

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЗАПОРІЗЬКА ДЕРЖАВНА ІНЖЕНЕРНА АКАДЕМІЯ

ФАКУЛЬТЕТ \_\_\_\_\_ Металургійний \_\_\_\_\_  
(назва)

КАФЕДРА \_\_\_\_\_ Металургійного обладнання \_\_\_\_\_  
(назва)

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА**

на тему:

«Дослідження і удосконалення приводу агломераційної машини АК-75»

Спеціальність \_\_\_\_\_ Металургійне обладнання \_\_\_\_\_  
(найменування)

Виконавець \_\_\_\_\_ Понедельнік М.Ю. \_\_\_\_\_  
(підпис) (прізвище, ініціали)

Керівник роботи \_\_\_\_\_ зав.каф., проф. Малишев Г.П. \_\_\_\_\_  
(прізвище, ініціали, посада, науковий ступінь, вчене звання)

Розглянуто на засідання кафедри

\_\_\_\_\_ Металургійного обладнання \_\_\_\_\_  
(найменування кафедри)

Рекомендовано до захисту в ДЕК

Протокол № \_\_\_\_\_ від \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Малишев Г.П. \_\_\_\_\_  
(підпис) (прізвище, ініціали)

Запоріжжя  
2016 р.

## РЕФЕРАТ

Магістерська робота складається з графічної частини, яка містить 10 креслень формату А1 та двох плакатів формату А1; пояснювальна записка містить 27 рис., 39 таблиць, 9 додатків; бібліографічний список містить 19 найменувань.

Об'єктом розроблення і дослідження є привод агломераційної машини МАК-75.

Мета роботи - збільшення якості роботи та експлуатаційних показників агломераційної машини МАК-75.

Метод дослідження об'єкту - аналіз аналогічного обладнання, вимірювання потужності двигуна, розробка плану та методики проведення експерименту.

Розроблено заходи щодо підвищення техніко-експлуатаційних показників приводу агломашини і оптимізовано його режим роботи. При цьому удосконалено конструкцію приводу за рахунок заміни прямозубої передачі на косозубу, що дозволяє збільшити термін міжремонтного періоду. Підібрано двигун, для якого визначено оптимальну потужність, що дозволить підвищити надійність приводу та забезпечити найбільш продуктивну роботу.

Результати роботи можуть бути рекомендовані для впровадження в агломераційному цеху.

ПРИВОД, ДВИГУН, АГЛОМАШИНА, КОНВЕЄР, ЗІРОЧКА, БАРАБАН,  
РЕДУКТОР, ШИХТА, ПОТУЖНІСТЬ

## ВСТУП

Основним напрямом розвитку металургії є модернізація діючих підприємств. Важко уявити зростання обсягів чавуну без значного поліпшення якості доменного сировини - агломерату та залізорудних окатишів. Виплавка чавуну продовжує розвиватися темпами, що випереджають темпи розвитку виробництва підготовленого доменної сировини. Продуктивність агломашини залежить від характеристики вихідних матеріалів, якості підготовки їх до спікання, від величини розрідження в вакуум – камерах, від ступеня рівномірності завантаження по ширині аглоленти, від умов запалювання, від стану вузлів і агрегатів агломашини та інших факторів. У цьому зв'язку перед агломератчиками стоїть завдання збільшення продуктивності діючих агрегатів.

У процесі роботи агломашини часто виникають пошкодження і поломки приводу, виникають відмови в циліндричному редукторі, що призводить до простоїв агломашини.

Тому в роботі ми проведемо дослідження деяких параметрів роботи приводу агломашини, проведемо експеримент для удосконалення його роботи та проаналізуємо результати.

### 3. ДОСЛІДНИЦЬКА ЧАСТИНА

Машина агломераційна МАК-75 призначена для отримання агломерату спіканням шихти методом просмокування повітря зверху вниз через шар шихти з частковим звільненням її від шкідливих домішок.

Агломашина є горизонтально замкнутим конвеєром, робочим органом (вантажетранспортуючим) і одночасно тяговим (штовхаючим) органом якого є послідовно розташовані спікальні візки-палети, механічно не сполучені між собою, а контактуючими одна з іншою торцевими площинами і переміщувані шляхом штовхання. Корпус візка має коритоподібну форму; днище виконане у вигляді набору колосників, на які укладається постіль і шихта. Сукупність колосників послідовно розташованих візків утворює так звану стрічку.

Агломашина складається з каркаса з рейковим шляхом, устаткування завантаження ліжка і шихти, запального пристрою, приводного і неприводного барабана, спікальних візків, газовідсмоктувальних вакуум-камер і допоміжних пристроїв - укриття візків, пристроїв для збору просипу ліжка, шихти і агломерату, відсікача, механізму очищення колосників, механізму змащування роликів візок.

Каркас, на якому монтують усі вузли і механізми агломашини, є жорсткою зварною просторовою металоконструкцією, що складаються з П-образних рам, встановлених в ряд через певний інтервал. Каркас сприймає зусилля, які діють на нього в процесі експлуатації. Каркас можна розділити на 3 частини: головну (завантажувальну), середню і хвостову (розвантажувальну).

На каркасі встановлені рейкові направляючі, які складаються з 4-х ділянок, що утворюють замкнутий шлях, - верхньої горизонтальної, нижньої похилої і двох дугоподібних, описаних різними радіусами. Верхня ділянка направляючих закріплена на поперечних балках каркаса середньої частини, а

нижній - на кронштейнах стоек каркаса середньої частини. Рейки між собою сполучені накладками стягнутими болтами.

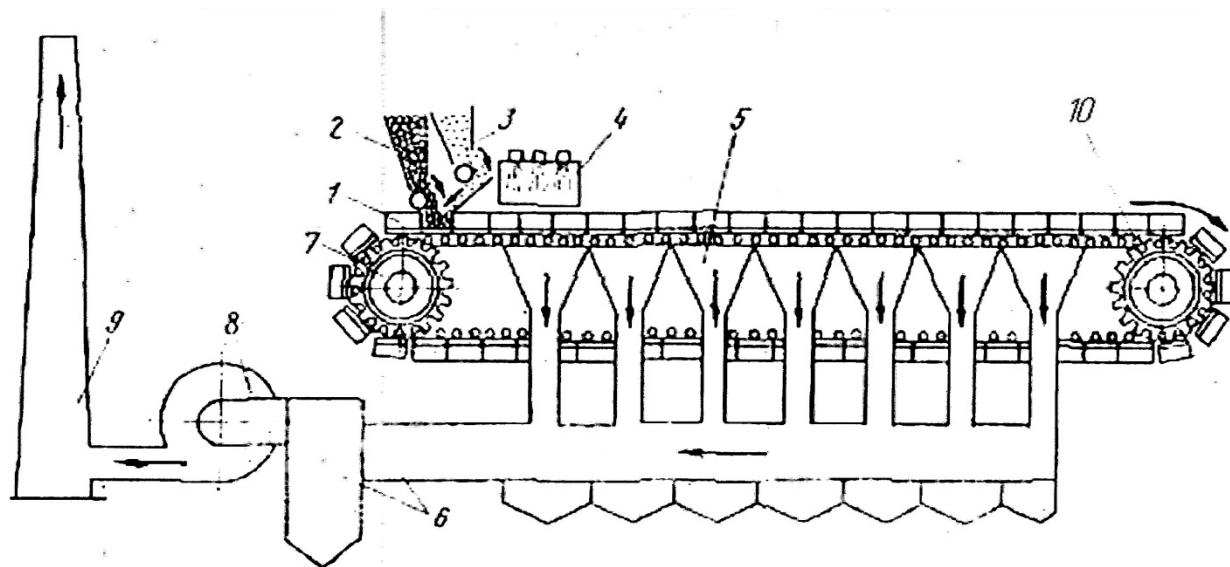
На верхній горизонтальній (робочій) ділянці протікає процес спікання, у тому числі завантаження постілі "3" і шихти "2". Запалення, спікання і на деяких машинах охолодження отриманого агломерату. На дугоподібній хвостовій (розвантажувальній, ділянці малого радіусу відбувається поворот палет і вивантаження готового пирога агломерату. На нижній похилій (холостій) ділянці палети за допомогою приводних зірочок «7» (рис.2.1) переводяться через дугоподібну головну ділянку з холостої гілки на робочу. Для полегшення процесу розвантаження агломерату і плавності руху палет на хвостовій дугоподібній ділянці застосовують неприводні зірочки "10".

Запальний пристрій (запальний горн) "4" призначено для запалення поверхневого шару шихти, що містить рівномірно розподілені шматочки твердого палива. Вона встановлюється над спікальними візками після механізмів завантаження ліжка і шихти по ходу візків. Застосований малогабаритний запальний горн з горизонтальним зведенням, що має панелі зі вбудованими вертикально встановленими пальниками. Цей горн забезпечує зниження витрати газоподібного палива на 40-50% в порівнянні горнами, використовуваними на раніше виготовлених машинах і дає рівномірне запалення по площі шихти. Передбачено повітряне охолодження передньої балки горна і обдув охолоджувальним повітрям бортів палет, що знаходяться в зоні горна.

Агломераційні візки "1" утворюють замкнуту стрічку (конвеєр) агломашини. До складу палети входять:

- корпус;
- 4-ри ходових ролика;
- борти;

- накладки;
- ущільнення.



1-візок; 2-завантаження шихти; 3-завантаження постілі; 4-запалювальний горн; 5-вакуум-камера; 6-патрубок; 7-приводні зірочки; 8-ексгаустер; 9-газохід-колектор; 10-неприводні зірочки;

Рисунок – Схема агломераційної машини

Корпус візка є литою сталеву рамою, що складається з двох половин, скріплених між собою болтами і зварюванням. Корпус виконаний у вигляді чотирьох балок, які для збільшення жорсткості сполучені між собою ребрами. На кожному торці корпусу візка є по два приливи з отворами для запресування вісей роликів. Кожен ходовий ролик встановлений на двох шарикопідшипниках. Конструктивне виконання ходових роликів передбачає зняття осьових навантажень з підшипників, що збільшує термін їх служби.

Борти палет литі і мають фланцеві кріплення, завдяки чому болтові з'єднання знаходяться поза зоною високих температур.

На нижній поверхні корпусу візка, які при русі візків на робочій ділянці, обернена у бік вакуум-камер, встановлені ущільнення шторного типу, які закріплені до корпусу візка за допомогою пальців.

Привод стрічки агломашини розташований в головній частині. Він служить для обертання зірочок, які піднімають палети з нижнього похилого шляху на верхній горизонтальний і проштовхує їх по горизонтальному шляху. Зірочки виготовляють литими (сталевими) з двох половин, насаджують на шийки корінного валу - одну на шпонці, іншу вільно. Зуби відливають або у згоді із зірочкою, або у вигляді окремих сегментів (по декілька зубів) і кріплять болтами до обода зірочки. На кожному зубі приводної зірочки встановлені ролики. Обидві приводні зірочки сполучають встановлюваним між ними зварним барабаном (також з двох половин).

Привод отвором вихідного валу навішується безпосередньо на консольну частину валу приводного барабана і для передачі обертання з'єднаний з нею шпонками. Центральний редуктор зафіксований тягою, що служить для сприйняття реактивного моменту.

У приводі здійснюється підведення потужності від двох електродвигунів через планетарні редуктори, що входять в центральний редуктор валами, на які насажені на шестерні центрального редуктора шліцами. Ці шестерні приводять в рух колесо, насажене на промвал тангенціальними шпонками.

По довжині робочої горизонтальної ділянки на каркасі агломашини розташовані вакуум-камери газовідсмоктувань "5" зварної конструкції пірамідальної форми. Установка вакуум-камер призначена для відведення газоподібних продуктів і пилу, що утворюються при спіканні шихти на колосникових решітках стрічки спікальних візків. Всього їх 13-дцять. У

патрубках перших трьох і трьох останніх вакуум-камер передбачена установка шиберів, що регулюють витрату газового потоку.

Для зменшення шкідливих просмоктувань ексгаустера "8" передбачено ущільнення вакуум-камер. Подовжнє ущільнення складається із стаціонарних балок, з якими контактують пластини шторного ущільнення агловізків, працюючих без змащування поверхонь, що труться. Поперечне ущільнення комбіноване клавішного типу з вантажними притисками.

Кожна вакуум-камера переходить в похилий патрубок прямокутного перерізу "6", що сполучається з нею через тарільчастий компенсатор температур. Далі слідує коліно, вертикальна труба і горизонтальний збірний газохід-колектор "9".

Завантажувальний пристрій призначений для прийому шихтового матеріалу і завантаження його рівномірним шаром на стрічку спікальних візків, що рухається. Його конструкцією передбачено подання шихти з шихтового бункера агломашини на завантажувальний лоток за допомогою барабана, що обертається, що забезпечує повніше використання активної зони агломашини. Підвіска завантажувального лотка дозволяє при зміні властивостей шихти змінювати кутове і висотне положення лотка.

Просип постілі і шихти при їх завантаженні на спікальні візки збирається в камери, розташовані між приводними зірочками і першою вакуум-камерою. Просип, що утворюється при зламі пирога агломерату у момент переходу палет з верхньої ділянки на нижню, поступає через систему бункерів і тічок в розвантажувальній частині агломашини у збірні камери, з камер в повернення.

Агломашина забезпечена укриттями, що знижує пилевикиди в атмосферу цеху. Захищає персонал від теплового випромінювання, витікаючого від агломерату на спікальних візках, і забезпечує безпечні умови праці. Крім того, укриття значно знижують підсоси холодного повітря до



верхніх шарів спека, що сприяє підвищенню якості агломерату. Укриття виконані таким чином, що забезпечують огляд бічних поверхонь корпусів бортів і роликів спікальних візків.

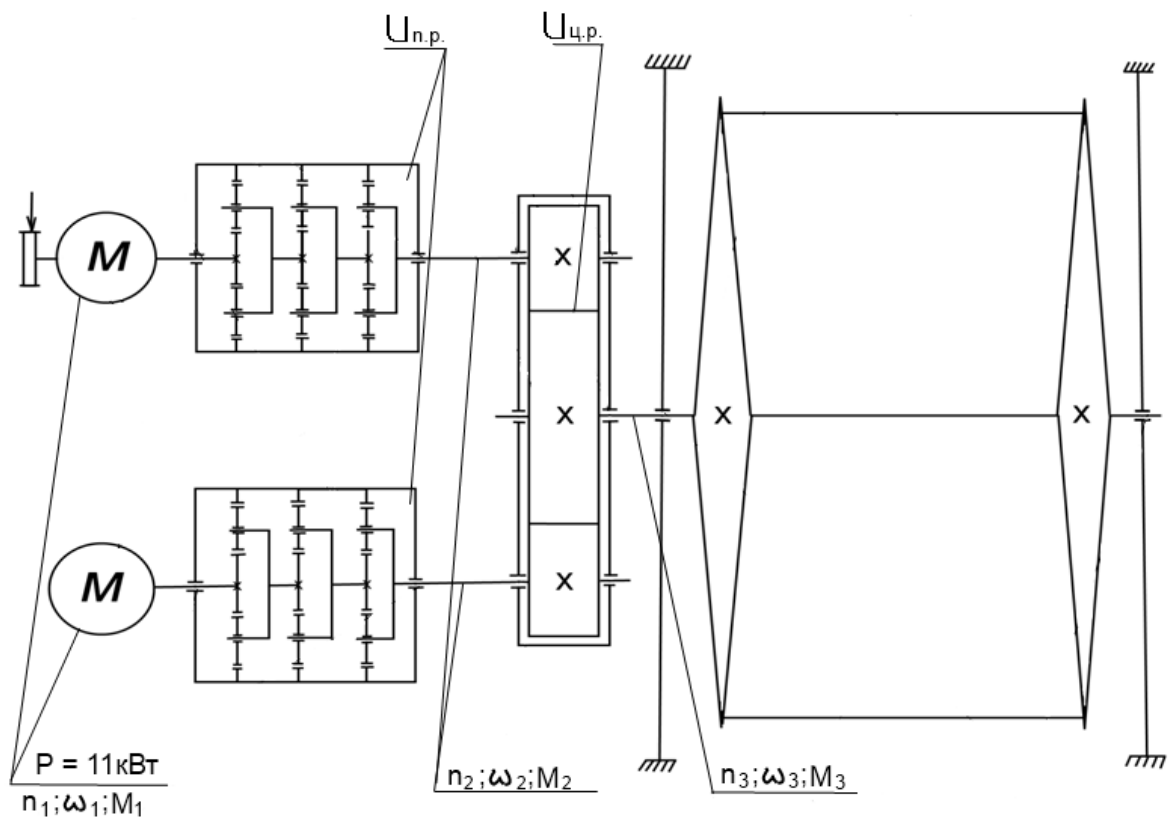


Рисунок – Кінематична схема приводу агломашини

### 3.1 Необхідність дослідження

У процесі роботи агломашини найчастіше виникають такі види відмов, пошкоджень і поломок приводу:

- знос приводних зірочок, роликів візків, колосників;
- поломки і викришування зубів зубчастих колес в редукторах;
- знос, поверхнєве утомлююче викришування в підшипниках зубчастих передач.
- знос зубів сегментів зірочок головний і розвантажувальної частини приводу;

Причинами відмов є перевантаження, що виникають при пуску, зупинці і роботі машини, теплові удари і випадкові місцеві опори, що виникають при попаданні великих частин шихти або агломерату в елементи приводу, на ходовий шлях або направляючі візків. Найбільш навантаженим вузлом редуктора є вхідний вал.

