# Список сокращений

ТНПА – телеуправляемый подводный аппарат;

ДПТ – двигатель постоянного тока;

СУ – система управления;

ЛФЧХ – логарифмическая фазовая частотная характеристика;

ЛАЧХ – логарифмическая амплитудная частотная характеристика;

# 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).

# 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.

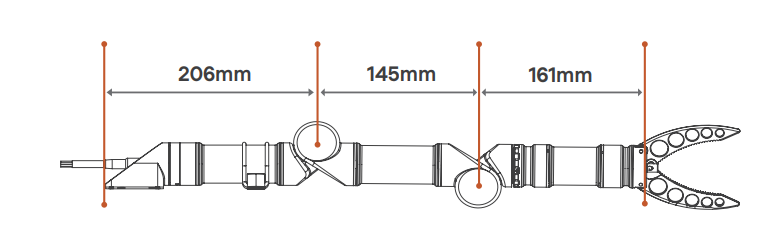
В качестве примера готового изделия можно привести электромеханический манипулятор Alpha 4 от компании BlueprintLab. Основываясь на его габаритах будет строиться модель для определения значений некоторых необходимых для расчётов параметров. Он представлен на рисунке 1.

Рисунок 1 – Схема электромеханического манипулятора BlueprintLab Alpha 4

# 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 полное 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. Поскольку на привода нашего манипулятор из таких сил будет действовать только сила тяжести, а её влияние мы будем учитывать в оценке внешнего статического момента, то отбросим эту составляющую момента нагрузки. Провести расчёт присоединённых масс и момента сухого трения в механических узлах манипулятора представляется трудоёмкой задачей, однако 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 не окажет значительного влияния на момент нагрузки из-за низкой скорости набегающих на манипулятор потоков воды.

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. Для её построения необходимо определить численные значения параметров , , .

### 2.1.1. Определение внешнего статического момента

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.

Тогда получим = 9 Нм.

### 2.1.2. Определение коэффициента гидродинамического сопротивления

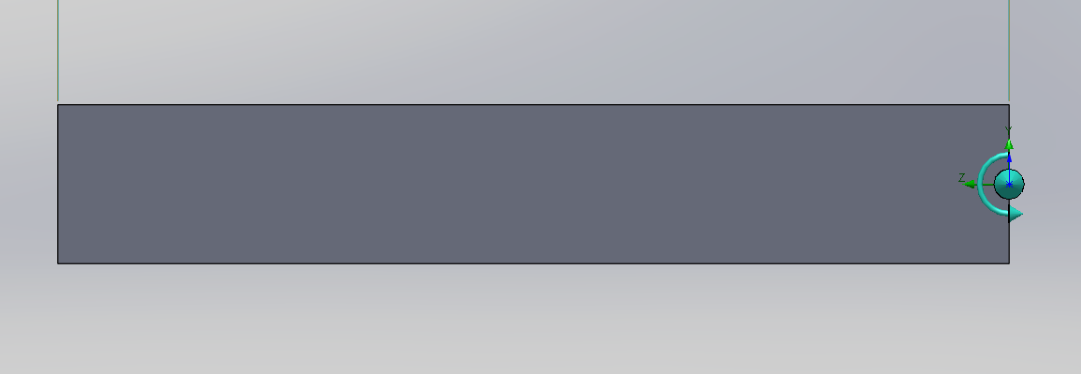
Определять численное значение данного коэффициента будем с помощью пакета SolidWorks Flow Simulation. Для начала проведем верификацию расчётов в данном пакете. Проведем в нём расчёт момента гидродинамического сопротивления для бруска квадратного сечения 40x40мм и длиной 300 мм. Будем вращать рисунок относительно оси, проходящей через его торец, с угловой скоростью = 2 рад/с, как это показано на рисунке 2.

Рисунок 2 – Брусок в пакете SolidWorks Flow Simulation

Получим следующее значение момента = 0.255 Нм.

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

, (4)

где:

– коэффициент гидродинамического сопротивления, = 1,6;

– 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 Нм.

Видно, что значения Нм и = 0.255 Нм, 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 2.а и 2.б представлена данная модель с разных ракурсов.

