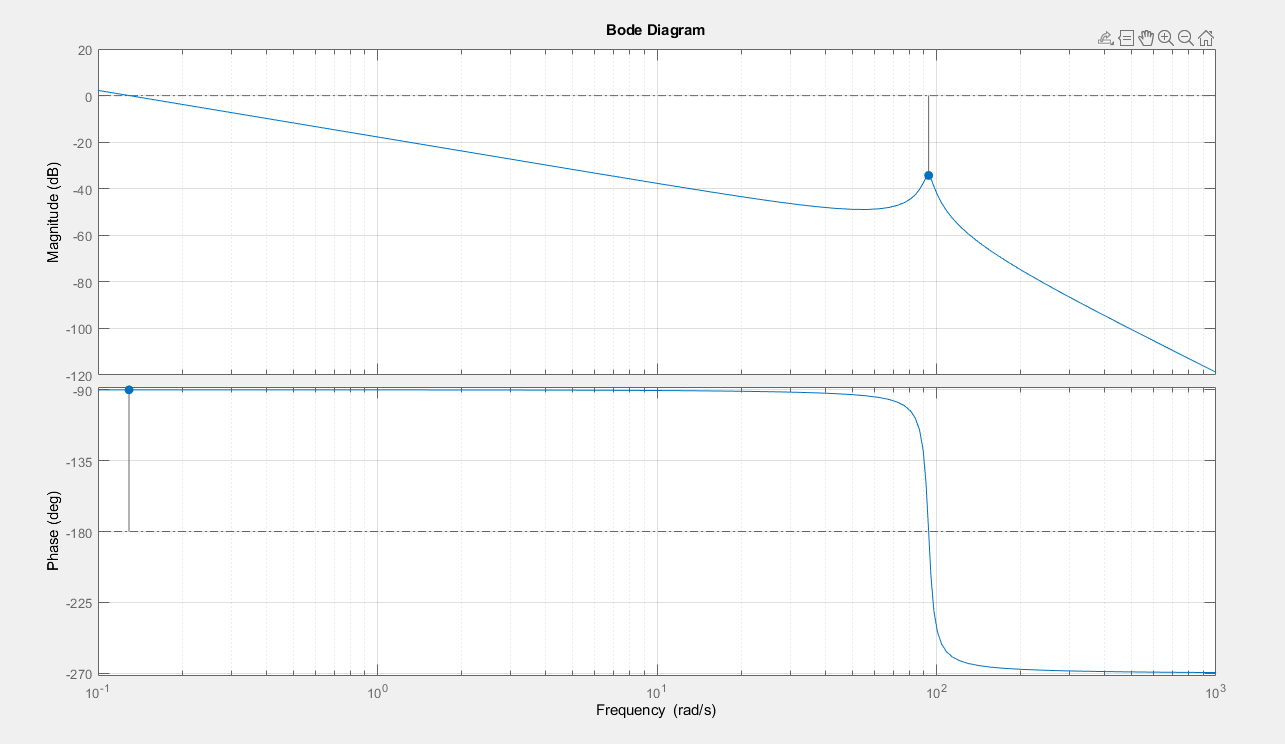