В прикладній частині нами були розраховані параметри роботи агломашини та зроблені розрахунки планетарного редуктора та головного редуктора приводу. Було б доцільно провести дослідження спроможності роботи редуктора використовуючи програму АРМ Win Machine. Оскільки програма АРМ Win Machine є російськомовною, результати розрахунків приводимо на мові оригіналу. Спочатку проведемо розрахунок для прямозубої передачі зовнішнього зачеплення.

### 3.1.1 Розрахунки прямозубої передачі зовнішнього зацеплення в APM Win Machine

Заданные параметры

Передача : Прямозубая внешнего зацепления

Тип расчета : Проектировочный

Стандарт расчета : ГОСТ

#### Основные данные

Рабочий режим передачи	Тяжелый
Термообработка колес	
Шестерня	Закалка
Колесо	Улучшение
Расположение шестерни на валу	Симметричное
Нереверсивная передача	
Момент вращения на ведомом валу, Нм	244.00
Частота вращения ведомого вала, об./мин.	0.30
Передаточное число	5.29
Ресурс, час	2000.00
Число зацеплений	
Шестерня	1
Колесо	2

#### Дополнительные данные

Межосевое расстояние	710.000
Коэффициент ширины колеса	0.400
Модуль	16.000
Материал Шестерня	40ХН
Материал Колесо	40Х

Результаты APM Trans

Таблица 1 . Основная геометрия

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Межосевое расстояние	$a_w$	710.001		мм
Модуль	$m$	16.000		мм
Угол наклона зубьев	$b$	0.000		град
Делительный диаметр	$d$	224.000	1184.000	мм
Основной диаметр	$d_b$	210.491	1112.596	мм
Начальный диаметр	$d_w$	225.909	1194.093	мм
Диаметр вершин зубьев	$d_a$	255.625	1228.002	мм
Диаметр впадин	$d_f$	184.000	1156.377	мм
Коэффициент смещения	$x$	0.000	0.387	-
Высота зубьев	$h$	35.812	35.812	мм
Ширина зубчатого венца	$b$	304.000	285.000	мм
Число зубьев	$z$	14	74	-

Таблица 2 . Свойства материалов

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Допускаемые напряжения изгиба	$S_{Fa}$	571.926	441.678	МПа
Допускаемые контактные напряжения	$S_{Ha}$	1015.655		МПа
Твёрдость рабочих поверхностей	-	45.0	18.0	HRC
Действующие напряжения изгиба	$S_{Fr}$	0.663	0.501	МПа
Действующие контактные напряжения	$S_{Hr}$	49.216		МПа

Таблица 3 . Силы

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Едини- цы
Тангенциальная сила	Ft	408.678		Н
Радиальная сила	Fr	159.261		Н
Осевая сила	Fa	0.000		Н
Расстояние от торца колеса до точки приложения силы	B	152.000		мм
Плечо силы	R	112.955		мм

Заданные параметры

Передача : Прямозубая внешнего зацепления

Тип расчета : Проверочный по моменту

Стандарт расчета ГОСТ

Основные данные

Рабочий режим передачи	Тяжелый
Термообработка колес	
Шестерня	Закалка
Колесо	Улучшение
Расположение шестерни на валу	Симметричное
Нереверсивная передача	
Момент вращения на ведомом валу, Нм	107999.55
Частота вращения ведомого вала, об./мин.	0.30
Передаточное число	5.29
Ресурс, час	2000.00
Число зацеплений	
Шестерня	1
Колесо	2

Дополнительные данные

Материал Шестерня	40ХН
Материал Колесо	40Х

Результаты APM Trans

Таблица 1 . Основная геометрия

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Межосевое расстояние	$a_w$	710.000		мм
Модуль	$m$	16.000		мм
Угол наклона зубьев	$b$	0.000		град.
Делительный диаметр	$d$	224.000	1184.000	мм
Основной диаметр	$d_b$	210.491	1112.596	мм
Начальный диаметр	$d_w$	225.909	1194.091	мм
Диаметр вершин зубьев	$d_a$	261.813	1221.813	мм
Диаметр впадин	$d_f$	190.188	1150.188	мм
Коэффициент смещения	$x$	0.193	0.193	-
Высота зубьев	$h$	35.813	35.813	мм
Ширина зубчатого венца	$b$	300.000	280.000	мм
Число зубьев	$z$	14	74	-

Таблица 2 . Свойства материалов

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Допускаемые напряжения изгиба	$S_{Fa}$	571.978	441.678	МПа
Допускаемые контактные напряжения	$S_{Ha}$	1015.655		МПа
Твёрдость рабочих поверхностей	-	45.0	18.0	HRC
Действующие напряжения изгиба	$S_{Fr}$	218.066	191.320	МПа
Действующие контактные напряжения	$S_{Hr}$	1002.807		МПа

Таблица 3 . Силы

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Тангенциальная сила	Ft	180889.984		Н
Радиальная сила	Fr	70491.445		Н
Осевая сила	Fa	0.000		Н
Расстояние от торца колеса до точки приложения силы	B	150.000		мм
Плечо силы	R	112.955		мм

Висновок: розрахунки показали низьку надійність прямозубої передачі зовнішнього зачеплення, максимальний момент не перевищує 107 кН·м, в той час як діючий крутний момент складає 244 кН·м. Також допустимі і діючі контактні напруги приблизно рівні, що неминуче буде призводити до появи пітинг-корозії (викришування поверхні зуба). У зв'язку з цим нами запропонована косозуба передача зовнішнього зачеплення з кутом нахилу зубів  $\beta=12^\circ$ . Оптимальний кут нахилу для таких передач складає від  $8^\circ$  до  $22^\circ$

[8].



### 3.1.2 Розрахунок косозубої передачі зовнішнього зацеплення в АРМ Win Machine

Заданные параметры

Передача : Косозубая внешнего зацепления

Тип расчета : Проектировочный

Стандарт расчета ГОСТ

#### Основные данные

Рабочий режим передачи	Тяжелый
Термообработка колес	
Шестерня	Закалка
Колесо	Улучшение
Расположение шестерни на валу	Симметричное
Нереверсивная передача	
Момент вращения на ведомом валу, Нм	244000.00
Частота вращения ведомого вала, об./мин.	0.30
Передаточное число	5.29
Ресурс, час	2000.00
Число зацеплений	
Шестерня	1
Колесо	2

#### Дополнительные данные

Межосевое расстояние	710.000
Коэффициент ширины колеса	0.400
Модуль	16.000

Угол наклона зубьев	12.000
Материал Шестерня	40ХН
Материал Колесо	40Х
Твердость поверхности зубьев шестерни	45.000
Твердость поверхности зубьев колеса	18.000

Результаты APM Trans

Таблица 1 . Основная геометрия

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Межосевое расстояние	$a_w$	710.001		мм
Модуль	$m$	16.000		мм
Угол наклона зубьев	$b$	12.000		град.
Делительный диаметр	$d$	229.004	1177.736	мм
Основной диаметр	$d_b$	214.627	1103.797	мм
Начальный диаметр	$d_w$	231.163	1188.839	мм
Диаметр вершин зубьев	$d_a$	260.567	1222.998	мм
Диаметр впадин	$d_f$	189.004	1151.435	мм
Коэффициент смещения	$x$	0.000	0.428	-
Высота зубьев	$h$	35.781	35.781	мм
Ширина зубчатого венца	$b$	304.000	285.000	мм
Число зубьев	$z$	14	72	-

Таблица 2 . Свойства материалов

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Допускаемые напряжения изгиба	$S_{Fa}$	571.974	441.678	МПа
Допускаемые контактные напряжения	$S_{Ha}$	1267.045		МПа
Твёрдость рабочих поверхностей	-	45.0	18.0	HRC
Действующие напряжения изгиба	$S_{Fr}$	324.205	252.280	МПа
Действующие контактные напряжения	$S_{Hr}$	1259.468		МПа

Таблица 3 . Силы

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Тангенциальная сила	Ft	410484.531		Н
Радиальная сила	Fr	167875.281		Н
Осевая сила	Fa	87251.188		Н
Расстояние от торца колеса до точки приложения силы	B	152.000		мм
Плечо силы	R	115.582		мм

### 3.1.3 Розрахунок косозубої передачі зовнішнього зацеплення за моментом в APM Win Machine.

Заданные параметры

Передача : Косозубая внешнего зацепления

Тип расчета : Проверочный по моменту

Стандарт расчета ГОСТ

#### Основные данные

Рабочий режим передачи	Тяжелый
Термообработка колес	
Шестерня	Закалка
Колесо	Улучшение
Расположение шестерни на валу	Симметричное
Нереверсивная передача	
Момент вращения на ведомом валу, Нм	255062.80
Частота вращения ведомого вала, об./мин.	0.30
Передаточное число	5.29
Ресурс, час	2000.00
Число зацеплений	
Шестерня	1
Колесо	2

#### Дополнительные данные

Материал Шестерня	40ХН
Материал Колесо	40Х

Твердость поверхности зубьев шестерни	45.000
Твердость поверхности зубьев колеса	18.000

Результаты APM Trans

Таблица 1 . Основная геометрия

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Межосевое расстояние	$a_w$	710.000		мм
Модуль	$m$	16.000		мм
Угол наклона зубьев	$b$	12.000		град.
Делительный диаметр	$d$	229.004	1177.736	мм
Основной диаметр	$d_b$	214.627	1103.797	мм
Начальный диаметр	$d_w$	231.163	1188.837	мм
Диаметр вершин зубьев	$d_a$	267.415	1216.147	мм
Диаметр впадин	$d_f$	195.853	1144.585	мм

Коэффициент смещения	x	0.214	0.214	-
Высота зубьев	h	35.781	35.781	мм
Ширина зубчатого венца	b	300.000	280.000	мм
Число зубьев	z	14	72	-

Таблица 2 . Свойства материалов

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Допускаемые напряжения изгиба	$S_{Fa}$	573.722	441.678	МПа
Допускаемые контактные напряжения	$S_{Ha}$	1267.045		МПа
Твёрдость рабочих поверхностей	-	45.0	18.0	HRC
Действующие напряжения изгиба	$S_{Fr}$	307.431	278.322	МПа
Действующие контактные напряжения	$S_{Hr}$	1249.339		МПа

Таблица 3 . Силы

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Тангенциальная сила	$F_t$	429096.281		Н
Радиальная сила	$F_r$	175485.078		Н
Осевая сила	$F_a$	91207.227		Н
Расстояние от торца колеса до точки приложения силы	B	150.000		мм
Плечо силы	R	115.581		мм

Таблица 4 . Параметры торцевого профиля

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Угол профиля зубьев в точке на окружности вершин	$a_a$	36.621	24.822	град.
Радиус кривизны профиля зуба в точке на окружности вершин	$r_a$	79.759	255.267	мм
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке	$r_p$	8.436	183.944	мм

Таблица 5 . Параметры постоянной хорды

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Постоянная хорда зуба	$s_c$	24.394	24.394	мм
Высота до постоянной хорды	$h_c$	14.766	14.766	мм
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих положение постоянной хорды	$r_s$	52.661	218.092	мм
Основной угол наклона зубьев	$b_b$	11.267		град.

Таблица 6 . Параметры общей нормали

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Угол профиля	$a_x$	24.494	21.283	град.
Радиус кривизны профиля в точках пересечения с общей нормалью	$r_w$	37.530	206.452	мм
Длина общей нормали	$W$	76.535	421.017	мм
Число зубьев в общей нормали	$z_{nr}$	2	9	-



Таблица 7 . Параметры по хорде

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Заданный диаметр	$d_y$	229.004	1177.736	мм
Угол профиля в точке на заданном диаметре	$a_y$	20.410	20.410	град.
Окружная толщина зубьев на заданном диаметре	$s_{ty}$	28.243	28.243	мм
Угол наклона зубьев на заданном диаметре	$b_v$	12.000	12.000	град.
Половина угловой толщины зубьев	$y_{yv}$	6.613	1.286	град.
Толщина по хорде зуба	$s_y$	27.564	27.623	мм
Высота до хорды зуба	$h_{ay}$	20.002	19.360	мм

Таблица 8 . Контроль по роликам

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Диаметр ролика	$D_0$	27.200		мм
Диаметр окружности проходящей через центр ролика	$d_D$	243.539	1194.260	мм
Торцевой размер по роликам	$M$	270.739	1221.460	мм
Угол профиля на окружности проходящей через центры ролика	$a_d$	28.202	22.444	град.
Радиус кривизны профиля в точках касания с роликом	$r_m$	44.209	214.637	мм

Таблица 9 . Параметры взаимного положения профилей зубьев

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Едини- цы
Шаг зацепления	$p_a$	47.234		мм
Осевой шаг	$p_x$	241.764		мм
Ход зубьев	$p_z$	3384.690	17406.980	мм

Таблица 10 . Проверка качества зацепления

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Едини- цы
Мин. число зубьев нарезаемых без подреза при данном смещении	$z_{min}$	13.438		-
Угол наклона линии вершины зубьев	$b_a$	13.940	12.379	град.
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин	$s_{na}$	9.116	12.532	мм
Радиальный зазор в зацеплении	$c$	4.000	4.000	мм
Коэффициент торцевого перекрытия	$e_a$	1.481		-
Коэффициент осевого перекрытия	$e_b$	1.158		-
Коэффициент перекрытия	$e_c$	2.639		-
Угол зацепления	$a_{tw}$	21.803		град.

Таблица 11 . Допуски колеса и шестерни

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Минимально возможный зазор	$j_{n \min}$	200.000		мкм
Максимально возможный зазор	$j_{n \max}$	596.720		мкм
Предельное отклонение межосевого расстояния	$f_a$	100.000		мкм
Класс точности	$N_p$	8		-
Вид сопряжения	-	C		-
Класс отклонений межосевого расстояния	-	IV		-
Минимальный возможный угол поворота	$Dj_{\min}$	6' 31.34"	1' 16.09"	-
Максимальный возможный угол поворота	$Dj_{\max}$	19' 27.59"	3' 47.03"	-
Допуск на радиальное биение зубчатого венца	$F_r$	0.080	0.100	мм
Наименьшее дополнительное смещение исходного контура	$E_H$	-0.140	-0.250	мм
Допуск на смещение исходного контура	$T_H$	0.180	0.200	мм
Верхнее отклонение высоты зуба	$ES_H$	-0.140	-0.250	мм
Нижнее отклонение высоты зуба	$EI_H$	-0.320	-0.450	мм
Наименьшее отклонение средней длины общей нормали	$E_{Wm}$	-0.118	-0.182	мм
Допуск на среднюю длину общей нормали	$T_{Wm}$	0.090	0.110	мм
Верхнее отклонение средней длины общей нормали	$ES_{Wm}$	-0.118	-0.182	мм
Нижнее отклонение средней длины общей нормали	$EI_{Wm}$	-0.208	-0.292	мм
Наименьшее отклонение длины общей нормали	$E_W$	-0.100	-0.160	мм

Допуск на длину общей нормали	$T_w$	0.120	0.140	мм
Верхнее отклонение длины общей нормали	$ES_w$	-0.100	-0.160	мм
Нижнее отклонение длины общей нормали	$EI_w$	-0.220	-0.300	мм
Наименьшее отклонение толщины зуба с $m \geq 1$ мм	$E_{cs}$	-0.100	-0.180	мм
Допуск на толщину зуба с $m \geq 1$ мм	$T_c$	0.140	0.160	мм
Верхнее отклонение толщины зуба	$ES_{sc}$	-0.100	-0.180	мм
Нижнее отклонение толщины зуба	$EI_{sc}$	-0.240	-0.340	мм

Висновок: розрахунки показали, що обрана нами косозуба передача зовнішнього зачеплення без змін міжцентрової відстані та компоновки редуктора є оптимальною, бо дає можливість передавати крутний момент 255 кН·м при номінальному крутному моменту 244 кН·м. Діючі контактні напруги менше ніж допустимі. Сукупність цих обставин дає можливість сподіватись на надійну роботу запропонованої передачі.

### 3.1.4 Створення матриці дослідження

Розрахунок потужності двигуна агломашины являє собою складний та громіздкий алгоритм. Тому нами зроблена спроба заміни цього алгоритма (методики розрахунка) простим рівнянням регресії, визначеним і розрахованим на основі реалізації повного факторного експерименту типу  $N^m$ . При постійній потужності двигуна під час роботи можливо було б забезпечити зниження аварійних відмов та збільшення надійності вузлів машини. Для виконання цього спочатку необхідно визначити оптимальну потужність двигуна, яка забезпечить найбільш продуктивну роботу. Виходячи з цього необхідно провести експериментальні дослідження.

Оскільки ми досліджуємо залежність потужності від швидкості і навантаження, примемо  $m=2$ . Кількість рівней варіювання  $N$  так само примемо рівний 2. Таким чином маємо факторний експеримент типу  $2^2$ .