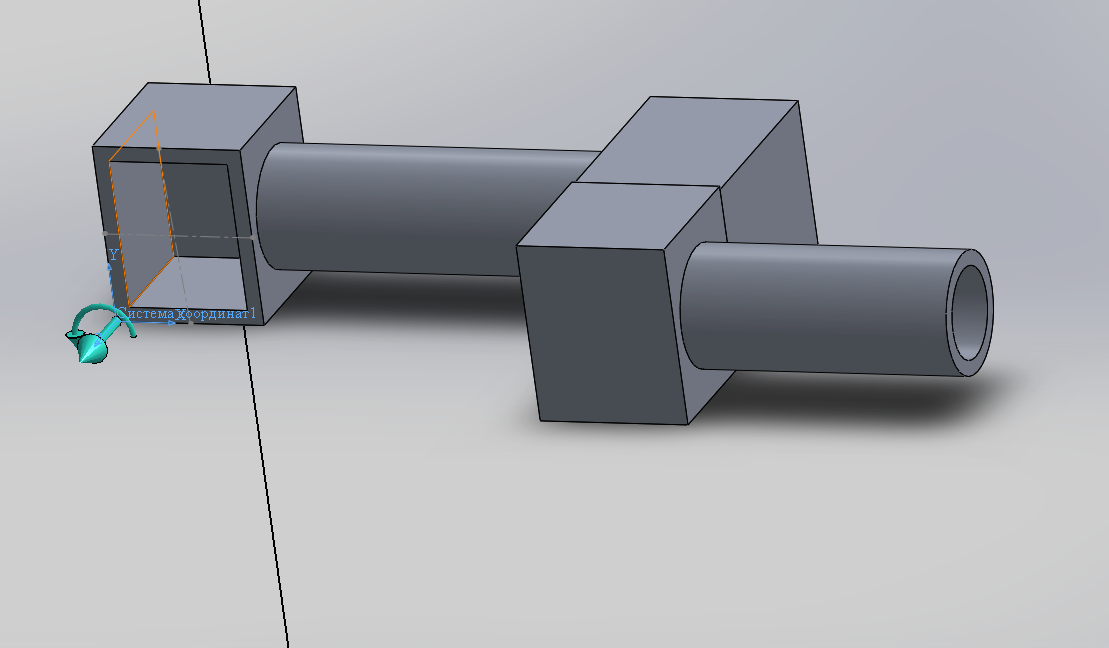


Рисунок 3.а – Модель вращающихся частей манипулятора

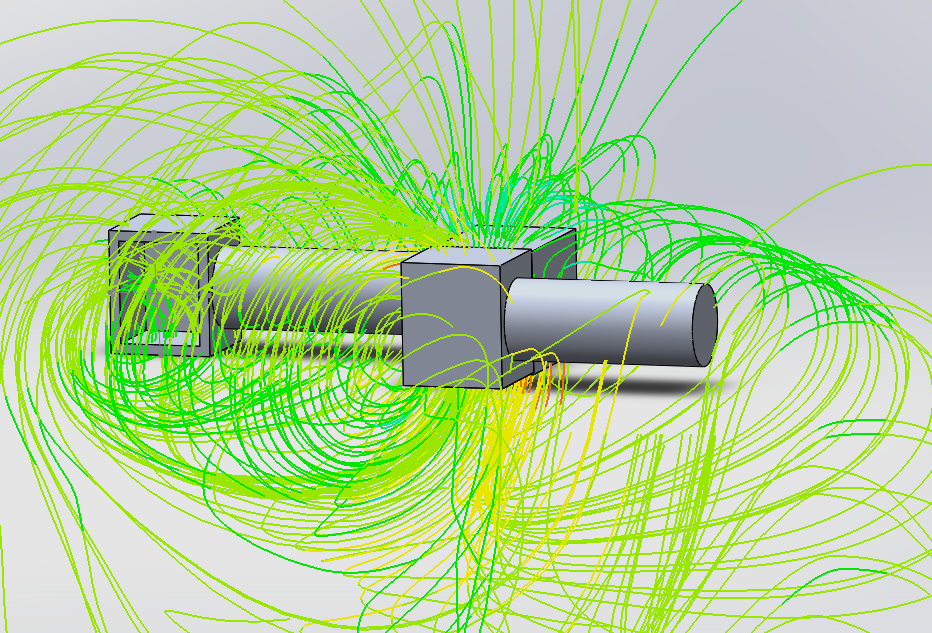


Рисунок 3.б – Траектории обтекания вращающихся частей манипулятора частицами воды при расчёте

Результаты данных расчетов представлены в виде графика на рисунке 4. На рисунке 4 мы можем видеть, квадратичную зависимость гидродинамического момента сопротивления от скорости вращения гидропривода. Это согласуется с формулой гидродинамического момента сопротивления

, (7)