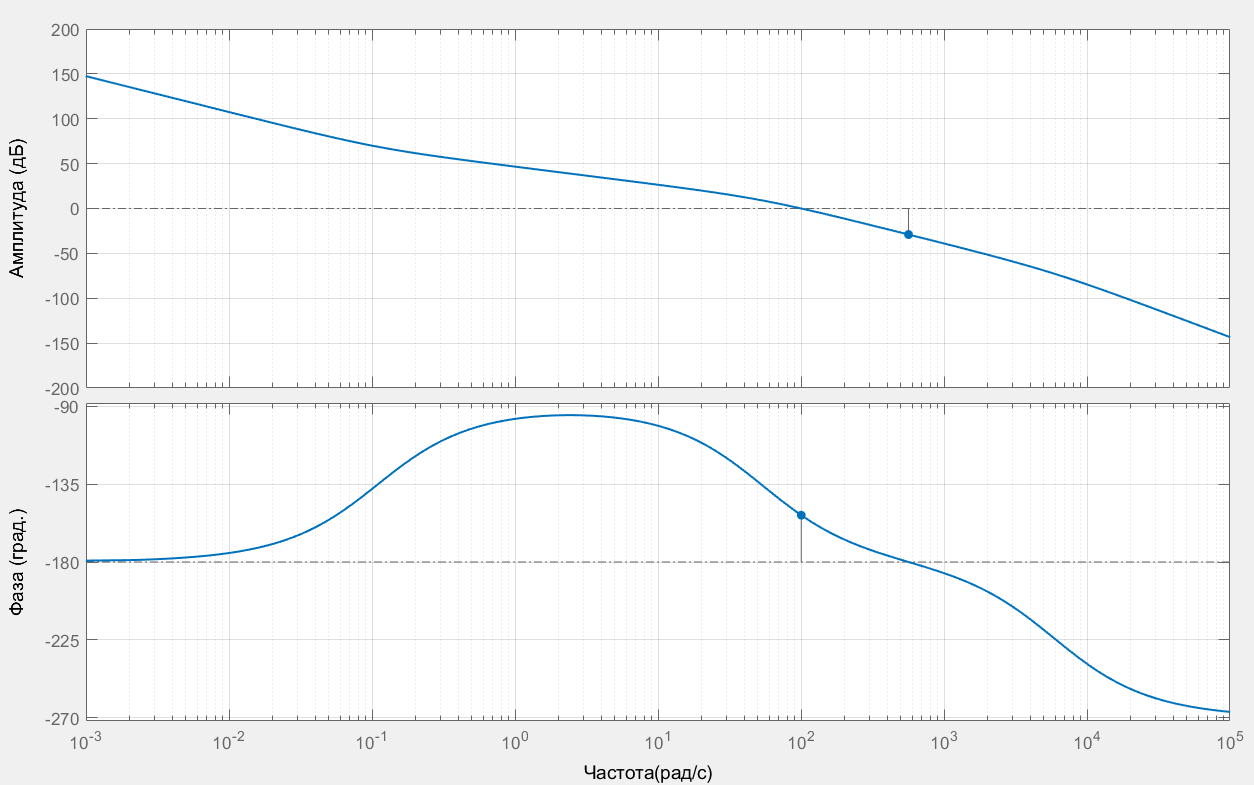