$N^m = 2^2$  інтервали планування. [12]

За верхній рівень ВР приймаємо швидкість  $V=5,3$  м/с та масу шихти з візком  $G=84,71$  кН. Всі рівні значення швидкості та навантаження приведені в таблиці:

Таблиця 3.1 – Значення факторів

	<b>X1(V)</b>	<b>X2(G)</b>
<b>ВР</b>	5,3	84,71
<b>НР</b>	2,1	79,21
<b>ОР</b>	3,7	82,96
<b>ІВ</b>	1,6	1,75

При реалізації експерименту необхідно виміряти відгук- потужність електродвигуна.

Існує декілька способів вимірювання потужності. В нашому випадку ми проведемо вимірювання двома способами: прямим та непрямим, а саме за допомогою ватметра (прямий) та датчика крутного моменту (непрямий).

### **3.2 Ваттметр та схема підключення**

При сучасному розвитку техніки з'явилися цифрові ваттметри. Вони на відміну від аналогових менше в розмірах, набагато легші, менш габаритні та мають додаткові функції. Саме такий прилад ми використовуємо для проведення дослідження.

Прилади електровимірювальні цифрові PS194P- K1 призначені для вимірювання активної потужності в трифазних і однофазних мережах змінного струму. Додатково прилади вимірюють напругу, струм і частоту. Прибори використовуються на підприємствах електроенергетики, промисловості та комунального господарства, а також в автоматизованих системах різного призначення. Ваттметри випускаються з однорядковим світлодіодним індикатором червоного, жовтого або зеленого кольору. Виробляються модифікації з різними габаритними розмірами. Результати вимірювань відображаються на індикаторі, передаються по цифровому інтерфейсу RS-485, що працює по протоколу Modbus RTU, а також перетворюються в уніфікований сигнал постійного струму або напруги. Чотири кнопки на лицьовій панелі дозволяють переглядати на індикаторі вимірювані величини і налаштовувати прилад. Вхід в меню настройки захищений паролем. Можливе налаштування входів струму і напруги

відповідно до застосованими на входах приладу вимірювальними трансформаторами. Меню також дозволяє змінити пароль, вибрати яскравість індикатора, задати поріг включення візуальної індикації перевантаження (миготіння індикатора), налаштувати аналоговий вихід (діапазон преутворених значень) і інтерфейс RS-485 (адреса порту, швидкість обміну, формат повідомлення). Ваттметри PS194P- K1 допускають підключення по 3-фазною 3-провідній схемі і по 1-фазній схемі (опції меню). Ступінь захисту приладу, забезпечена передньою панеллю, IP40 (за ГОСТ 14254-96) . Середнє напрацювання на відмову - 200000 годин. Середній термін служби - 25 лет. Міжповерочний інтервал - 6 років.



Рисунок 3.1 – Цифровий ваттметр

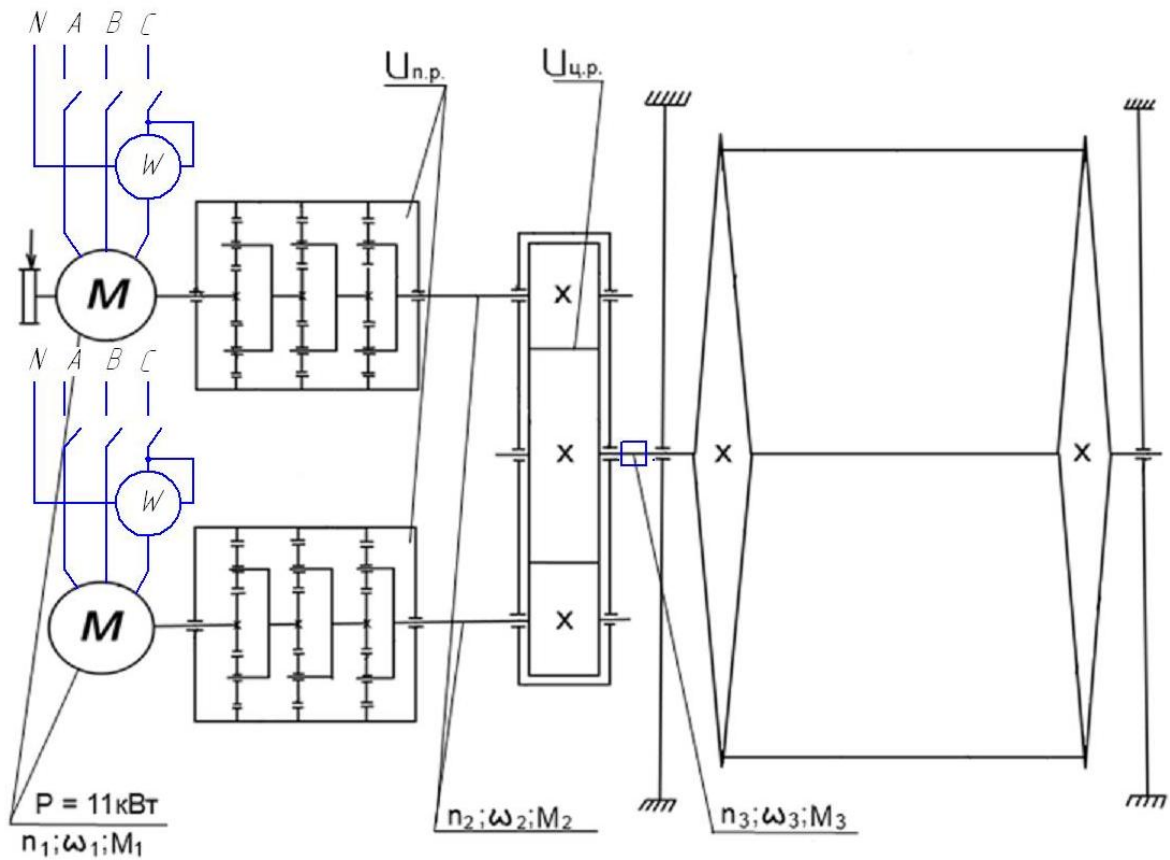


Рисунок 3.2 – Схема підключення ватметра

### 3.3 Вибір датчика крутного моменту

#### 3.3.1 Вимірювання крутного моменту на валу зірочок

Для вимірювання крутного моменту на валу зірочок будемо використовувати датчик M40. M40 - датчики крутного моменту цифрового типу, призначені для вимірювання крутного моменту в широкому діапазоні



номінальних значень від 0,1Нм до 300кНм і допускають використання при частотах обертання до 20000 об / хв.

Конструктивно датчики виконані у вигляді двох окремих складових частин: ротора і статора, між якими відсутні щіткові контакти і підшипники. Ротор має у своєму складі пружний тензоелемент, мало чутливий до впливу згинального моменту, поперечних і осьових сил. Розташований на роторі мікропроцесорний електронний модуль перетворює сигнали тензорезисторів в цифровий код, який передається з ротора на статор з безконтактного телеметричного каналу зв'язку. Цифровий кодований сигнал має високу перешкодозахищеність, забезпечує високу точність вимірювань, може бути переданий на значні відстані без спотворень і втрат інформації.

Статор має складову конструкцію, що забезпечує легкість і простоту монтажу датчика.

Датчики М40 мають цифровий (118132.0, I8232 / 485 (протокол Моббае), аналоговий ( $\pm 5\text{E}3$ ,  $\pm 10\text{E}3$ , 4 ... 20мА), частотний ( $10 \pm 5\text{кГц}$ ) виходи, можуть безпосередньо підключатися до комп'ютера для моніторингу процесу вимірювань і збереження даних . Відповідне програмне забезпечення входить в комплект.

Датчики М40 оснащені оптоелектронним датчиком частоти обертання.

Зважаючи на відсутність підшипників і щіткових контактів датчики М40 не вимагають технічного обслуговування.

Датчики крутного моменту М40 дозволяють вимірювати як статичний, так і динамічний, швидкозмінний крутний момент позитивної і негативної полярності.

Для вимірювання крутного моменту на проміжному валу будемо використовувати датчик фірми ТІЛКОМ серії М40 фланцевого типу (рис.

1.1), у котрого номінальний момент для вимірювання - 500 кН·м, допустиме перевантаження - 150%, клас точності - 0,20%, максимальна частота обертання - 2000 об / хв, жорсткість на кручення - 210кН·м / рад, допустима радіальна сила, прикладена до ротора-500 Н, допустима вигинаючий момент, прикладений до ротора-50 Нм, допустима осьова сила, прикладена до ротора- 5 кН, вага - 3,4 кг.



Рисунок 3.3 – датчик М40

Величини зовнішніх навантажень, осьової сили, радіальної сили і згинального моменту, що діють на ротор, взаємозалежні. Збільшення будь-якого з навантажень вимагає пропорційного зменшення двох інших. Зазначена залежність проілюстрована на графіку.

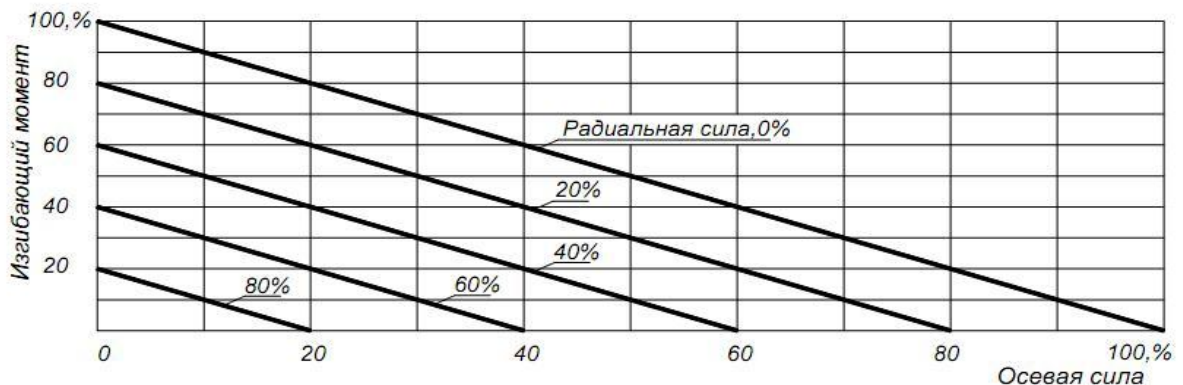


Рисунок 3.4 – Графік залежності зовнішніх навантажень, осової сили, радіальної сили і згинального моменту.

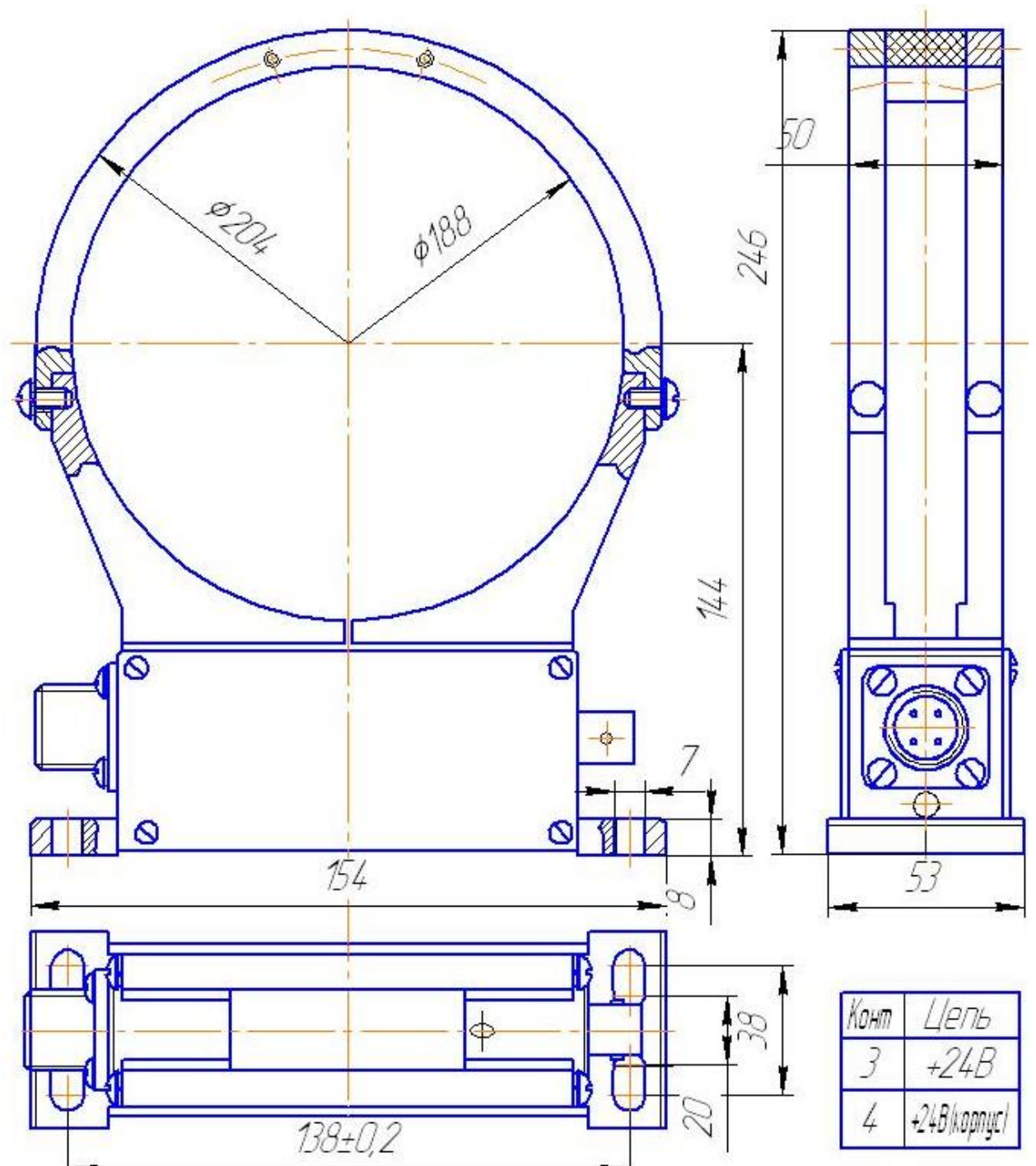


Рисунок 3.5 – Статор М40. Габаритні та установочні розміри, мм.

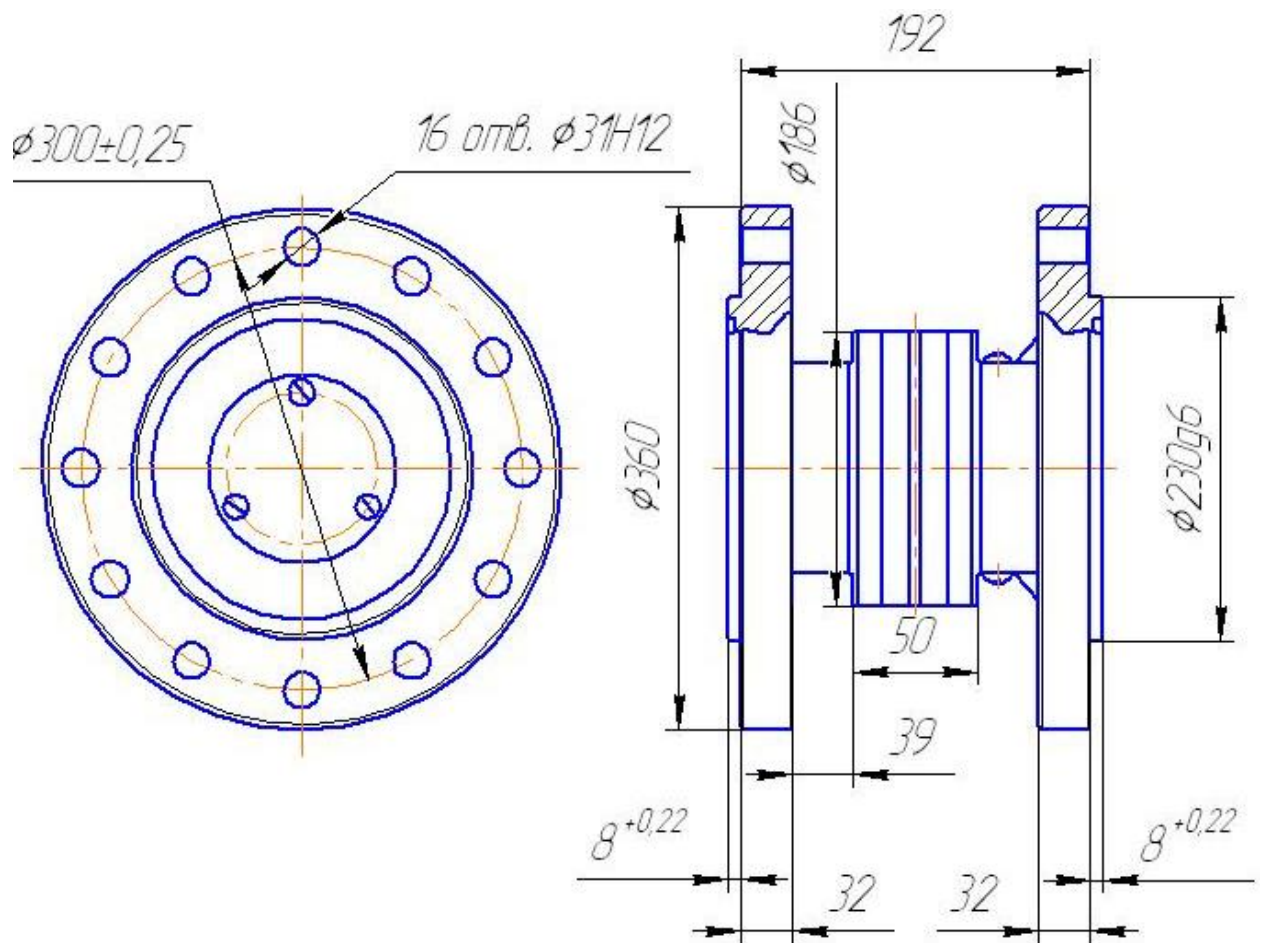


Рисунок 3.6 – Ротор М40. Габаритні та установочні розміри,мм.