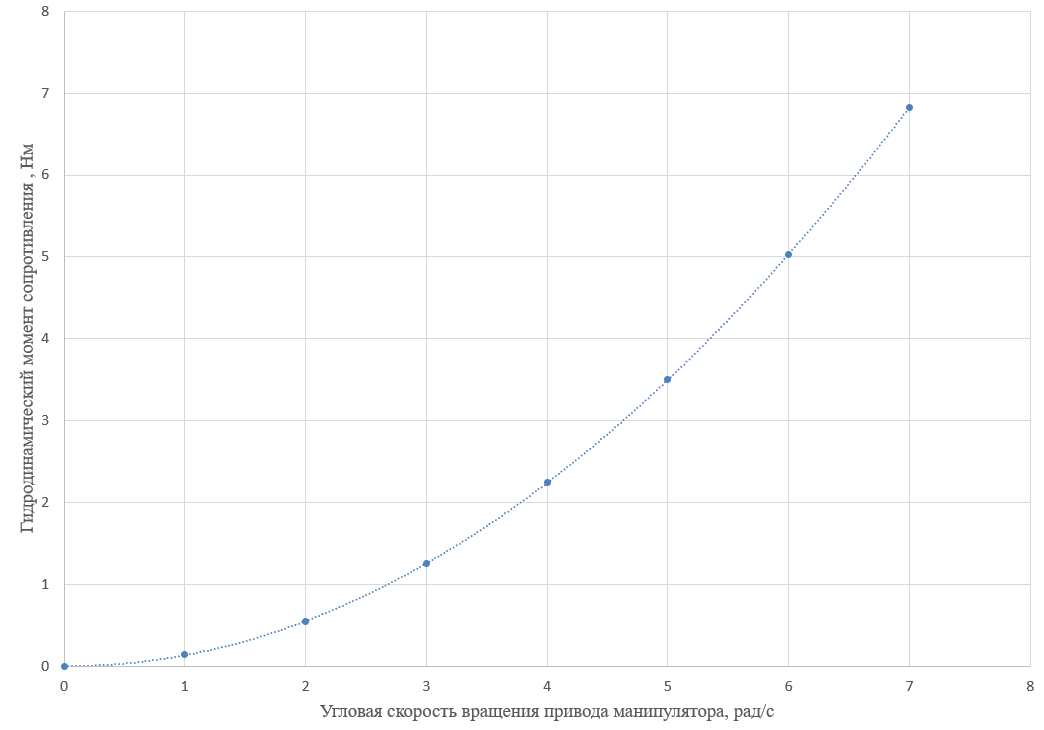
что ещё раз показывать достоверность расчётов, проведённых в пакете SolidWorks Flow Simulation.

Рисунок 4 – График зависимости гидродинамического момента сопротивления от угловой скорости вращения привода манипулятора

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

, (8)

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.

### 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

### 2.1.4. Построение нагрузочной характеристики привода

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

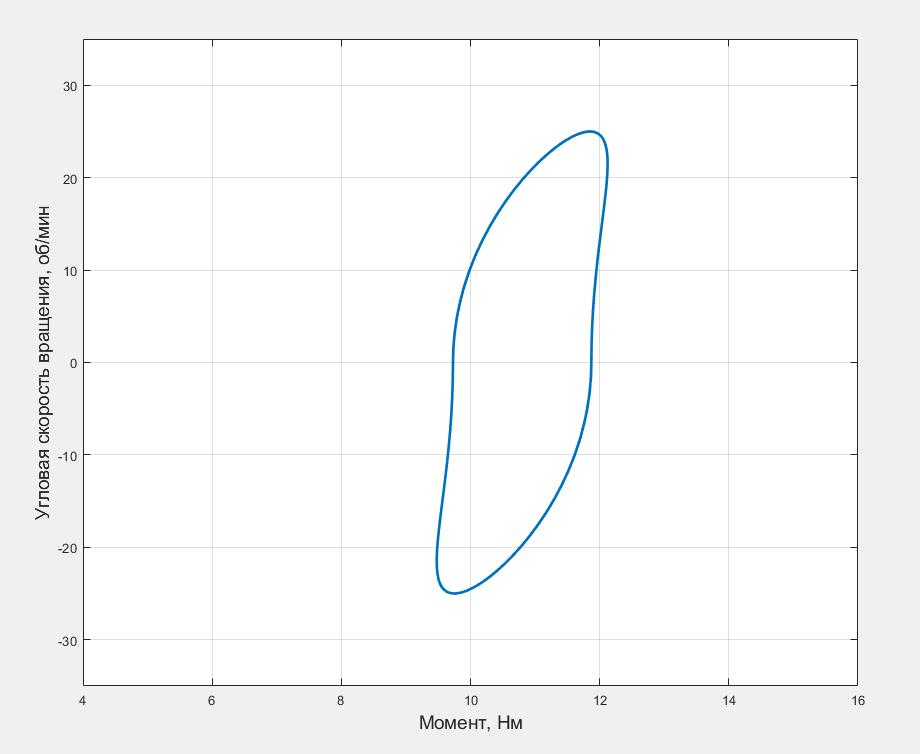
Построим нагрузочную характеристику привода по выражению (14) в среде разработки Matlab. Результат представлен на рисунке 5. 

Рисунок 5 – Нагрузочная характеристика первого привода подводного электромеханического манипулятора

Из графика на рисунке 5 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 Нм.

## 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

, (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 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 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 6 показаны графики нагрузочной и механической характеристики.