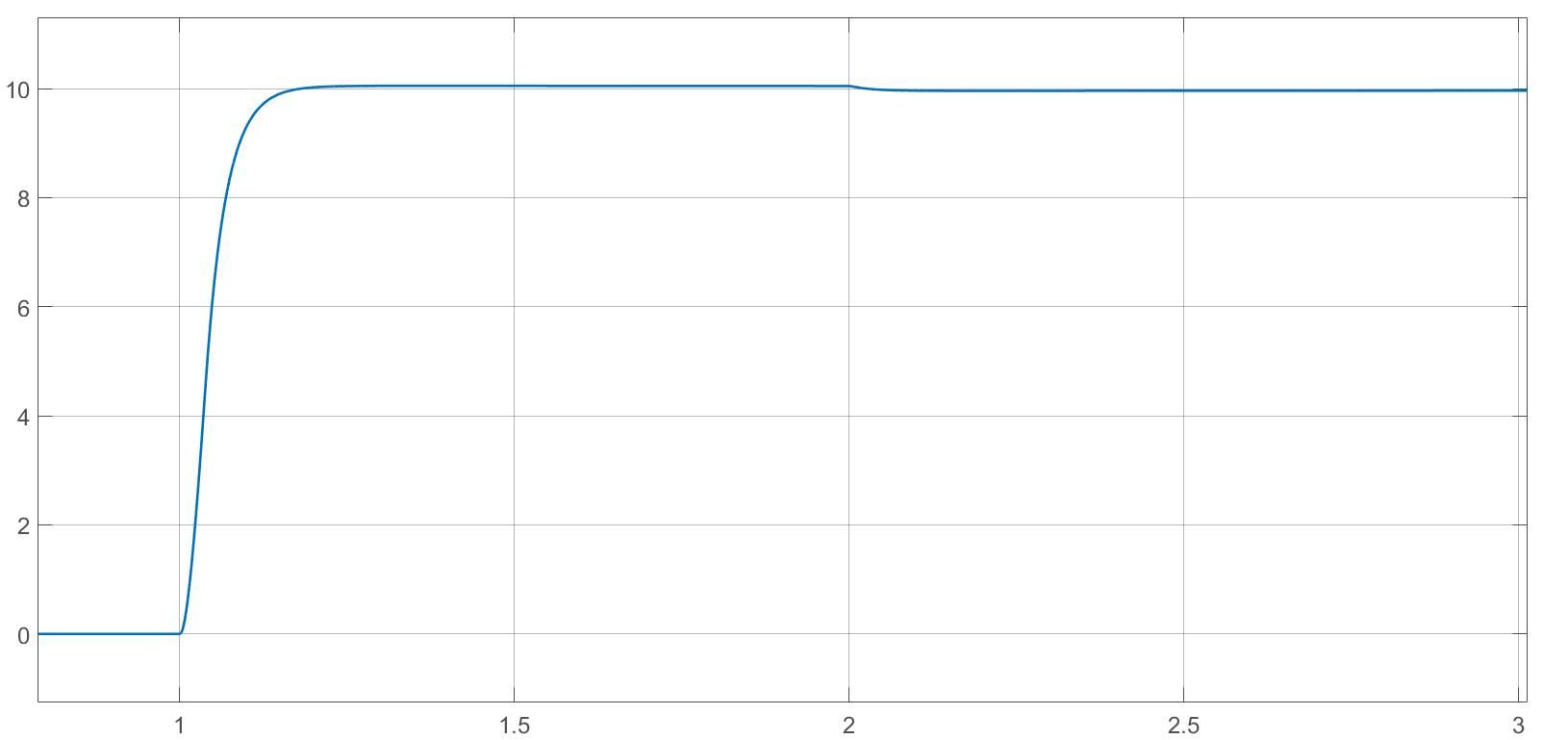
Рисунок 10 – Преобразованная математическая модель привода.