### 3.3.2 Додаткове обладнання

При монтажі датчиків крутного моменту М40, рекомендується використовувати дискові компенсаційні муфти серії МК, що усувають навантаження датчика осьовими, радіальними силами та вигинаючим моментом, які можуть виникнути внаслідок несоосности валів, перекосів, температурних деформацій і т.п.

Для індикації вимірюваних величин: крутного моменту, частоти обертання, переданої датчиком механічної потужності, рекомендується використовувати блок індикації Т40 або Т41 (в пластмасовому корпусі).

Обидва прилади мають програми усереднення (фільтрації) вимірювальних сигналів, обчислення потужності, коригування «нуля». Блок індикації T50 використовується при необхідності контролю значень крутного моменту на відстані 50-70м.

При необхідності використання датчика з частотним вихідним сигналом  $10\text{кГц} \pm 5\text{кГц}$  рекомендується використовувати частотний декодер T23.

При необхідності мати аналоговий вихідний сигнал ( $\pm 5\text{В}$ ,  $\pm 10\text{В}$  або  $4\text{...}20\text{ мА}$ ) рекомендується застосовувати аналоговий декодер T24.

При необхідності підключення датчика до USB-входу комп'ютера рекомендується застосовувати декодер T35.

Для постачання датчиків M40 електроенергією може бути поставлений джерело постійного струму (мережевий адаптер)  $12 \dots 24\text{В}$ .

### **3.3.3 Програмне забезпечення**

Поставляється в комплекті з датчиком програмне забезпечення виконано у вигляді Windows- докладання і дозволяє проводити моніторинг процесу вимірювань, запис і збереження даних, виконувати регулювання зміщення "нуля", обчислення переданої датчиком механічної потужності, усереднення і фільтрацію вимірювальних сигналів одночасно з чотирьох датчиків. Інтерфейс програми має цифровий індикатор поточних значень крутного моменту, частоти обертання і механічної потужності, а також цифровий осцилоскоп для графічного відображення вимірювальних сигналів у вигляді графіків функцій часу з можливістю масштабування по координатним осях.

Програма дає можливість зберігати та переглядати дані вимірювань, задавати режими збереження, управляти початком і закінченням вимірювань, здійснювати ряд налаштувань.

Програма має функцію запису даних без усереднення з максимальною

швидкістю надходження даних від датчика, що дозволяє виконувати дослідження динамічних процесів.



Рисунок 3.7 – Интерфейс программного обеспечения

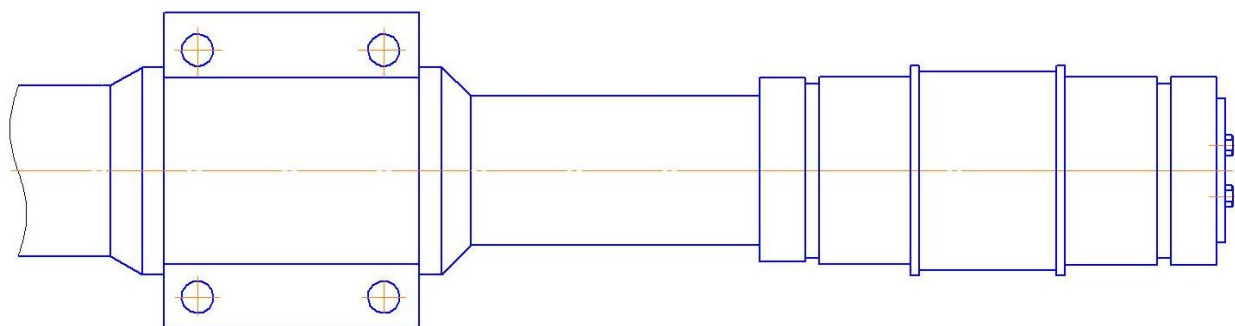


Рисунок 3.8 – Вал без датчика

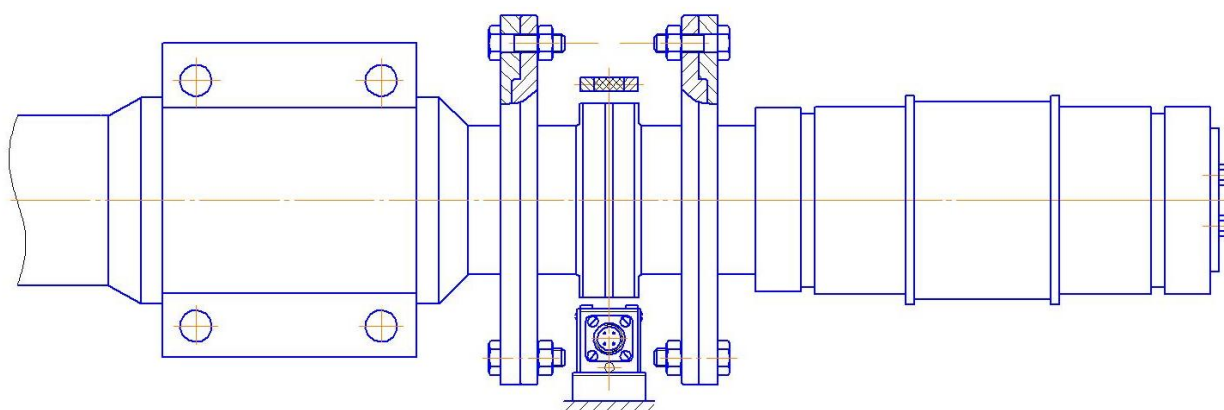


Рисунок 3.9 – Вал з датчиком

### 3.3.4 Схеми підключення

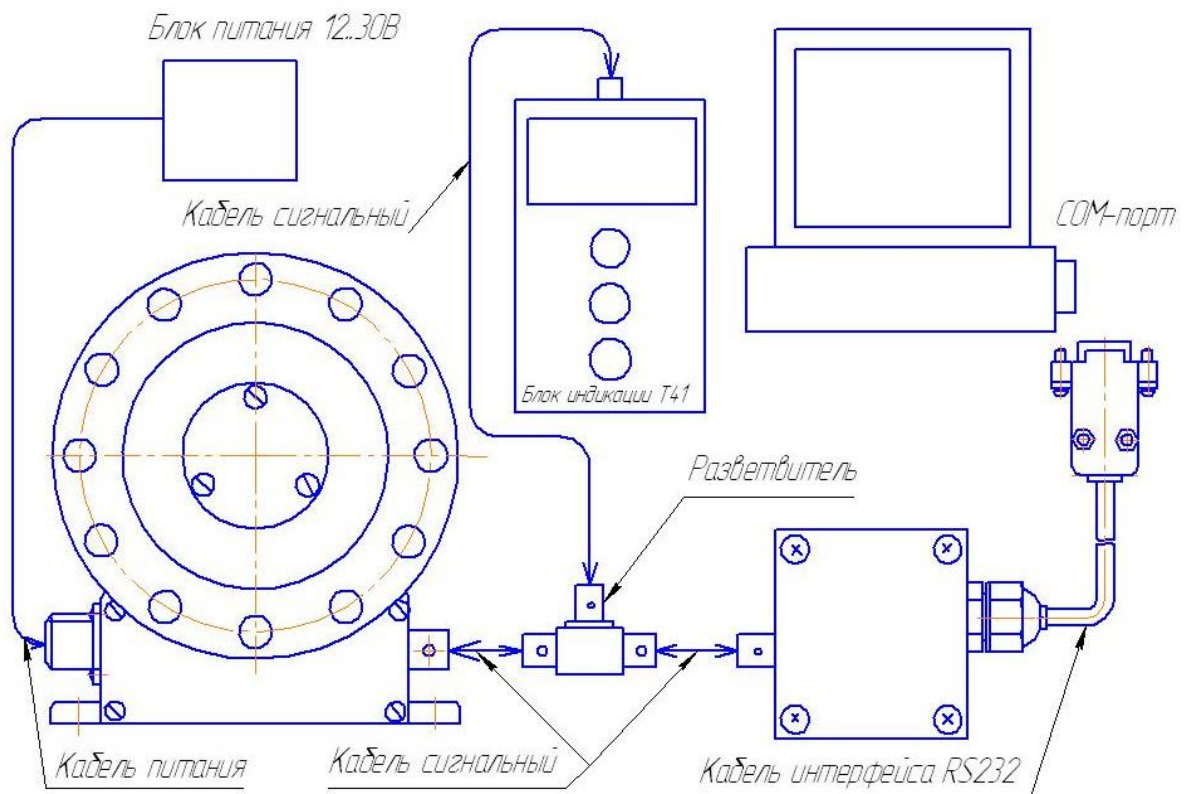


Рисунок 3.10 – Схема підключення для одночасного використання комп'ютера і блоку індикації (Т40 або Т41).

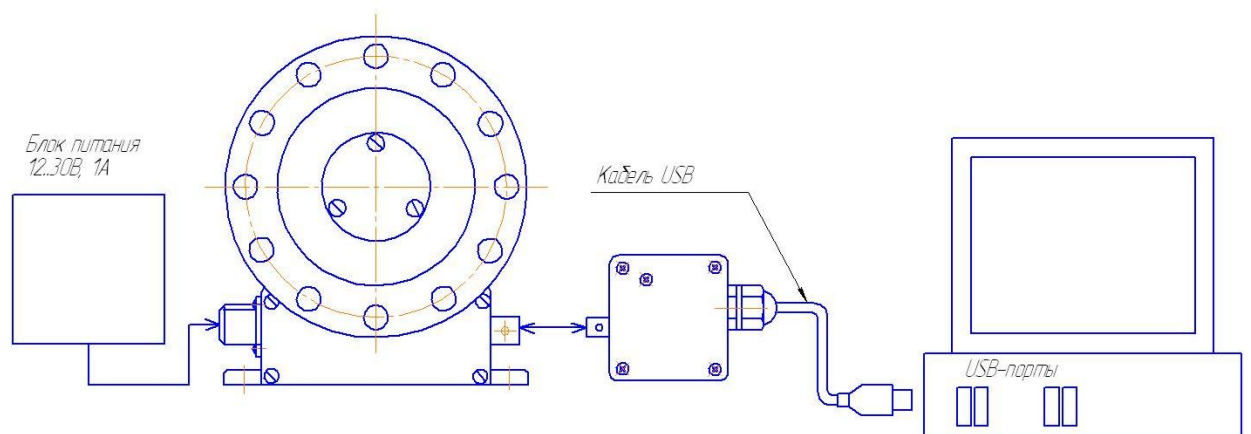


Рисунок 3.11 – Схема підключення датчиків через USB-порти комп'ютера



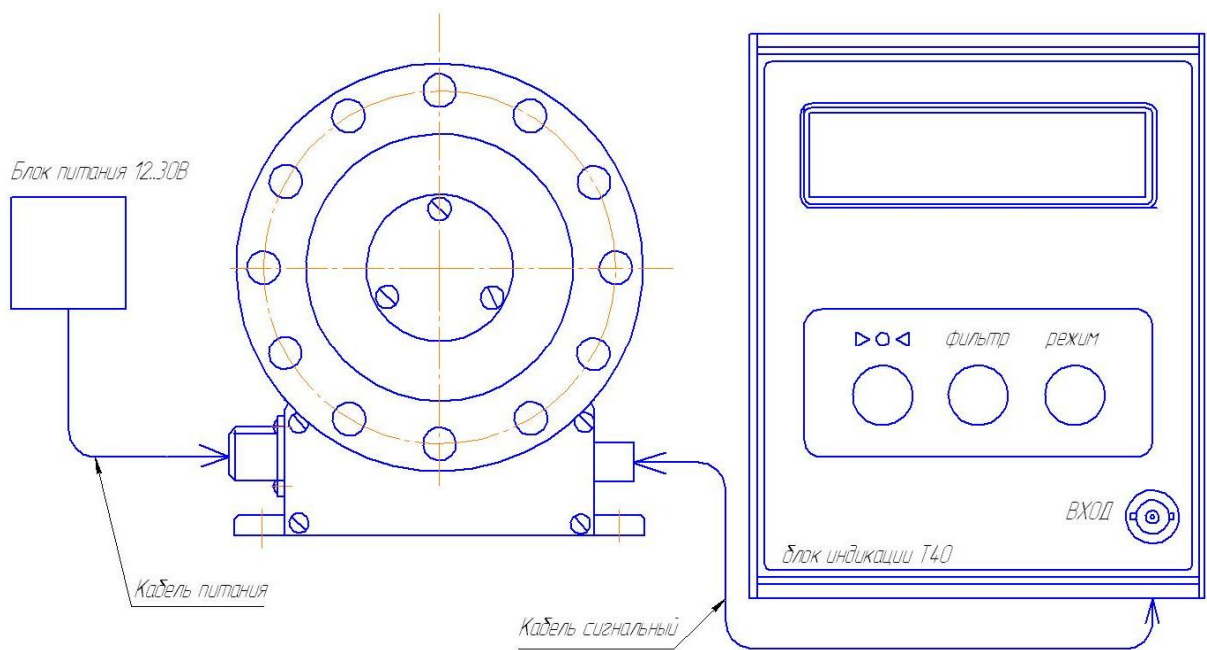


Рисунок 3.12 – Схема підключення датчика до блоку індикації Т40

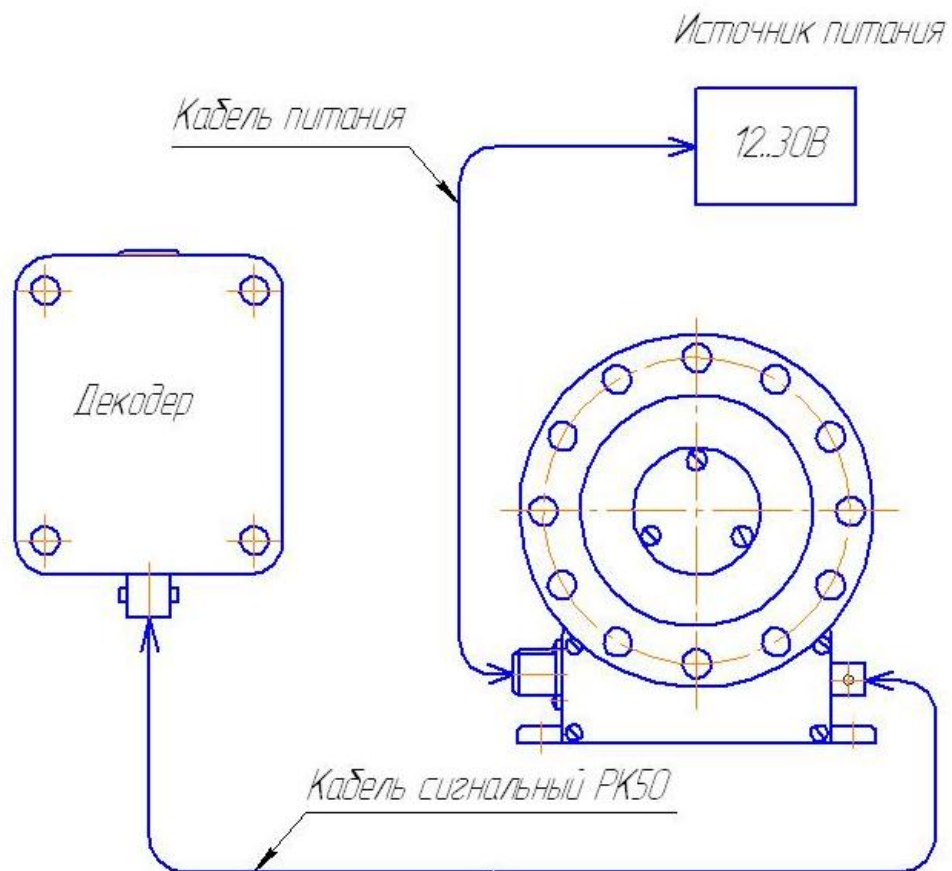


Рисунок 3.13 – Схема підключення датчика до декодера Т24 ( $\pm 5$  В, + 10 В або 4...20 мА).