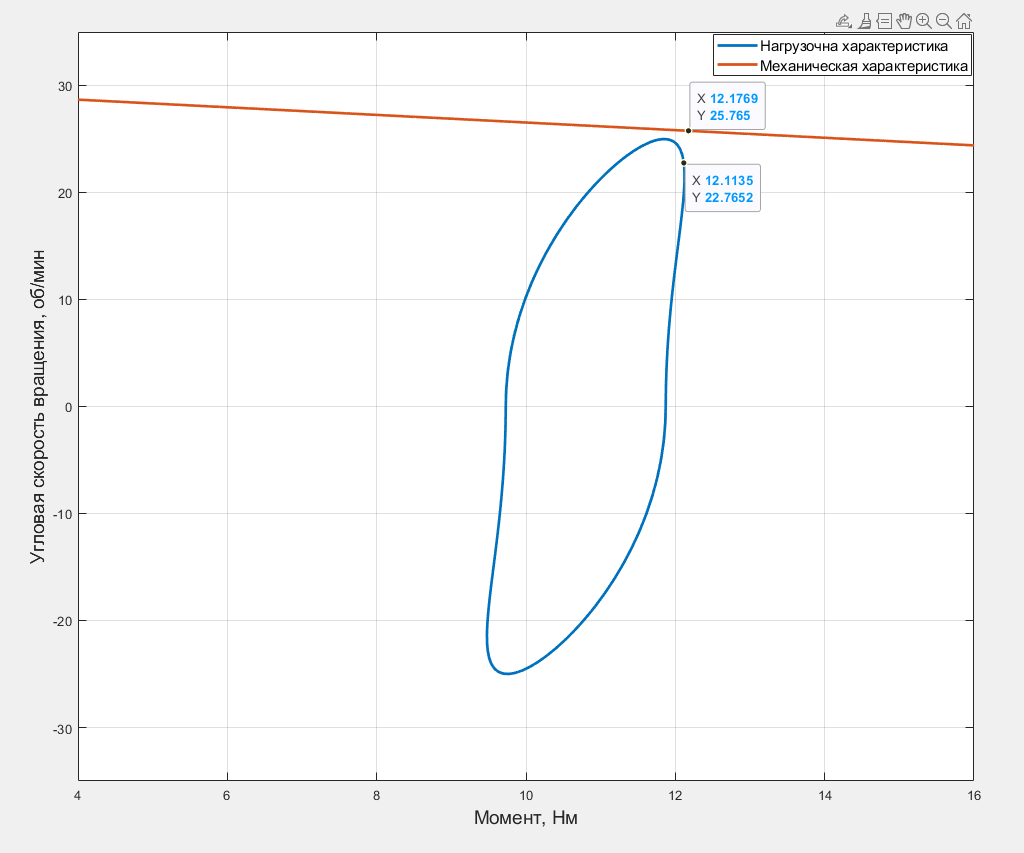


Рисунок 6 – Механическая и нагрузочная характеристика привода

Как видно из рисунка 6 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 6. 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 7, полученные значения близки к номинальным режиму работы двигателя и входят в режим продолжительной работы. Исходя из этого, можно сделать вывод, что двигатель выбран верно.

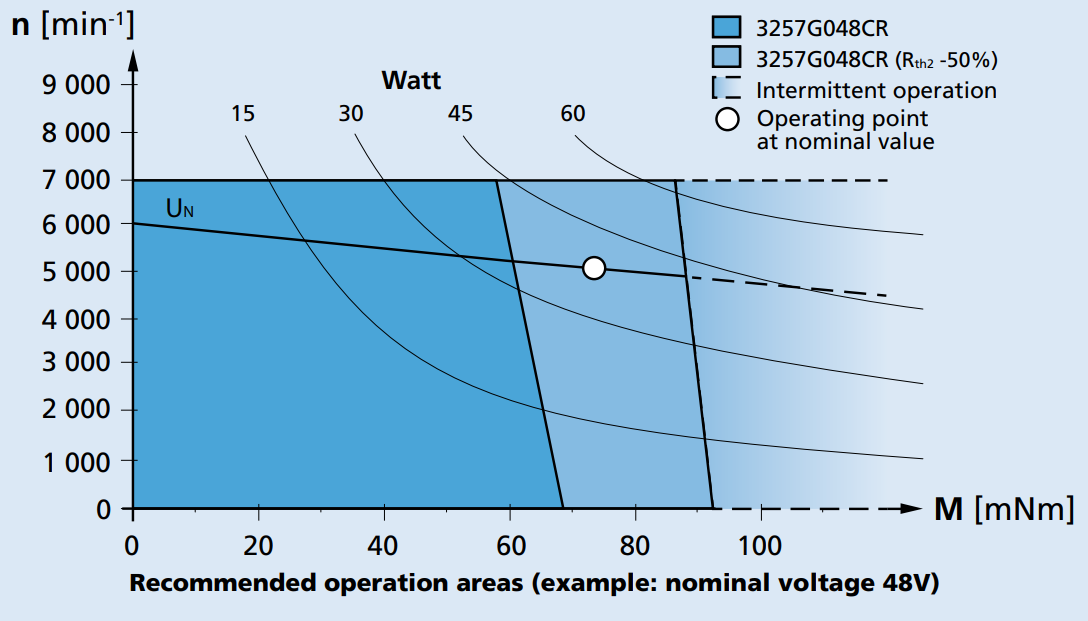


Рисунок 7 – Рабочие диапазоны двигателя рабочие диапазоны двигателя Faulhaber 3257 024CR

# 3. Составление математической системы управления

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

, (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 8.