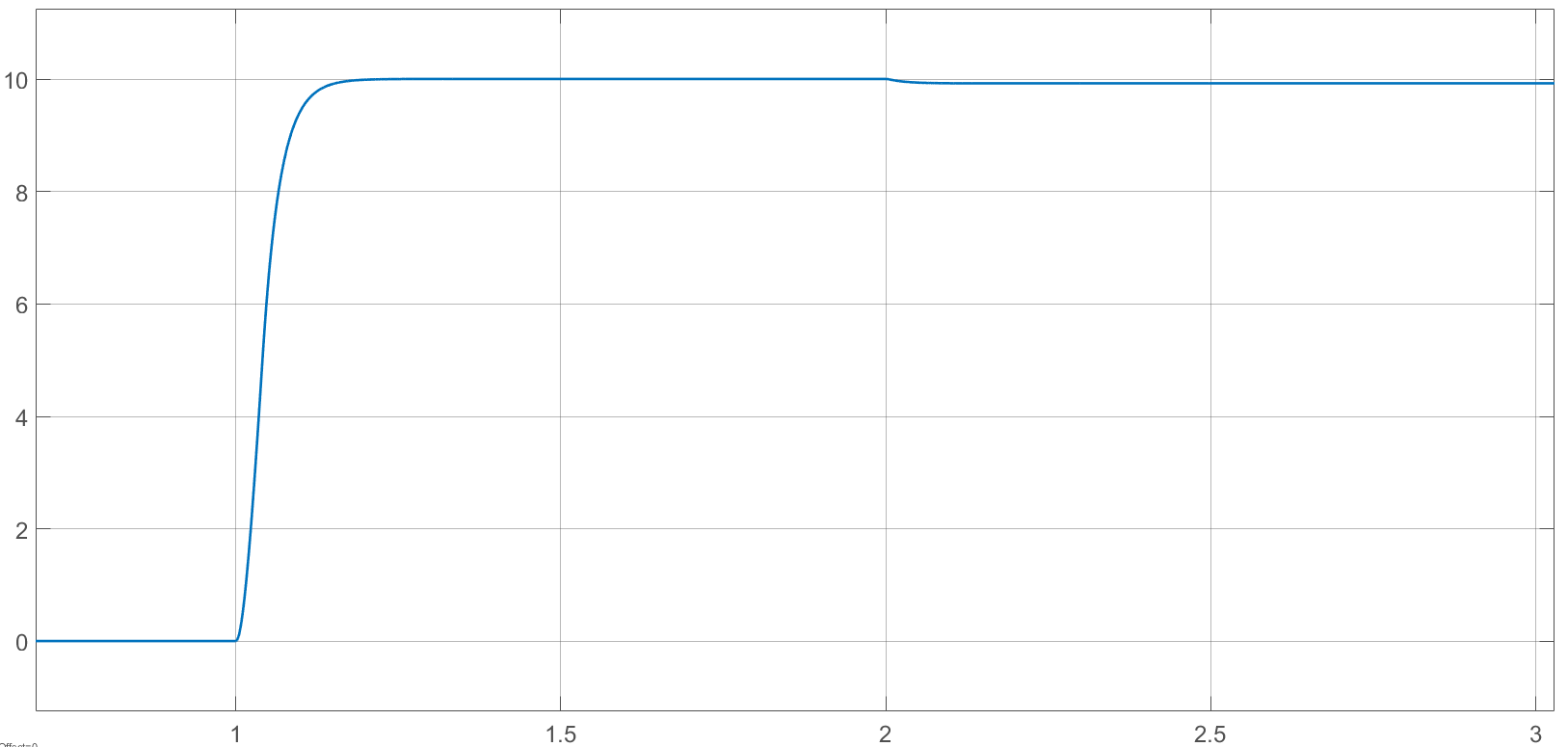
Согласно структурной схеме на рисунке 10 получим передаточную функцию системы