### 3.4 Реалізація матриці дослідження та отримання рівняння регресії

Відповідно до таблиці 3.1 матриця експерименту матиме вигляд: [12]

Таблиця 3.2 – Матриця експерименту

№п/п	X1	X2	X1,2
1	-	-	+
2	-	+	-
3	+	-	-
4	+	+	+

За прямим методом вимірювання отримано по три значення потужності для кожного рівня:

$$P_{11}=8,24 \text{ кВт}; P_{12}=8,31 \text{ кВт}; P_{13}=8,26 \text{ кВт};$$

$$P_{21}=10,24 \text{ кВт}; P_{22}=10,17 \text{ кВт}; P_{23}=10,28 \text{ кВт};$$

$$P_{31}=11,33 \text{ кВт}; P_{32}=11,13 \text{ кВт}; P_{33}=11,86 \text{ кВт};$$

$$P_{41}=13,97 \text{ кВт}; P_{42}=14,51 \text{ кВт}; P_{43}=14,36 \text{ кВт}.$$

Для матриці візьмемо середні значення потужностей:

$$P_{1\text{сер.}}=8,27 \text{ кВт}; P_{2\text{сер.}}=10,23 \text{ кВт}; P_{3\text{сер.}}=11,44 \text{ кВт}; P_{4\text{сер.}}=14,28 \text{ кВт}.$$

За показаннями датчика отримано по три значення крутного моменту:

$$M_{11}=175,14 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{12}=178,48 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{13}=176,48 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_{21}=221,94 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{22}=221,27 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{23}=223,27 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_{31}=248,31 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{32}=241,58 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{33}=249,33 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_{41}=309,55 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{42}=316,42 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{43}=323,12 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Таким чином, ми можемо знайти значення потужностей:

$$P = \frac{M \cdot n}{9,55 \cdot \eta}, \quad (3.1)$$

$$P_{11} = \frac{175,14 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 7,86 \text{ кВт};$$

$$P_{12} = \frac{179,48 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 8,01 \text{ кВт};$$

$$P_{13} = \frac{176,48 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 7,92 \text{ кВт};$$

$$P_{21} = \frac{221,94 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 9,96 \text{ кВт};$$

$$P_{22} = \frac{221,27 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 9,93 \text{ кВт};$$

$$P_{23} = \frac{223,27 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 10,02 \text{ кВт};$$

$$P_{21} = \frac{221,94 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 9,96 \text{ кВт};$$

$$P_{31} = \frac{249,11 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 11,3 \text{ кВт};$$

$$P_{32} = \frac{241,53 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 10,9 \text{ кВт};$$

$$P_{33} = \frac{250,31 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 11,28 \text{ кВт};$$

$$P_{41} = \frac{309,7 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 13,9 \text{ кВт};$$

$$P_{42} = \frac{316,42 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 14,2 \text{ кВт};$$

$$P_{43} = \frac{323,1 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 14,5 \text{ кВт}.$$

Для матриці візьмемо середні значення потужностей:

$$P_{1\text{сер.}} = 7,93 \text{ кВт};$$

$$P_{2\text{сер.}} = 9,97 \text{ кВт};$$

$$P_{3\text{сер.}} = 11,16 \text{ кВт};$$

$$P_{4\text{сер.}} = 14,12 \text{ кВт}.$$

Реалізація матриці дозволила одержати наступні результати за середніми результатами вимірів:

Таблиця 3.3 – Результати вимірювань

[12]

$N_{д1}$	$N_{д2}$	$N_{\text{дср}} \frac{N_{u1} + N_{u2}}{2}$
8,27	7,93	8,2
10,23	9,97	10,1
11,44	11,16	11,3
14,28	14,12	14,2

Значення дисперсії в кожній точці плану визначаємо по формулі:

$$\Delta S_u^2 = \frac{\Delta^2}{2}, \quad (3.2)$$

де  $\Delta$  – різниця між паралельними дослідями.

У результаті обчислень одержимо:

$$\Delta S_1^2 = \frac{(8,27 - 7,93)^2}{2} = 0,0578$$

$$\Delta S_2^2 = \frac{(10,23 - 9,97)^2}{2} = 0,0338$$

$$\Delta S_3^2 = \frac{(11,44 - 11,16)^2}{2} = 0,0392$$

$$\Delta S_4^2 = \frac{(14,28 - 14,12)^2}{2} = 0,0128$$

Коефіцієнт Кокрена:

$$G = \frac{\Delta S_{u \max}^2}{\Delta S_u^2} = \frac{0,0578}{0,0338 + 0,0392 + 0,0128} = 0,67 < G_{\text{табл}} = 0,9065 \quad (3.3)$$

Дисперсія відтворності ( помилка досвіду) складає:

$$\Delta S_y^2 = \frac{0,0578 + 0,0338 + 0,0392 + 0,0128}{4} = 0,0359 \quad (3.4)$$

В якості математичної моделі приймаємо рівняння:

$$y = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_{1,2} \cdot x_1 \cdot x_2$$

Нам необхідно визначити 4 коефіцієнта.

Спираючись на матрицю планування, одержуємо:

$$b_0 = \frac{8,2 + 10,1 + 11,3 + 14,2}{4} = 10,95 \quad (3.5)$$

$$b_1 = \frac{-8,2 - 10,1 + 11,3 + 14,2}{4} = 1,8 \quad (3.6)$$

$$b_2 = \frac{-8,2 + 10,1 - 11,3 + 14,2}{4} = 1,2 \quad (3.7)$$

$$b_{1,2} = \frac{8,2 - 10,1 - 11,3 + 14,2}{4} = 0,24 \quad (3.8)$$

Оцінка значущості коефіцієнтів рівняння здійснюється по критерію Стьюдента.

Для нашого випадку:

$$\Delta b_{kp} = 2,78 \cdot \frac{\sqrt{0,0359}}{\sqrt{4}} = 0,26 \quad (3.9)$$

Порівняння  $\Delta b_{kp}$  з набутими значеннями коефіцієнтів показує, що три з чотирьох коефіцієнтів значущі, що вказує на те, що модель лінійна. В цьому випадку вона має вигляд:

$$y_u = 10,95 + 1,8x_1 + 1,2x_2 \quad (3.10)$$

Визначаємо відгук для кожного експерименту:

$$\alpha_u = 10,95 - 1,8 - 1,2 = 7,95 \quad (3.11)$$

$$\alpha_u = 10,95 - 1,8 + 1,2 = 10,35 \quad (3.12)$$

$$\alpha_u = 10,95 + 1,8 - 1,2 = 11,55 \quad (3.13)$$

$$\alpha_u = 10,95 + 1,8 + 1,2 = 13,95 \quad (3.14)$$

Таблиця 3.4 – Результати експериментальних розрахунків

№п/п	X1	X2	N <sub>p</sub>	N <sub>д.ср</sub>
1	-	-	7,95	8,2
2	-	+	10,35	10,1
3	+	-	11,55	11,1
4	+	+	13,95	14,2

$$S_{ад}^2 = \frac{(7,95 - 8,2)^2 + (10,35 - 10,1)^2 + (11,55 - 11,1)^2 + (13,95 - 14,2)^2}{3} = 0,13 \quad (3.15)$$

Критерій Фішера при  $\Delta S_y^2 = 0,0359$ ;

$$F = \frac{0,13}{0,0359} = 3,62 \quad (3.16)$$

Так як має місце умова:

$$F < F(0,05; 1; 4)$$

$$3,62 < 7,708$$

Остаточно можна записати що лінійна модель має наступний вигляд:



$$y_u = 10,95 + 1,8x_1 + 1,2x_2$$

Від лінійної моделі в закодованій формі перейдемо до рівняння з натуральними значеннями:

$$X_1 = \frac{V - OP}{IB} = \frac{V - 3,7}{1,6} \quad (3.17)$$

$$X_2 = \frac{G - OP}{IB} = \frac{G - 82,96}{1,75} \quad (3.18)$$

Рівняння регресії матиме вигляд:

$$N_T = 1,13V + 0,7G - 50 \quad (3.19)$$

З отриманого рівняння регресії знаходимо потужності і зрівнюємо їх з потужностями отриманими у ході експерименту.

Таблиця 3.5 – Еспериментальні та розрахункові значення

№п/п	V	G	N <sub>p</sub>	N <sub>дв.сп</sub>
1	-	-	7,82	8,2
2	-	+	11,66	10,1
3	+	-	11,43	11,3
4	-	+	15,27	14,2

Для нульового рівня:

$$N_T = 1,13 \cdot 3,7 + 0,7 \cdot 82,96 - 50 = 12,25 \text{ кВт}$$

Розбіжність з теоретичними розрахунками складає 1,39 кВт чи 0,127%.

Висновки:

1. Отримано рівняння, яке дає можливість розрахувати потужність привода агломації без складної стандартної методики.
2. Проведені дослідження показують, що двигуни для агломації підібрані правильно.
3. Дослідження не дають можливості змінити умови навантаження та експлуатації, однак розрахунки виконані з використанням АРМ свідчать про достатню надійність елементів редуктора після запропонованої заміни прямозубого зачеплення на косозубе.

### 3.1 Необхідність дослідження

У процесі роботи агломашини найчастіше виникають такі види відмов, пошкоджень і поломок приводу:

- знос приводних зірочок, роликів візків, колосників;
- поломки і викришування зубів зубчастих колес в редукторах;
- знос, поверхневе утомлююче викришування в підшипниках зубчастих передач.
- знос зубів сегментів зірочок головний і розвантажувальної частини приводу;

Причинами відмов є перевантаження, що виникають при пуску, зупинці і роботі машини, теплові удари і випадкові місцеві опори, що виникають при попаданні великих частин шихти або агломерату в елементи приводу, на ходовий шлях або направляючі візків. Найбільш навантаженим вузлом редуктора є вхідний вал.

В прикладній частині нами були розраховані параметри роботи агломашини та зроблені розрахунки планетарного редуктора та головного редуктора приводу. Було б доцільно провести дослідження спроможності роботи редуктора використовуючи програму APM Win Machine. Оскільки програма APM Win Machine є російськомовною, результати розрахунків приводимо на мові оригіналу. Спочатку проведемо розрахунок для прямозубої передачі зовнішнього зачеплення.

### 3.1.1 Розрахунки прямозубої передачі зовнішнього зацеплення в АРМ

#### Win Machine

Заданные параметры

Передача : Прямозубая внешнего зацепления

Тип расчета : Проектировочный

Стандарт расчета ГОСТ

#### Основные данные

Рабочий режим передачи	Тяжелый
Термообработка колес	
Шестерня	Закалка
Колесо	Улучшение
Расположение шестерни на валу	Симметричное
Нереверсивная передача	
Момент вращения на ведомом валу, Нм	244.00
Частота вращения ведомого вала, об./мин.	0.30
Передаточное число	5.29
Ресурс, час	2000.00

Число зацеплений	
Шестерня	1
Колесо	2

Дополнительные данные

Межосевое расстояние	710.000
Коэффициент ширины колеса	0.400
Модуль	16.000
Материал Шестерня	40ХН
Материал Колесо	40Х

Результаты APM Trans

Таблица 1 . Основная геометрия

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Межосевое расстояние	$a_w$	710.001		мм
Модуль	$m$	16.000		мм
Угол наклона зубьев	$b$	0.000		град
Делительный диаметр	$d$	224.000	1184.000	мм
Основной диаметр	$d_b$	210.491	1112.596	мм
Начальный диаметр	$d_w$	225.909	1194.093	мм
Диаметр вершин зубьев	$d_a$	255.625	1228.002	мм
Диаметр впадин	$d_f$	184.000	1156.377	мм
Коэффициент смещения	$x$	0.000	0.387	-
Высота зубьев	$h$	35.812	35.812	мм
Ширина зубчатого венца	$b$	304.000	285.000	мм
Число зубьев	$z$	14	74	-

Таблица 2 . Свойства материалов

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Допускаемые напряжения изгиба	$S_{Fa}$	571.926	441.678	МПа
Допускаемые контактные напряжения	$S_{Ha}$	1015.655		МПа
Твёрдость рабочих поверхностей	-	45.0	18.0	HRC
Действующие напряжения изгиба	$S_{Fr}$	0.663	0.501	МПа
Действующие контактные напряжения	$S_{Hr}$	49.216		МПа

Таблица 3 . Силы

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Тангенциальная сила	Ft	408.678		Н
Радиальная сила	Fr	159.261		Н
Осевая сила	Fa	0.000		Н
Расстояние от торца колеса до точки приложения силы	B	152.000		мм
Плечо силы	R	112.955		мм

#### Заданные параметры

Передача : Прямозубая внешнего зацепления

Тип расчета : Проверочный по моменту

Стандарт расчета : ГОСТ

#### Основные данные

Рабочий режим передачи	Тяжелый
Термообработка колес	
Шестерня	Закалка

Колесо	Улучшение
Расположение шестерни на валу	Симметричное
Нереверсивная передача	
Момент вращения на ведомом валу, Нм	107999.55
Частота вращения ведомого вала, об./мин.	0.30
Передаточное число	5.29
Ресурс, час	2000.00
Число зацеплений	
Шестерня	1
Колесо	2

#### Дополнительные данные

Материал Шестерня	40ХН
Материал Колесо	40Х

Результаты APM Trans

Таблица 1 . Основная геометрия

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Межосевое расстояние	$a_w$	710.000		мм
Модуль	$m$	16.000		мм
Угол наклона зубьев	$b$	0.000		град.
Делительный диаметр	$d$	224.000	1184.000	мм
Основной диаметр	$d_b$	210.491	1112.596	мм
Начальный диаметр	$d_w$	225.909	1194.091	мм
Диаметр вершин зубьев	$d_a$	261.813	1221.813	мм
Диаметр впадин	$d_f$	190.188	1150.188	мм



Коэффициент смещения	x	0.193	0.193	-
Высота зубьев	h	35.813	35.813	мм
Ширина зубчатого венца	b	300.000	280.000	мм
Число зубьев	z	14	74	-

Таблица 2 . Свойства материалов

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Допускаемые напряжения изгиба	$S_{Fa}$	571.978	441.678	МПа
Допускаемые контактные напряжения	$S_{Ha}$	1015.655		МПа
Твёрдость рабочих поверхностей	-	45.0	18.0	HRC
Действующие напряжения изгиба	$S_{Fr}$	218.066	191.320	МПа
Действующие контактные напряжения	$S_{Hr}$	1002.807		МПа

Таблица 3 . Силы

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Тангенциальная сила	$F_t$	180889.984		Н
Радиальная сила	$F_r$	70491.445		Н
Осевая сила	$F_a$	0.000		Н
Расстояние от торца колеса до точки приложения силы	B	150.000		мм
Плечо силы	R	112.955		мм

Висновок: розрахунки показали низьку надійність прямозубої передачі зовнішнього зачеплення, максимальний момент не перевищує 107 кН·м, в той час як діючий крутний момент складає 244 кН·м. Також допустимі і діючі контактні напруги приблизно рівні, що неминуче буде призводити до появи пітинг-корозії (викришування поверхні зуба). У зв'язку з цим нами запропонована косозуба передача зовнішнього зачеплення з кутом нахилу зубів  $\beta=12^\circ$ . Оптимальний кут нахилу для таких передач складає від  $8^\circ$  до  $22^\circ$  [8].

### 3.1.2 Розрахунок косозубої передачі зовнішнього зачеплення в АРМ Win Machine

Заданные параметры

Передача : Косозубая внешнего зацепления

Тип расчета : Проектировочный

Стандарт расчета : ГОСТ

Основные данные

Рабочий режим передачи	Тяжелый
Термообработка колес	
Шестерня	Закалка
Колесо	Улучшение
Расположение шестерни на валу	Симметричное
Нереверсивная передача	
Момент вращения на ведомом валу, Нм	244000.00
Частота вращения ведомого вала, об./мин.	0.30
Передаточное число	5.29
Ресурс, час	2000.00
Число зацеплений	
Шестерня	1
Колесо	2

#### Дополнительные данные

Межосевое расстояние	710.000
Коэффициент ширины колеса	0.400
Модуль	16.000
Угол наклона зубьев	12.000
Материал Шестерня	40ХН
Материал Колесо	40Х
Твердость поверхности зубьев шестерни	45.000
Твердость поверхности зубьев колеса	18.000

Результаты APM Trans

Таблица 1 . Основная геометрия

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Межосевое расстояние	$a_w$	710.001		мм
Модуль	$m$	16.000		мм
Угол наклона зубьев	$b$	12.000		град.
Делительный диаметр	$d$	229.004	1177.736	мм
Основной диаметр	$d_b$	214.627	1103.797	мм
Начальный диаметр	$d_w$	231.163	1188.839	мм
Диаметр вершин зубьев	$d_a$	260.567	1222.998	мм
Диаметр впадин	$d_f$	189.004	1151.435	мм
Коэффициент смещения	$x$	0.000	0.428	-
Высота зубьев	$h$	35.781	35.781	мм
Ширина зубчатого венца	$b$	304.000	285.000	мм
Число зубьев	$z$	14	72	-

Таблица 2 . Свойства материалов

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Едини-
----------	--------	----------	--------	--------

				цы
Допускаемые напряжения изгиба	$S_{Fa}$	571.974	441.678	МПа
Допускаемые контактные напряжения	$S_{H\alpha}$	1267.045		МПа
Твёрдость рабочих поверхностей	-	45.0	18.0	HRC
Действующие напряжения изгиба	$S_{Fr}$	324.205	252.280	МПа
Действующие контактные напряжения	$S_{Hr}$	1259.468		МПа

Таблица 3 . Силы

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Тангенциальная сила	$F_t$	410484.531		Н
Радиальная сила	$F_r$	167875.281		Н
Осевая сила	$F_a$	87251.188		Н
Расстояние от торца колеса до точки приложения силы	$B$	152.000		мм
Плечо силы	$R$	115.582		мм

### 3.1.3 Розрахунок косозубої передачі зовнішнього зачеплення за моментом в APM Win Machine.

Заданные параметры

Передача :

Косозубая внешнего зацепления

Тип расчета :