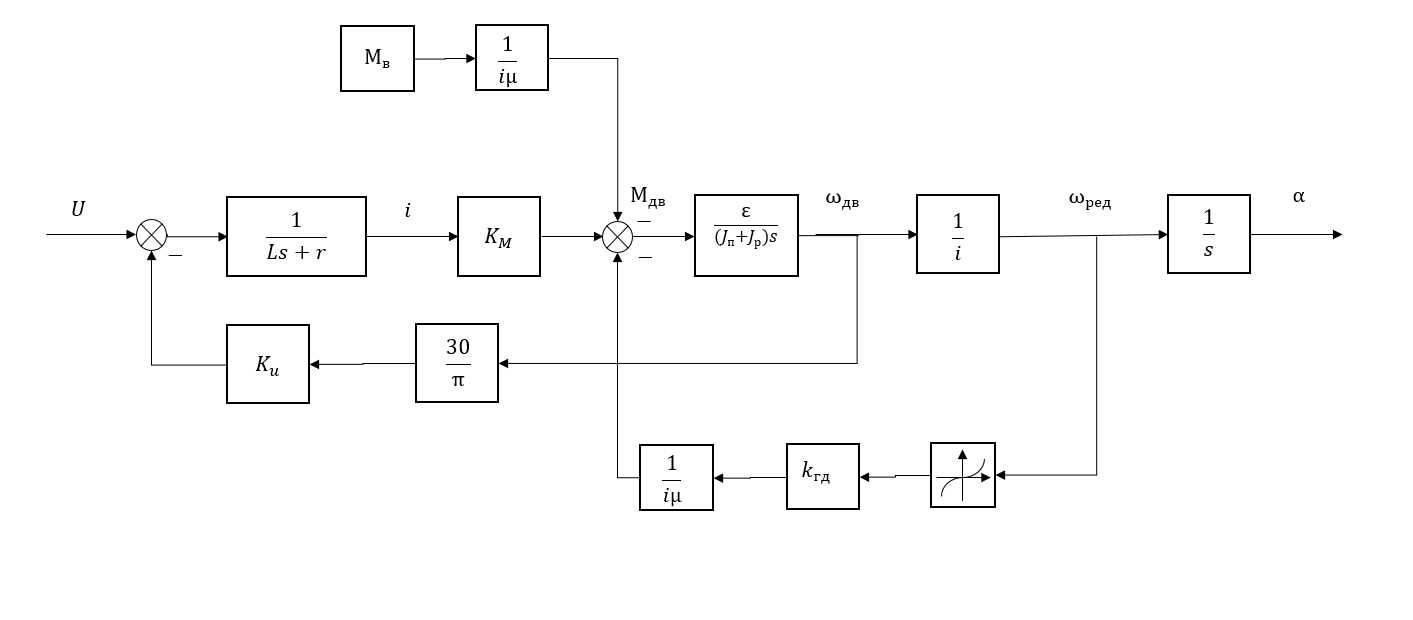


Рисунок 8 – Структурная схема нелинейной математической модели привода

## 3.1 Линеаризация математической модели

Наша нелинейность имеет следующий вид

,

видно, что эта функция является нечётной функция, а значит для её аппроксимации целесообразно использовать 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 9 представлен результат аппроксимации параболической нелинейности.