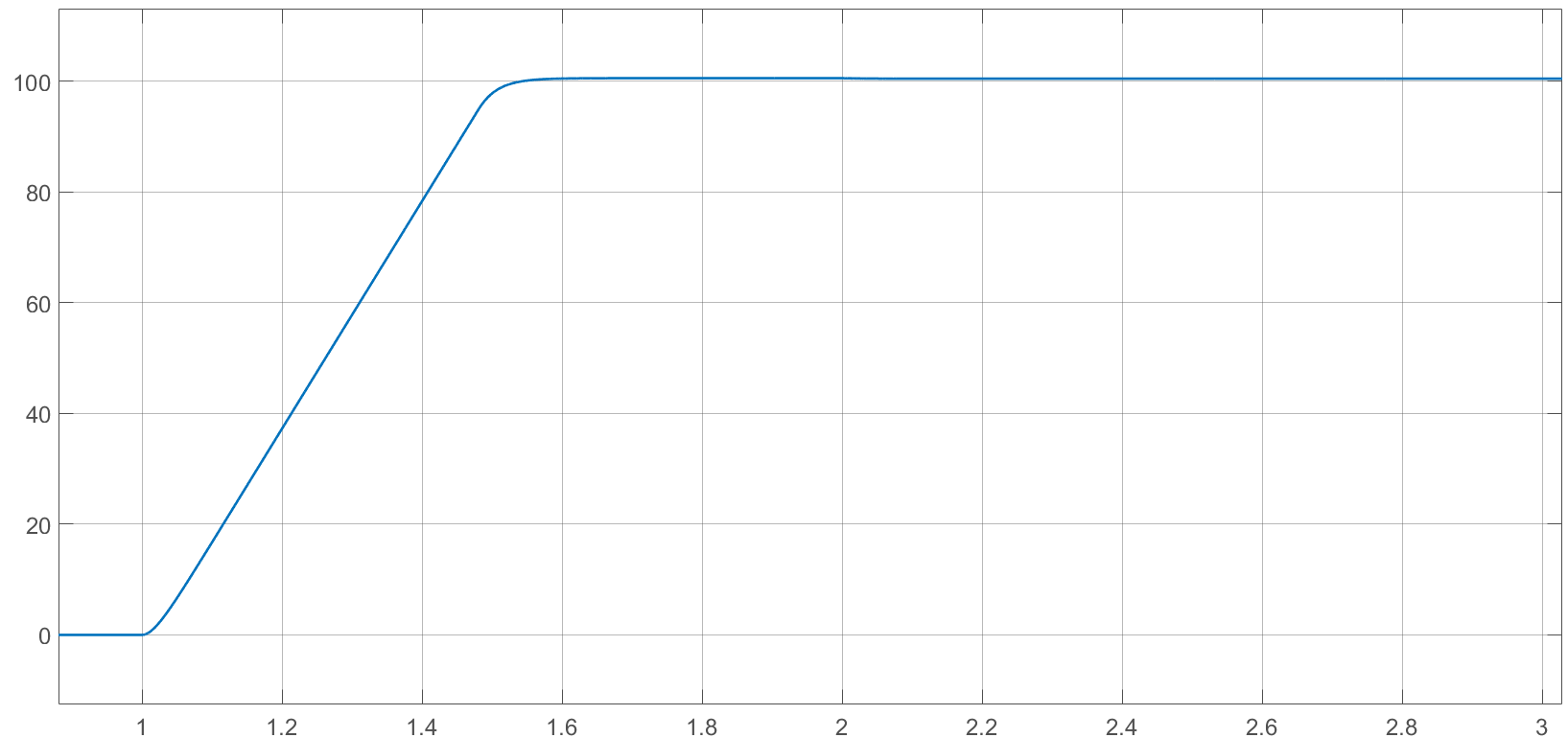
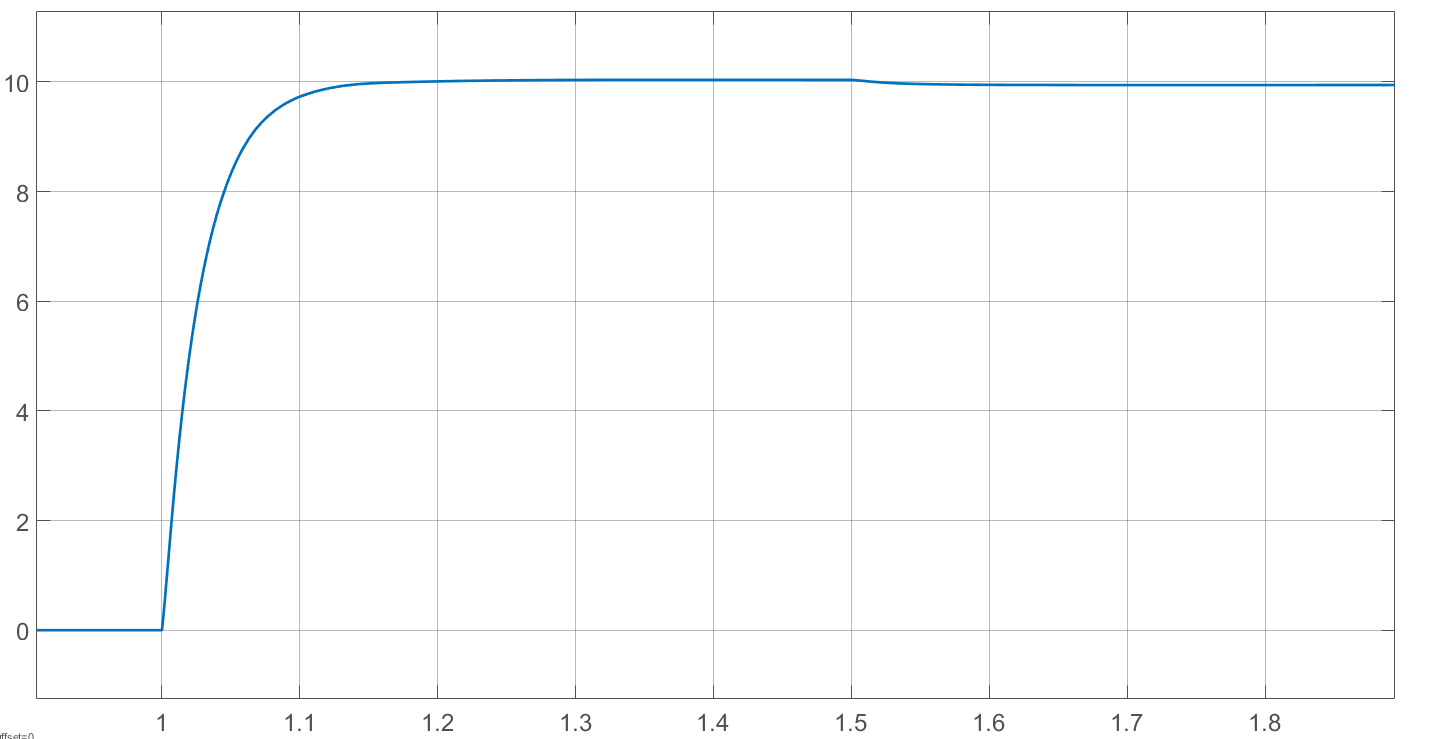
Ниже, на рисунке 11 приведены ЛФЧХ (логарифмическая фазовая частотная характеристика) и ЛАЧХ (логарифмическая амплитудная частотная характеристика). 