Проверочный по моменту

Стандарт расчета

ГОСТ

Основные данные

Рабочий режим передачи	Тяжелый
Термообработка колес	
Шестерня	Закалка
Колесо	Улучшение
Расположение шестерни на валу	Симметричное
Нереверсивная передача	
Момент вращения на ведомом валу, Нм	255062.80
Частота вращения ведомого вала, об./мин.	0.30
Передаточное число	5.29
Ресурс, час	2000.00
Число зацеплений	
Шестерня	1
Колесо	2

Дополнительные данные

Материал Шестерня	40ХН
Материал Колесо	40Х
Твердость поверхности зубьев шестерни	45.000
Твердость поверхности зубьев колеса	18.000

Результаты APM Trans

Таблица 1 . Основная геометрия

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Межосевое расстояние	$a_w$	710.000		мм
Модуль	$m$	16.000		мм
Угол наклона зубьев	$b$	12.000		град.
Делительный диаметр	$d$	229.004	1177.736	мм
Основной диаметр	$d_b$	214.627	1103.797	мм
Начальный диаметр	$d_w$	231.163	1188.837	мм
Диаметр вершин зубьев	$d_a$	267.415	1216.147	мм
Диаметр впадин	$d_f$	195.853	1144.585	мм
Коэффициент смещения	$x$	0.214	0.214	-
Высота зубьев	$h$	35.781	35.781	мм
Ширина зубчатого венца	$b$	300.000	280.000	мм
Число зубьев	$z$	14	72	-

Таблица 2 . Свойства материалов

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Допускаемые напряжения изгиба	$S_{Fa}$	573.722	441.678	МПа
Допускаемые контактные напряжения	$S_{Ha}$	1267.045		МПа
Твёрдость рабочих поверхностей	-	45.0	18.0	HRC
Действующие напряжения изгиба	$S_{Fr}$	307.431	278.322	МПа
Действующие контактные напряжения	$S_{Hr}$	1249.339		МПа

Таблица 3 . Силы

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Тангенциальная сила	$F_t$	429096.281		Н
Радиальная сила	$F_r$	175485.078		Н
Осевая сила	$F_a$	91207.227		Н
Расстояние от торца колеса до точки приложения силы	$B$	150.000		мм
Плечо силы	$R$	115.581		мм

Таблица 4 . Параметры торцевого профиля

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
----------	--------	----------	--------	---------



Угол профиля зубьев в точке на окружности вершин	$a_a$	36.621	24.822	град.
Радиус кривизны профиля зуба в точке на окружности вершин	$r_a$	79.759	255.267	мм
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке	$r_p$	8.436	183.944	мм

Таблица 5 . Параметры постоянной хорды

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Постоянная хорда зуба	$s_c$	24.394	24.394	мм
Высота до постоянной хорды	$h_c$	14.766	14.766	мм
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих положение постоянной хорды	$r_s$	52.661	218.092	мм
Основной угол наклона зубьев	$b_b$	11.267		град.

Таблица 6 . Параметры общей нормали

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Угол профиля	$a_x$	24.494	21.283	град.
Радиус кривизны профиля в точках пересечения с общей нормалью	$r_w$	37.530	206.452	мм
Длина общей нормали	$W$	76.535	421.017	мм
Число зубьев в общей нормали	$z_{nr}$	2	9	-

Таблица 7 . Параметры по хорде

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Заданный диаметр	$d_y$	229.004	1177.736	мм
Угол профиля в точке на заданном диаметре	$a_y$	20.410	20.410	град.
Окружная толщина зубьев на заданном диаметре	$s_{ty}$	28.243	28.243	мм
Угол наклона зубьев на заданном диаметре	$b_y$	12.000	12.000	град.
Половина угловой толщины зубьев	$\gamma_{yy}$	6.613	1.286	град.
Толщина по хорде зуба	$s_y$	27.564	27.623	мм
Высота до хорды зуба	$h_{ay}$	20.002	19.360	мм

Таблица 8 . Контроль по роликам

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Единицы
Диаметр ролика	$D_0$	27.200		мм

Диаметр окружности проходящей через центр ролика	$d_D$	243.539	1194.260	мм
Торцевой размер по роликам	M	270.739	1221.460	мм
Угол профиля на окружности проходящей через центры ролика	$\alpha_d$	28.202	22.444	град.
Радиус кривизны профиля в точках касания с роликом	$r_m$	44.209	214.637	мм

Таблица 9 . Параметры взаимного положения профилей зубьев

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Едини- цы
Шаг зацепления	$p_a$	47.234		мм
Осевой шаг	$p_x$	241.764		мм
Ход зубьев	$p_z$	3384.690	17406.980	мм

Таблица 10 . Проверка качества зацепления

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Едини-
----------	--------	----------	--------	--------

				цы
Мин. число зубьев нарезаемых без подреза при данном смещении	$z_{\min}$	13.438		-
Угол наклона линии вершины зубьев	$b_a$	13.940	12.379	град.
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин	$s_{na}$	9.116	12.532	мм
Радиальный зазор в зацеплении	$c$	4.000	4.000	мм
Коэффициент торцевого перекрытия	$e_a$	1.481		-
Коэффициент осевого перекрытия	$e_b$	1.158		-
Коэффициент перекрытия	$e_c$	2.639		-
Угол зацепления	$a_{tw}$	21.803		град.

Таблица 11 . Допуски колеса и шестерни

Описание	Символ	Шестерня	Колесо	Едини- цы
Минимально возможный зазор	$j_{n \min}$	200.000		мкм
Максимально возможный зазор	$j_{n \max}$	596.720		мкм
Предельное отклонение межосевого расстояния	$f_a$	100.000		мкм
Класс точности	$N_p$	8		-
Вид сопряжения	-	C		-
Класс отклонений межосевого расстояния	-	IV		-
Минимальный возможный угол поворота	$Dj_{\min}$	6' 31.34"	1' 16.09"	-
Максимальный возможный угол	$Dj_{\max}$	19' 27.59"	3' 47.03"	-

поворота				
Допуск на радиальное биение зубчатого венца	$F_r$	0.080	0.100	мм
Наименьшее дополнительное смещение исходного контура	$E_H$	-0.140	-0.250	мм
Допуск на смещение исходного контура	$T_H$	0.180	0.200	мм
Верхнее отклонение высоты зуба	$ES_H$	-0.140	-0.250	мм
Нижнее отклонение высоты зуба	$EI_H$	-0.320	-0.450	мм
Наименьшее отклонение средней длины общей нормали	$E_{Wm}$	-0.118	-0.182	мм
Допуск на среднюю длину общей нормали	$T_{Wm}$	0.090	0.110	мм
Верхнее отклонение средней длины общей нормали	$ES_{Wm}$	-0.118	-0.182	мм
Нижнее отклонение средней длины общей нормали	$EI_{Wm}$	-0.208	-0.292	мм
Наименьшее отклонение длины общей нормали	$E_W$	-0.100	-0.160	мм
Допуск на длину общей нормали	$T_W$	0.120	0.140	мм
Верхнее отклонение длины общей нормали	$ES_W$	-0.100	-0.160	мм
Нижнее отклонение длины общей нормали	$EI_W$	-0.220	-0.300	мм
Наименьшее отклонение толщины зуба с $m \geq 1$ мм	$E_{cs}$	-0.100	-0.180	мм
Допуск на толщину зуба с $m \geq 1$ мм	$T_c$	0.140	0.160	мм
Верхнее отклонение толщины зуба	$ES_{sc}$	-0.100	-0.180	мм
Нижнее отклонение толщины зуба	$EI_{sc}$	-0.240	-0.340	мм

Висновок: розрахунки показали, що обрана нами косозуба передача зовнішнього зачеплення без змін міжцентрової відстані та компоновки редуктора є оптимальною, бо дає можливість передавати крутний момент 255 кН·м при номінальному крутному моменту 244 кН·м. Діючі контактні напруги менше ніж допустимі. Сукупність цих обставин дає можливість сподіватись на надійну роботу запропонованої передачі.

### 3.1.4 Створення матриці дослідження

Розрахунок потужності двигуна агломашины являє собою складний та громіздкий алгоритм. Тому нами зроблена спроба заміни цього алгоритма (методики розрахунка) простим рівнянням регресії, визначеним і розрахованим на основі реалізації повного факторного експерименту типу  $N^m$ . При постійній потужності двигуна під час роботи можливо було б забезпечити зниження аварійних відмов та збільшення надійності вузлів машини. Для виконання цього спочатку необхідно визначити оптимальну потужність двигуна, яка забезпечить найбільш продуктивну роботу. Виходячи з цього необхідно провести експериментальні дослідження.

Оскільки ми досліджуємо залежність потужності від швидкості і навантаження, примемо  $m=2$ . Кількість рівней варіювання  $N$  так само примемо рівний 2. Таким чином маємо факторний експеримент типу  $2^2$ .

$N^m = 2^2$  інтервали планування.

[12]



За верхній рівень ВР приймаємо швидкість  $V=5,3$  м/с та масу шихти з візком  $G=84,71$  кН. Всі рівні значення швидкості та навантаження приведені в таблиці:

Таблиця 3.1 – Значення факторів

	<b>X1(V)</b>	<b>X2(G)</b>
<b>ВР</b>	5,3	84,71
<b>НР</b>	2,1	79,21
<b>ОР</b>	3,7	82,96
<b>ІВ</b>	1,6	1,75

При реалізації експерименту необхідно виміряти відгук- потужність електродвигуна.

Існує декілька способів вимірювання потужності. В нашому випадку ми проведемо вимірювання двома способами: прямим та непрямим, а саме за допомогою ватметра (прямий) та датчика крутного моменту (непрямий).

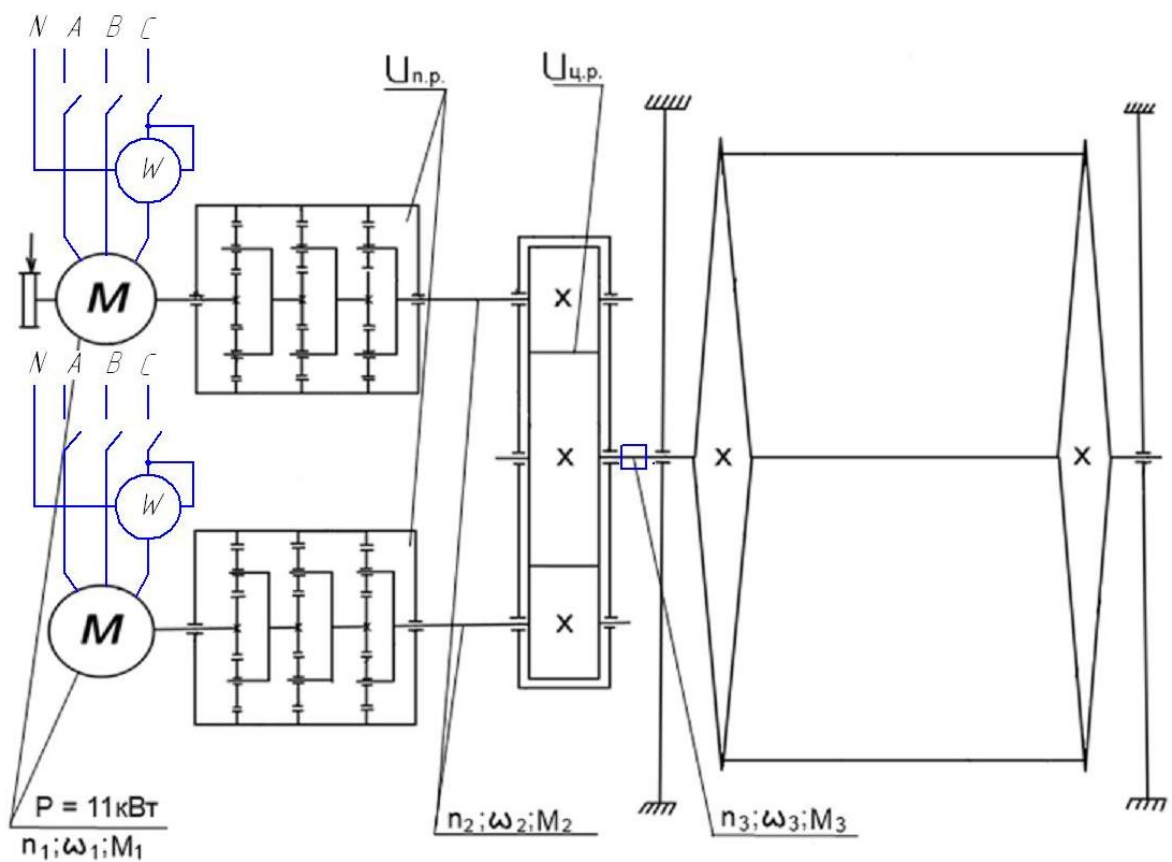
### **3.2 Ваттметр та схема підключення**

При сучасному розвитку техніки з'явилися цифрові ваттметри. Вони на відміну від аналогових менше в розмірах, набагато легші, менш габаритні та мають додаткові функції. Саме такий прилад ми використовуємо для проведення дослідження.

Прилади електровимірювальні цифрові PS194P- K1 призначені для вимірювання активної потужності в трифазних і однофазних мережах змінного струму. Додатково прилади вимірюють напругу, струм і частоту. Прибори використовуються на підприємствах електроенергетики, промисловості та комунального господарства, а також в автоматизованих системах різного призначення. Ваттметри випускаються з однорядковим світлодіодним індикатором червоного, жовтого або зеленого кольору. Виробляються модифікації з різними габаритними розмірами. Результати вимірювань відображаються на індикаторі, передаються по цифровому інтерфейсу RS-485, що працює по протоколу Modbus RTU, а також перетворюються в уніфікований сигнал постійного струму або напруги. Чотири кнопки на лицьовій панелі дозволяють переглядати на індикаторі вимірювані величини і налаштовувати прилад. Вхід в меню настройки захищений паролем. Можливе налаштування входів струму і напруги відповідно до застосованими на входах приладу вимірювальними трансформаторами. Меню також дозволяє змінити пароль, вибрати яскравість індикатора, задати поріг включення візуальної індикації перевантаження (миготіння індикатора), налаштувати аналоговий вихід (діапазон преутворених значень) і інтерфейс RS-485 (адреса порту, швидкість обміну, формат повідомлення). Ваттметри PS194P- K1 допускають підключення по 3-фазною 3-провідній схемі і по 1-фазній схемі (опції меню). Ступінь захисту приладу, забезпечена передньою панеллю, IP40 (за ГОСТ 14254-96) . Середнє напрацювання на відмову - 200000 годин. Середній термін служби - 25 лет. Міжповерочний інтервал - 6 років.



Рисунок 3.1 – Цифровой ваттметр



## Рисунок 3.2 – Схема підключення ватметра

### 3.3 Вибір датчика крутного моменту

#### 3.3.1 Вимірювання крутного моменту на валу зірочок

Для вимірювання крутного моменту на валу зірочок будемо використовувати датчик М40. М40 - датчики крутного моменту цифрового типу, призначені для вимірювання крутного моменту в широкому діапазоні номінальних значень від 0,1Нм до 300кНм і допускають використання при частотах обертання до 20000 об / хв.

Конструктивно датчики виконані у вигляді двох окремих складових частин: ротора і статора, між якими відсутні щіткові контакти і підшипники. Ротор має у своєму складі пружний тензоелемент, мало чутливий до впливу згинального моменту, поперечних і осьових сил. Розташований на роторі мікропроцесорний електронний модуль перетворює сигнали тензорезисторів в цифровий код, який передається з ротора на статор з безконтактного телеметричного каналу зв'язку. Цифровий кодований сигнал має високу перешкодозахищеність, забезпечує високу точність вимірювань, може бути переданий на значні відстані без спотворень і втрат інформації.

Статор має складову конструкцію, що забезпечує легкість і простоту монтажу датчика.

Датчики М40 мають цифровий (118132.0, 18232 / 485 (протокол Моббае), аналоговий ( $\pm 5\text{ЕЗ}$ ,  $\pm 10\text{ЕЗ}$ , 4 ... 20мА), частотний ( $10 \pm 5\text{кГц}$ ) виходи, можуть безпосередньо підключатися до комп'ютера для моніторингу процесу вимірювань і збереження даних . Відповідне програмне забезпечення входить в комплект.

Датчики М40 оснащені оптоелектронним датчиком частоти обертання.

Зважаючи на відсутність підшипників і щіткових контактів датчики М40 не вимагають технічного обслуговування.

Датчики крутного моменту М40 дозволяють вимірювати як статичний, так і динамічний, швидкозмінний крутний момент позитивної і негативної полярності.

Для вимірювання крутного моменту на проміжному валу будемо використовувати датчик фірми ТІЛКОМ серії М40 фланцевого типу (рис. 1.1), у котрого номінальний момент для вимірювання - 500 кН·м, допустиме перевантаження - 150%, клас точності - 0,20%, максимальна частота обертання - 2000 об / хв, жорсткість на кручення - 210кН·м / рад, допустима радіальна сила, прикладена до ротора-500 Н, допустима вигинаючий момент, прикладений до ротора-50 Нм, допустима осьова сила, прикладена до ротора-5 кН, вага - 3,4 кг.



Рисунок 3.3 – датчик М40

Величини зовнішніх навантажень, осьової сили, радіальної сили і згинального моменту, що діють на ротор, взаємозалежні. Збільшення будь-якого з навантажень вимагає пропорційного зменшення двох інших. Зазначена залежність проілюстрована на графіку.