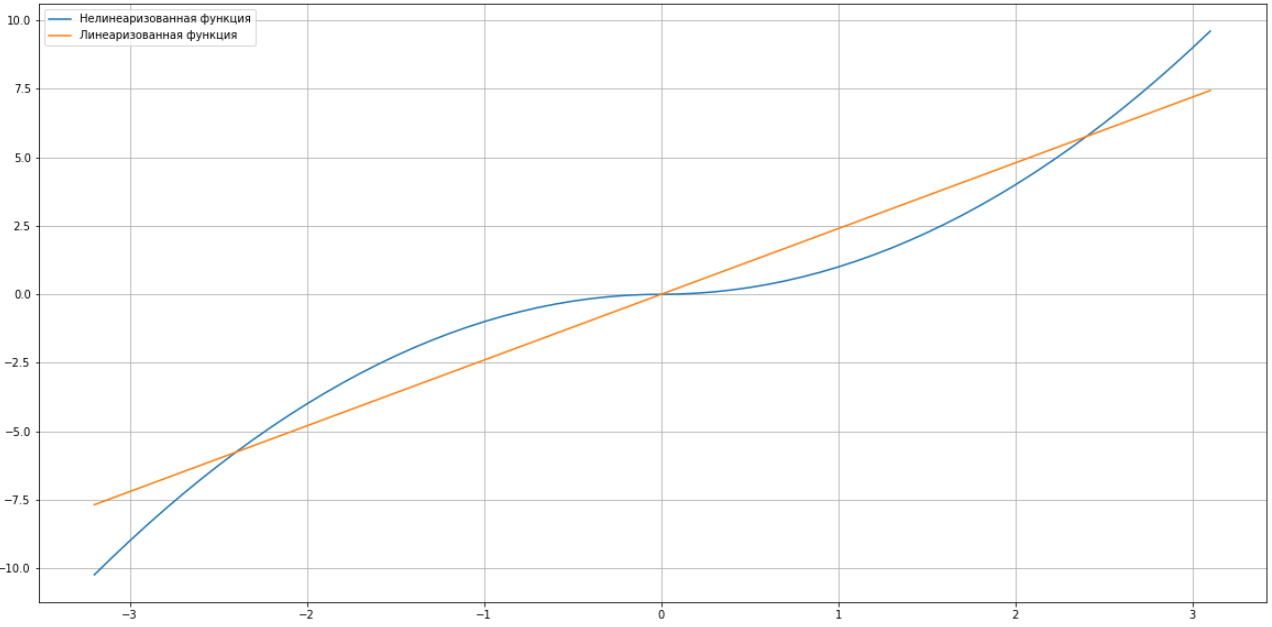
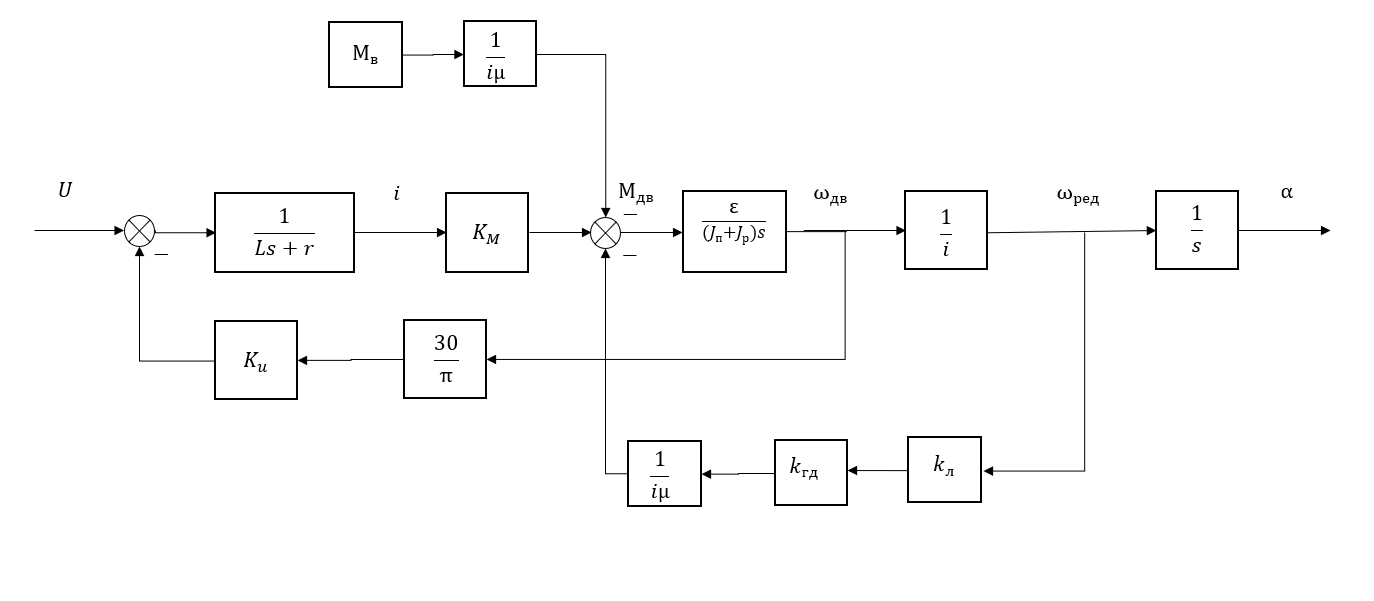
**

Рисунок 9 – Результат аппроксимации параболической нелинейности

Структурная схема линеаризованной математической модели привода с учетом выражения (30) представлена на рисунке 10.

 Рисунок 10 – Блок схема линеаризованной математической модели привода

Теперь добавим в нашу систему абсолютный датчик поворота угла. Представим его передаточную функцию в виде коэффициента усиления к = 1 НАПИСАТЬ ЧТО – ТО ПРО ДАТЧИК УГАЛ

# 4. Синтез СУ 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 — это высокие показатели точности положения выходного звена и, как следствие, низкие значения дерегулирования Требования к нашей СУ следующие:

* значение установившейся ошибки 1о;
* значение перерегулирования 2%;
* время переходного процесса 2c.