Как видно из рисунка 11, мы имеем запас устойчивости по коэффициенту усиления 34 дБ и по фазе 90. Введём П (пропорциональный) регулятор с коэффициентом усиления . Это не выведет нашу систему в неустойчивое состояние, но позволит нам оценить качество переходного процесса. Из рисунка 12 видно, что замкнутая система удовлетворяет требованиям по перерегулированию, но не по времени переходного процесса. Мы не можем оценить точность системы так как данная САУ не учитывает внешний статический момент . Для него проведём отдельную симуляцию.







Время, с

Амплитуда сигнала, град

Настраивать ПИД регулятор будем в соответствии с алгоритмом Циглера – Николса, который подробно описан в [2]. Стоит отметить, что главным недостатком данного метода синтеза является то, что он не учитывает требования по запасам устойчивости, учитываю только требования к переходным процессам. Установим в 0 коэффициенты усиления интегрального *Ki* и дифференциального *Kd* регуляторов и будем увеличивать коэффициент усиления *Kp* пропорционального регулятора до тех пор, пока САУ не выйдет на границу устойчивости. При коэффициенте *Kp* = 39998 можно наблюдать устойчивый колебательный переходной процесс с периодом *Тu* = 0.013с (рисунок 15).

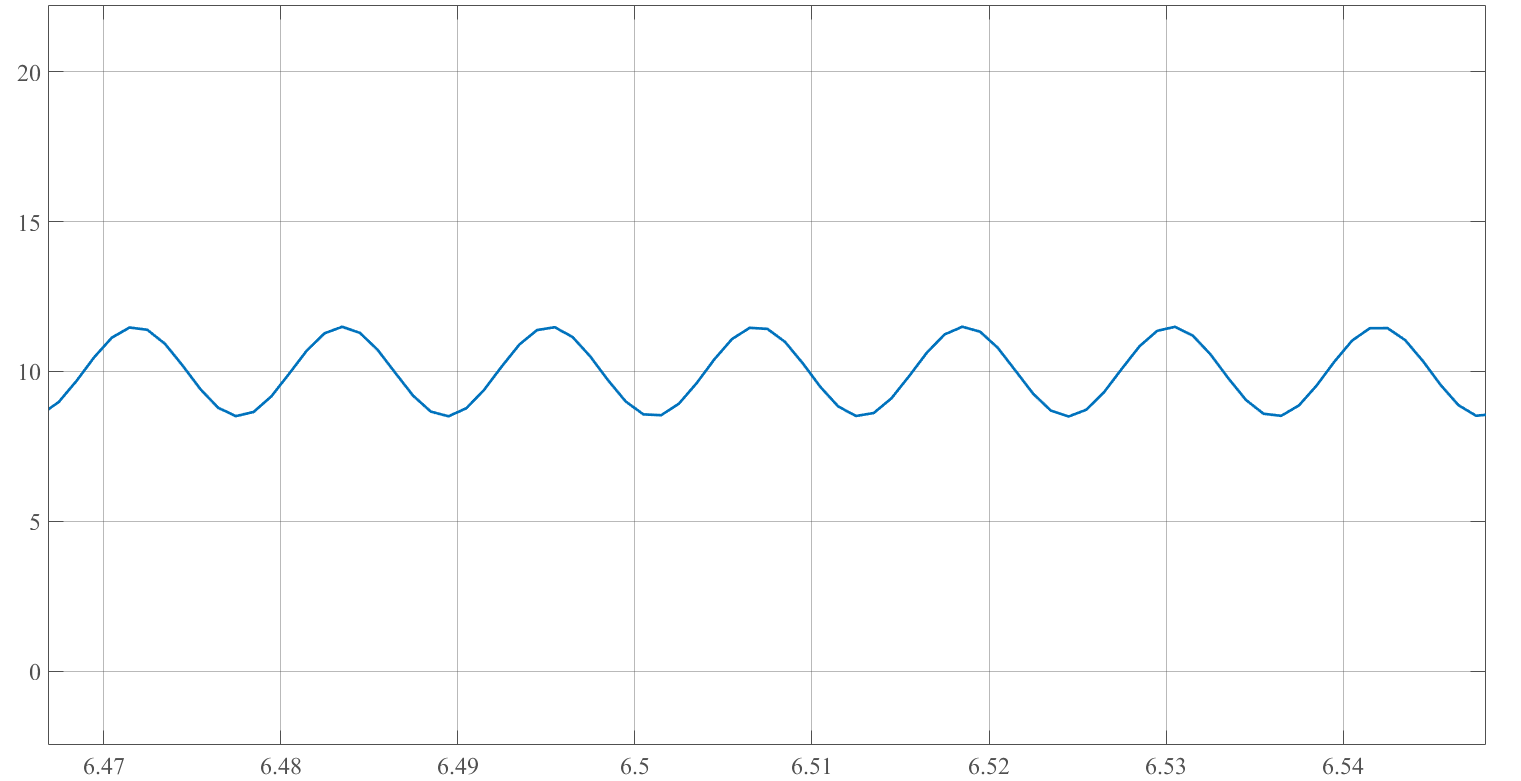
Следующим шагом рассчитаем коэффициенты ПИД регулятора в соответствие со следующими формулами

, (32)

(33)

(34)

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



Уровень сигнала, град

Время, с

Рисунок 15 – Переходной процесс САУ, находящейся на границе устойчивости