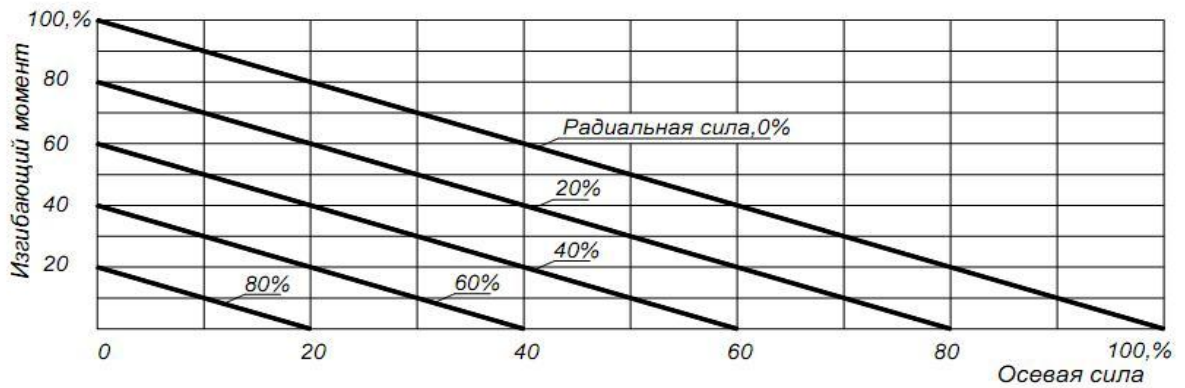


Рисунок 3.4 – Графік залежності зовнішніх навантажень, осьової сили, радіальної сили і згинального моменту.

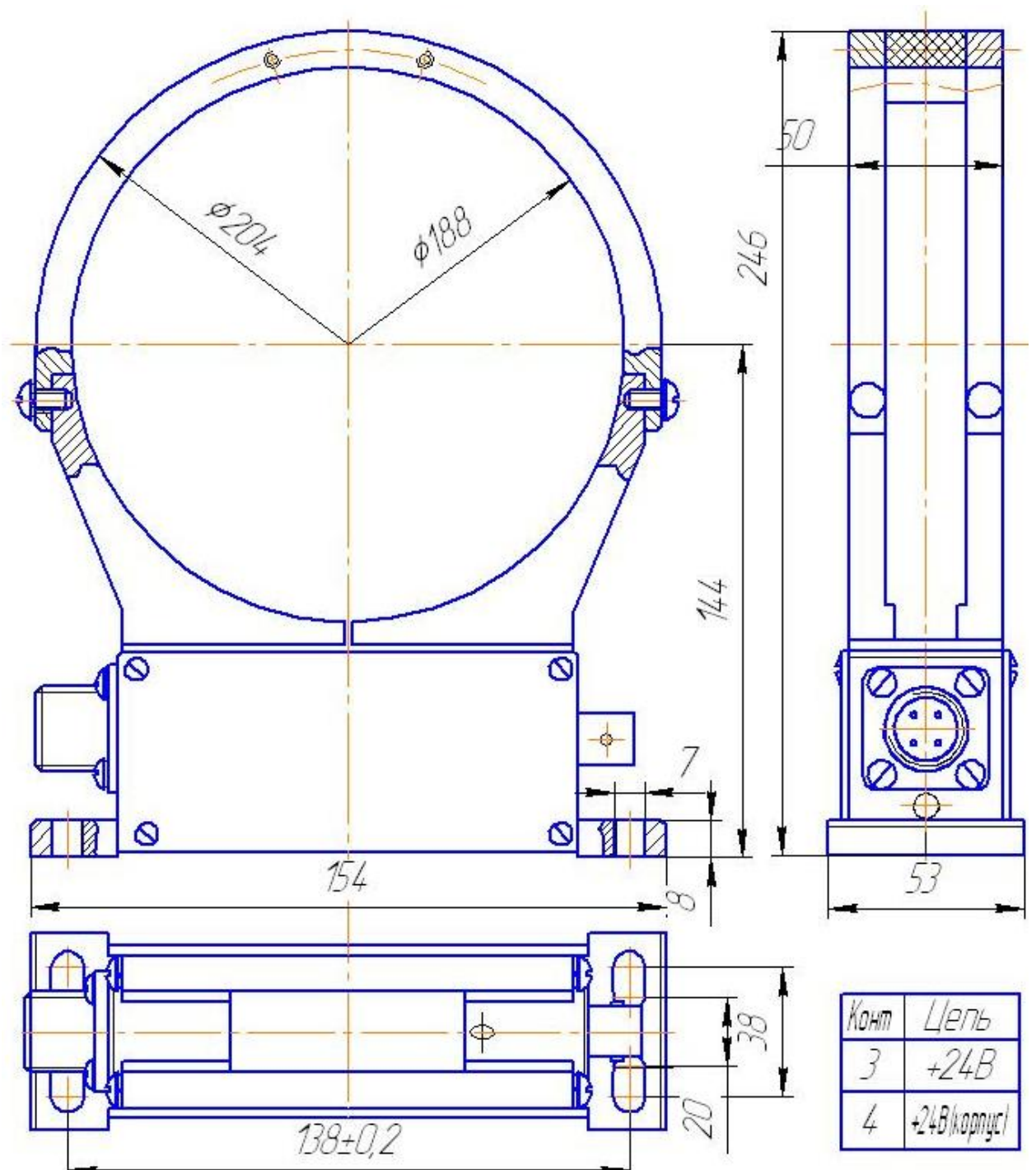


Рисунок 3.5 – Статор М40. Габаритні та установочні розміри, мм.

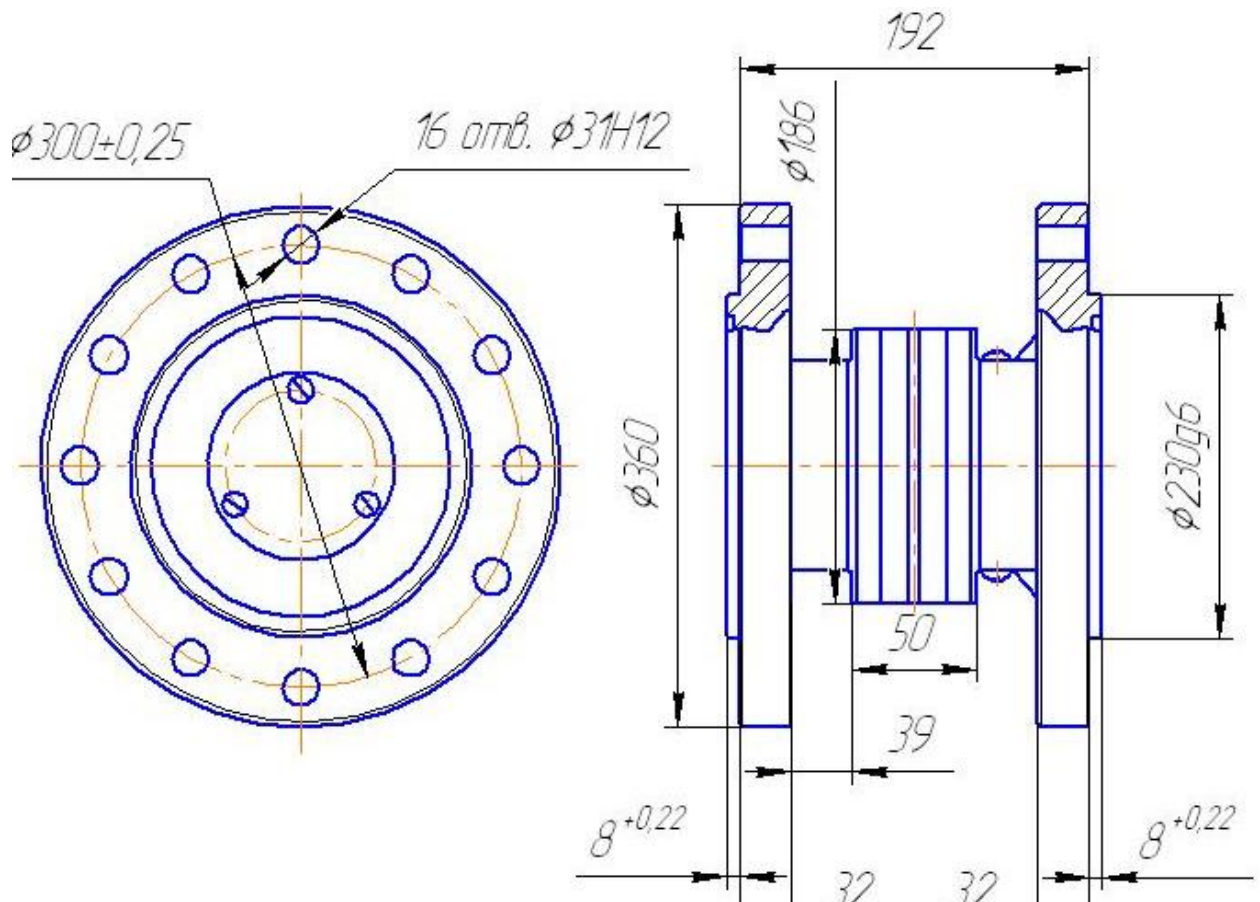


Рисунок 3.6 – Ротор М40. Габаритні та установочні розміри, мм.

### 3.3.2 Додаткове обладнання

При монтажі датчиків крутного моменту М40, рекомендується використовувати дискові компенсаційні муфти серії МК, що усувають навантаження датчика осьовими, радіальними силами та вигинаючим моментом, які можуть виникнути внаслідок несоосності валів, перекосів, температурних деформацій і т.п.

Для індикації вимірюваних величин: крутного моменту, частоти обертання, переданої датчиком механічної потужності, рекомендується використовувати блок індикації Т40 або Т41 (в пластмасовому корпусі). Обидва прилади мають програми усереднення (фільтрації) вимірювальних сигналів, обчислення потужності, коригування «нуля». Блок індикації Т50



використовується при необхідності контролю значень крутного моменту на відстані 50-70м.

При необхідності використання датчика з частотним вихідним сигналом  $10\text{кГц} \pm 5\text{кГц}$  рекомендується використовувати частотний декодер T23.

При необхідності мати аналоговий вихідний сигнал ( $\pm 5\text{В}$ ,  $\pm 10\text{В}$  або  $4\dots 20\text{ мА}$ ) рекомендується застосовувати аналоговий декодер T24.

При необхідності підключення датчика до USB-входу комп'ютера рекомендується застосовувати декодер T35.

Для постачання датчиків M40 електроенергією може бути поставлений джерело постійного струму (мережевий адаптер)  $12 \dots 24\text{В}$ .

### **3.3.3 Програмне забезпечення**

Поставляється в комплекті з датчиком програмне забезпечення виконано у вигляді Windows- докладання і дозволяє проводити моніторинг процесу вимірювань, запис і збереження даних, виконувати регулювання зміщення "нуля", обчислення переданої датчиком механічної потужності, усереднення і фільтрацію вимірювальних сигналів одночасно з чотирьох датчиків. Інтерфейс програми має цифровий індикатор поточних значень крутного моменту, частоти обертання і механічної потужності, а також цифровий осцилоскоп для графічного відображення вимірювальних сигналів у вигляді графіків функцій часу з можливістю масштабування по координатним осях.

Програма дає можливість зберігати та переглядати дані вимірювань, задавати режими збереження, управляти початком і закінченням вимірювань, здійснювати ряд налаштувань.

Програма має функцію запису даних без усереднення з максимальною швидкістю надходження даних від датчика, що дозволяє виконувати дослідження динамічних процесів.



Рисунок 3.7 – Интерфейс программного обеспечения

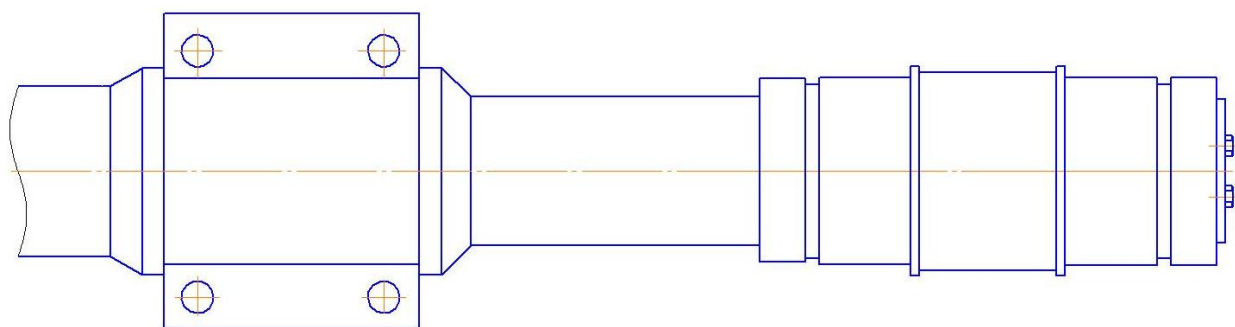


Рисунок 3.8 – Вал без датчика

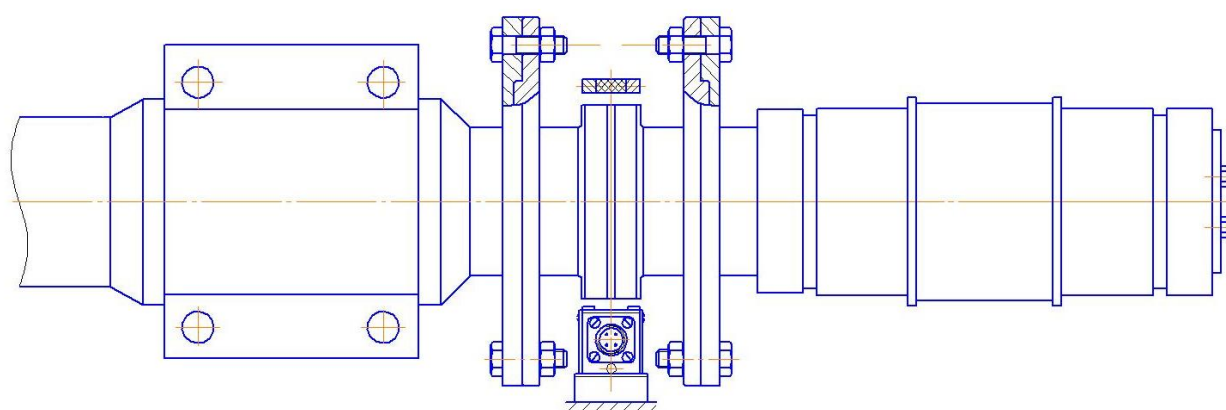


Рисунок 3.9 – Вал з датчиком

### 3.3.4 Схеми підключення

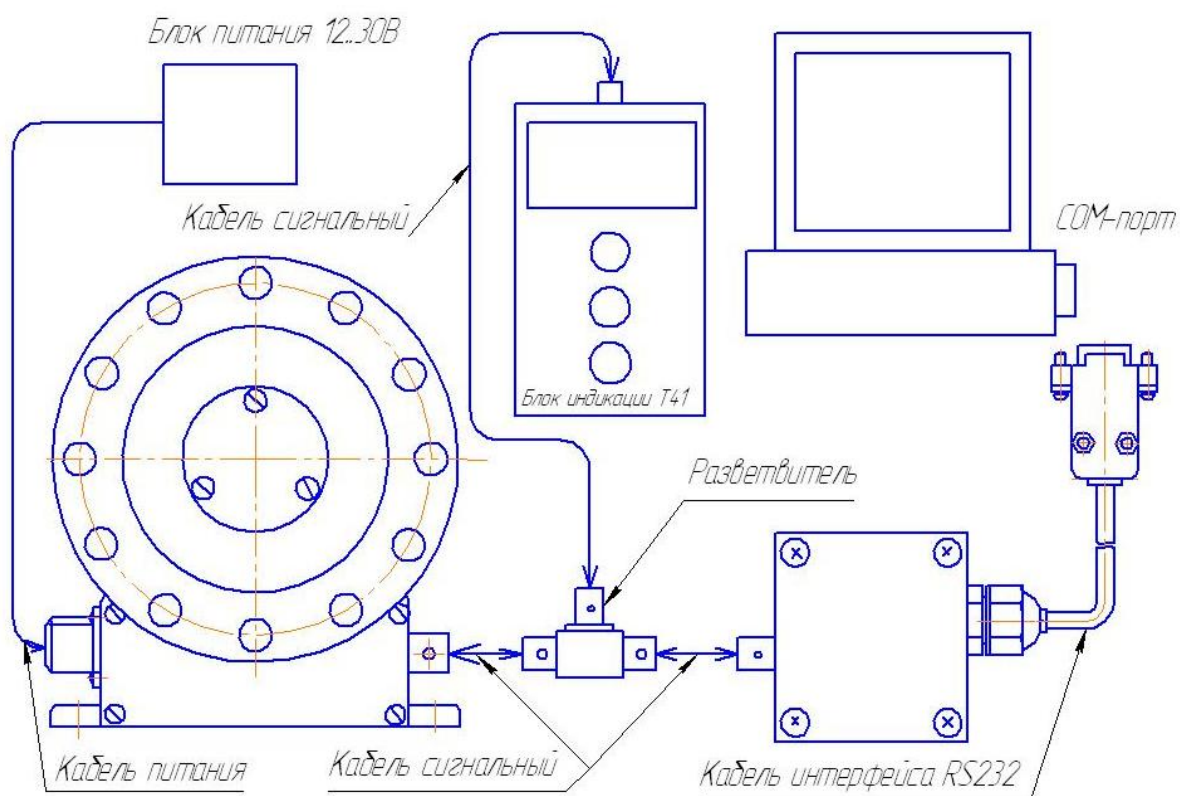


Рисунок 3.10 – Схема підключення для одночасного використання комп'ютера і блоку індикації (T40 або T41).