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

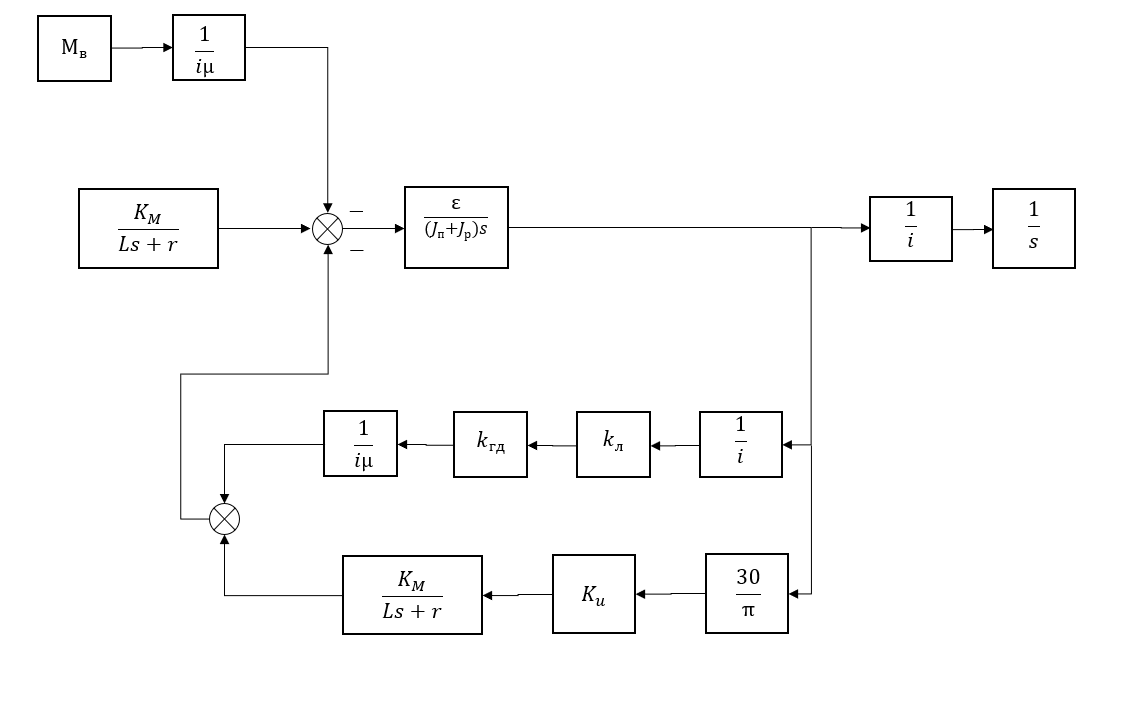
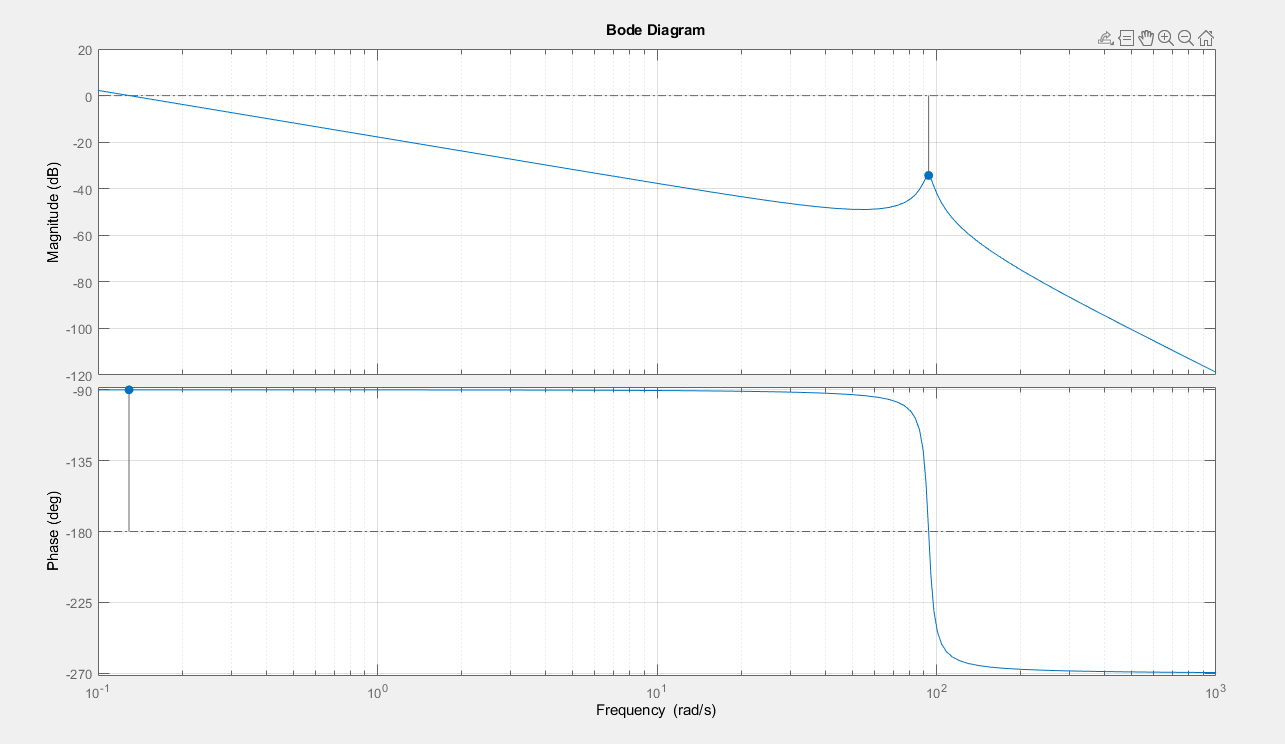


Рисунок 10 – Преобразованная математическая модель привода.

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.

Построим ЛФЧХ И ЛАЧХ нашей математической модели, они приведены на рисунке . Как видно, по логарифмическому критерию Найквиста, замкнутая система устойчива с запасами 93 дБ по коэффициенту усиления и 89о по фазе.

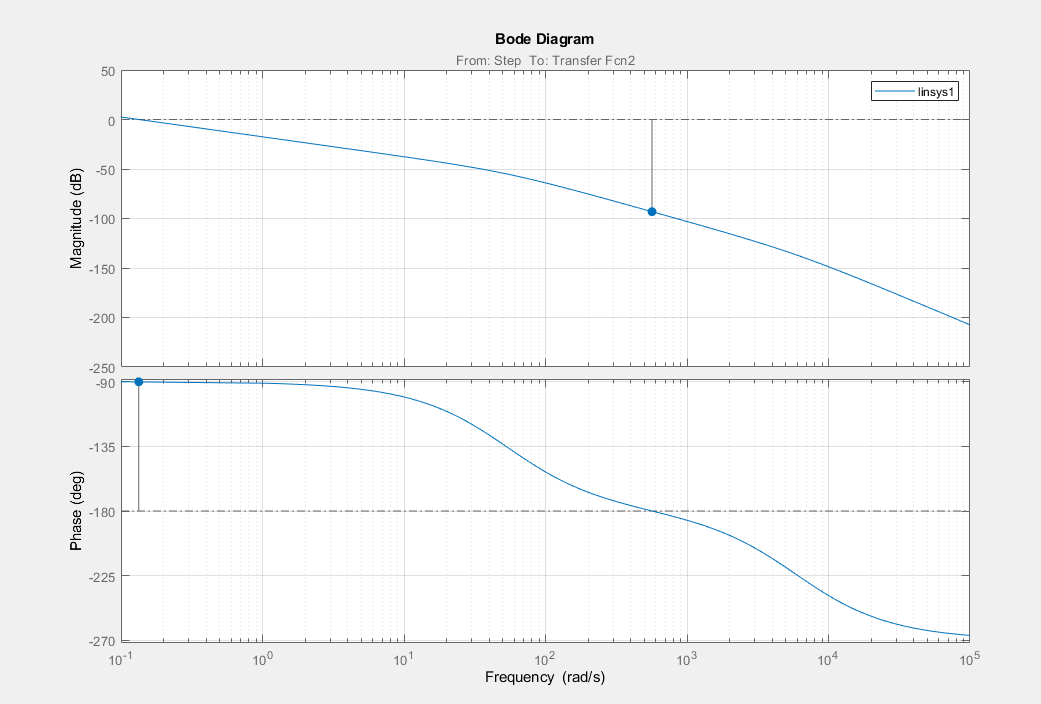
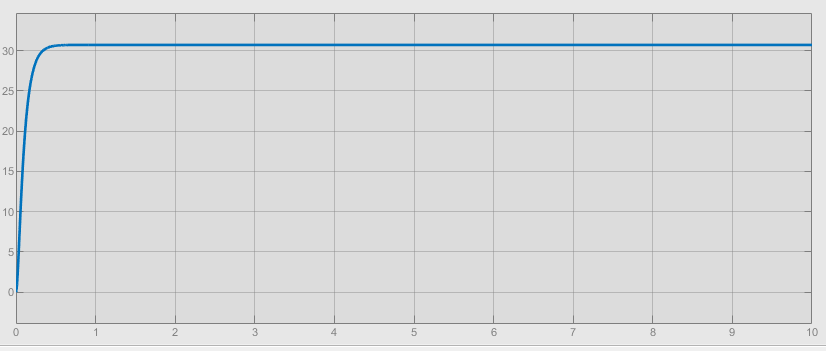


Рисунок – ЛАЧХ и ЛФЧХ математической модели

Тогда введём П регулятор и замкнём нашу систему с коэффициентом усиления *Kp* = 70 . На рисунке представлен переходной процесс при ступенчатом воздействии с входным значением 40о, как видно присутствует значительная статическая ошибка, вызванная внешним моментом.

Видно, что П регулятор не подходит, тогда введём ПИД регулятор. Структурная схема с ПИД регулятором приведена на рисунке . Настраивать ПИД регулятор будем в соответствии с алгоритмом Циглера – Николса , который подробно описан в [1]. Выведем САУ на границу устойчивости.

# Список литературы

1) Теория систем управления / Л. Д. Певзнер.