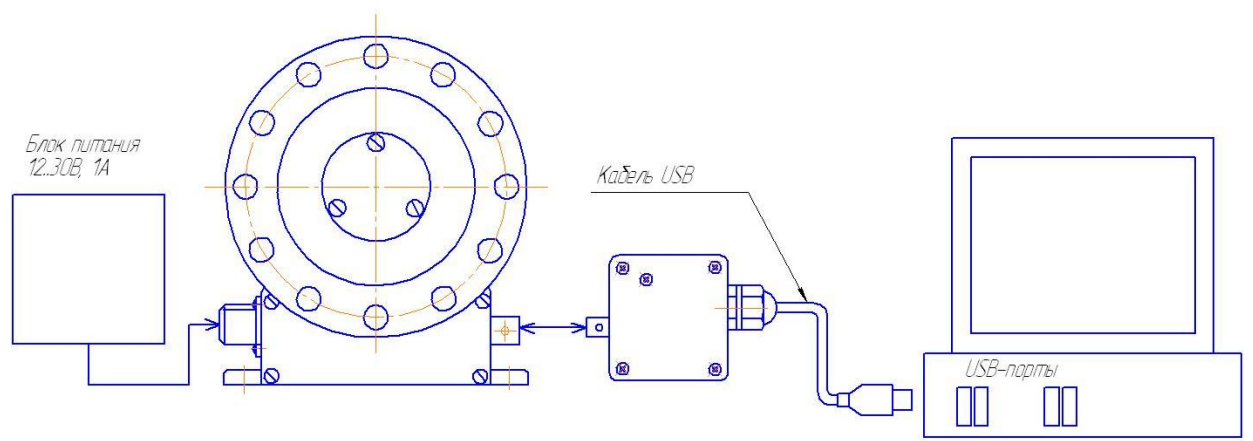


Рисунок 3.11 – Схема підключення датчиків через USB-порти комп'ютера

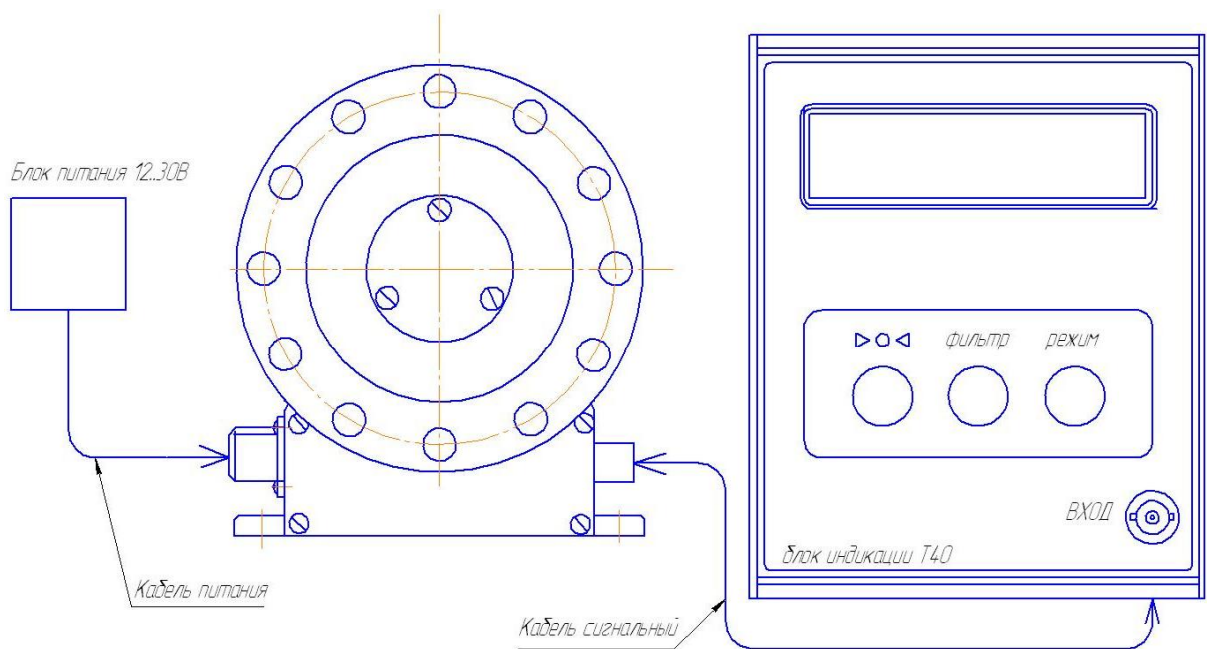


Рисунок 3.12 – Схема підключення датчика до блоку індикації Т40

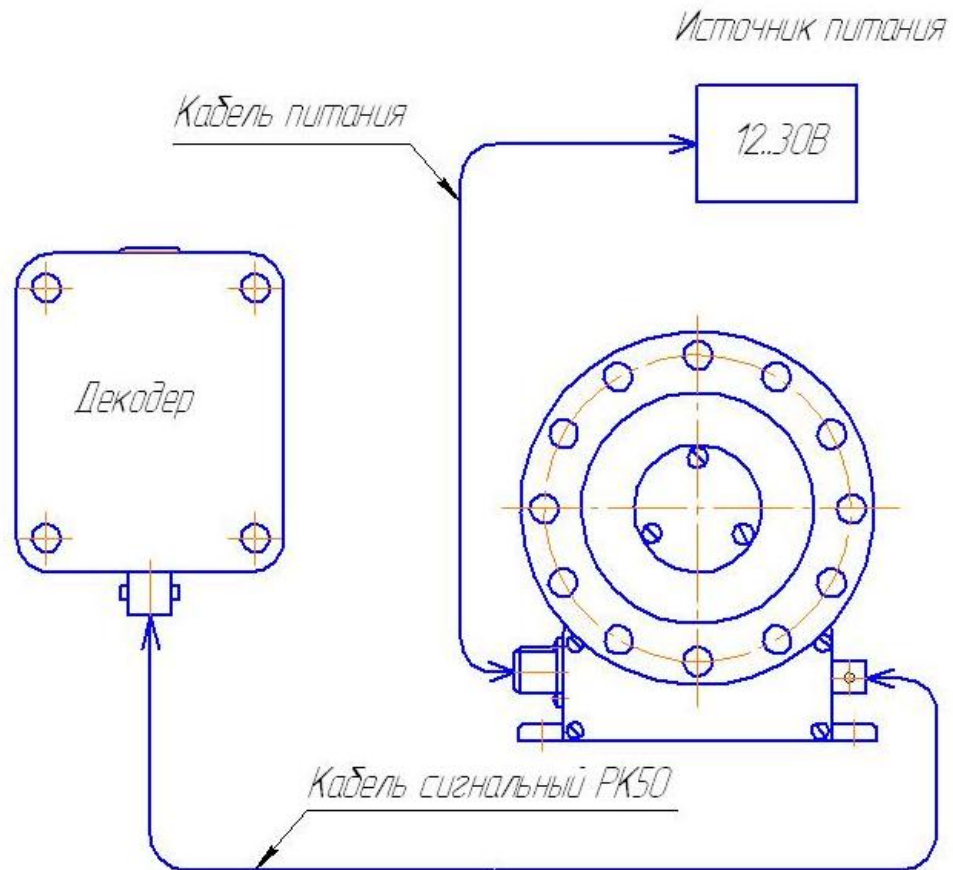


Рисунок 3.13 – Схема підключення датчика до декодера T24 ( $\pm 5$  В, + 10 В або 4...20 мА).

### 3.4 Реалізація матриці дослідження та отримання рівняння регресії

Відповідно до таблиці 3.1 матриця експерименту матиме вигляд: [12]

Таблиця 3.2 – Матриця експерименту

№п/п	X1	X2	X1,2
1	-	-	+

2	-	+	-
3	+	-	-
4	+	+	+

За прямим методом вимірювання отримано по три значення потужності для кожного рівня:

$$P_{11}=8,24 \text{ кВт}; P_{12}=8,31 \text{ кВт}; P_{13}=8,26 \text{ кВт};$$

$$P_{21}=10,24 \text{ кВт}; P_{22}=10,17 \text{ кВт}; P_{23}=10,28 \text{ кВт};$$

$$P_{31}=11,33 \text{ кВт}; P_{32}=11,13 \text{ кВт}; P_{33}=11,86 \text{ кВт};$$

$$P_{41}=13,97 \text{ кВт}; P_{42}=14,51 \text{ кВт}; P_{43}=14,36 \text{ кВт}.$$

Для матриці візьмемо середні значення потужностей:

$$P_{1\text{сер.}}=8,27 \text{ кВт}; P_{2\text{сер.}}=10,23 \text{ кВт}; P_{3\text{сер.}}=11,44 \text{ кВт}; P_{4\text{сер.}}=14,28 \text{ кВт}.$$

За показаннями датчика отримано по три значення крутного моменту:

$$M_{11}=175,14 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{12}=178,48 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{13}=176,48 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_{21}=221,94 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{22}=221,27 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{23}=223,27 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_{31}=248,31 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{32}=241,58 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{33}=249,33 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_{41}=309,55 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{42}=316,42 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{43}=323,12 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Таким чином, ми можемо знайти значення потужностей:

$$P = \frac{M \cdot n}{9,55 \cdot \eta}, \quad (3.1)$$

$$P_{11} = \frac{175,14 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 7,86 \text{ кВт};$$

$$P_{12} = \frac{179,48 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 8,01 \text{ кВт};$$

$$P_{13} = \frac{176,48 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 7,92 \text{ кВт};$$

$$P_{21} = \frac{221,94 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 9,96 \text{ кВт};$$

$$P_{22} = \frac{221,27 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 9,93 \text{ кВт};$$

$$P_{23} = \frac{223,27 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 10,02 \text{ кВт};$$

$$P_{21} = \frac{221,94 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 9,96 \text{ кВт};$$

$$P_{31} = \frac{249,11 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 11,3 \text{ кВт};$$

$$P_{32} = \frac{241,53 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 10,9 \text{ кВт};$$

$$P_{33} = \frac{250,31 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 11,28 \text{ кВт};$$

$$P_{41} = \frac{309,7 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 13,9 \text{ кВт};$$

$$P_{42} = \frac{316,42 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 14,2 \text{ кВт};$$

$$P_{43} = \frac{323,1 \cdot 0,3}{9,55 \cdot 0,7} = 14,5 \text{ кВт}.$$



Для матриці візьмемо середні значення потужностей:

$$P_{1\text{сер.}} = 7,93 \text{ кВт};$$

$$P_{2\text{сер.}} = 9,97 \text{ кВт};$$

$$P_{3\text{сер.}} = 11,16 \text{ кВт};$$

$$P_{4\text{сер.}} = 14,12 \text{ кВт}.$$

Реалізація матриці дозволила одержати наступні результати за середніми результатами вимірів:

Таблиця 3.3 – Результати вимірювань

[12]

$N_{д1}$	$N_{д2}$	$N_{\text{дсп}} \frac{N_{u1} + N_{u2}}{2}$
8,27	7,93	8,2
10,23	9,97	10,1
11,44	11,16	11,3
14,28	14,12	14,2

Значення дисперсії в кожній точці плану визначаємо по формулі:

$$\Delta S_u^2 = \frac{\Delta^2}{2}, \quad (3.2)$$

де  $\Delta$  – різниця між паралельними дослідями.

У результаті обчислень одержимо:

$$\Delta S_1^2 = \frac{(8,27 - 7,93)^2}{2} = 0,0578$$

$$\Delta S_2^2 = \frac{(10,23 - 9,97)^2}{2} = 0,0338$$

$$\Delta S_3^2 = \frac{(11,44 - 11,16)^2}{2} = 0,0392$$

$$\Delta S_4^2 = \frac{(14,28 - 14,12)^2}{2} = 0,0128$$

Коефіцієнт Кокрена:

$$G = \frac{\Delta S_{u \max}^2}{\Delta S_u^2} = \frac{0,0578}{0,0338 + 0,0392 + 0,0128} = 0,67 < G_{\text{табл}} = 0,9065 \quad (3.3)$$

Дисперсія відтворності ( помилка досвіду) складає:

$$\Delta S_y^2 = \frac{0,0578 + 0,0338 + 0,0392 + 0,0128}{4} = 0,0359 \quad (3.4)$$

В якості математичної моделі приймаємо рівняння:

$$y = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_{1,2} \cdot x_1 \cdot x_2$$

Нам необхідно визначити 4 коефіцієнта.

Спираючись на матрицю планування, одержуємо:

$$b_0 = \frac{8,2 + 10,1 + 11,3 + 14,2}{4} = 10,95 \quad (3.5)$$

$$b_1 = \frac{-8,2 - 10,1 + 11,3 + 14,2}{4} = 1,8 \quad (3.6)$$

$$b_2 = \frac{-8,2 + 10,1 - 11,3 + 14,2}{4} = 1,2 \quad (3.7)$$

$$b_{1,2} = \frac{8,2 - 10,1 - 11,3 + 14,2}{4} = 0,24 \quad (3.8)$$

Оцінка значущості коефіцієнтів рівняння здійснюється по критерію Стьюдента.

Для нашого випадку:

$$\Delta b_{кр} = 2,78 \cdot \frac{\sqrt{0,0359}}{\sqrt{4}} = 0,26 \quad (3.9)$$

Порівняння  $\Delta b_{кр}$  з набутими значеннями коефіцієнтів показує, що три з чотирьох коефіцієнтів значущі, що вказує на те, що модель лінійна. В цьому випадку вона має вигляд:

$$y_u = 10,95 + 1,8x_1 + 1,2x_2 \quad (3.10)$$

Визначаємо відгук для кожного експерименту:

$$\alpha_u = 10,95 - 1,8 - 1,2 = 7,95 \quad (3.11)$$

$$\alpha_u = 10,95 - 1,8 + 1,2 = 10,35 \quad (3.12)$$

$$\alpha_u = 10,95 + 1,8 - 1,2 = 11,55 \quad (3.13)$$

$$\alpha_u = 10,95 + 1,8 + 1,2 = 13,95 \quad (3.14)$$

Таблиця 3.4 – Результати експериментальних розрахунків

№п/п	X1	X2	N <sub>p</sub>	N <sub>д.сп</sub>
1	-	-	7,95	8,2
2	-	+	10,35	10,1
3	+	-	11,55	11,1

4	+	+	13,95	14,2
---	---	---	-------	------

$$S_{\text{ад}}^2 = \frac{(7,95 - 8,2)^2 + (10,35 - 10,1)^2 + (11,55 - 11,1)^2 + (13,95 - 14,2)^2}{3} = 0,13 \quad (3.15)$$

Критерій Фішера при  $\Delta S_y^2 = 0,0359$ ;

$$F = \frac{0,13}{0,0359} = 3,62 \quad (3.16)$$

Так як має місце умова:

$$F < F(0,05;1;4)$$

$$3,62 < 7,708$$

Остаточно можна записати що лінійна модель має наступний вигляд:

$$y_u = 10,95 + 1,8x_1 + 1,2x_2$$

Від лінійної моделі в закодованій формі перейдемо до рівняння з натуральними значеннями:

$$X_1 = \frac{V - OP}{IB} = \frac{V - 3,7}{1,6} \quad (3.17)$$

$$X_2 = \frac{G - OP}{IB} = \frac{G - 82,96}{1,75} \quad (3.18)$$

Рівняння регресії матиме вигляд:

$$N_T = 1,13V + 0,7G - 50 \quad (3.19)$$

З отриманого рівняння регресії знаходимо потужності і зрівнюємо їх з потужностями отриманими у ході експерименту.

Таблиця 3.5 – Еспериментальні та розрахункові значення

№п/п	V	G	N <sub>p</sub>	N <sub>дв.сп</sub>
1	-	-	7,82	8,2
2	-	+	11,66	10,1
3	+	-	11,43	11,3
4	-	+	15,27	14,2

Для нульового рівня:

$$N_T = 1,13 \cdot 3,7 + 0,7 \cdot 82,96 - 50 = 12,25 \text{ кВт}$$

Розбіжність з теоретичними розрахунками складає 1,39 кВт чи 0,127%.

Висновки:

1. Отримано рівняння, яке дає можливість розрахувати потужність привода агломації без складної стандартної методики.
2. Проведені дослідження показують, що двигуни для агломації підібрані правильно.
3. Дослідження не дають можливості змінити умови навантаження та експлуатації, однак розрахунки виконані з використанням АРМ свідчать про достатню надійність елементів редуктора після запропонованої заміни прямозубого зачеплення на косозубе.

## Висновки і рекомендації

1. В процесі ознайомлення з обладнанням агломераційного цеху виявилось, що одним з «вузьких» місць є привод агломашини.
2. Проведено розрахунки, обрано двигун приводу.
3. Досліджено вплив швидкості переміщення візків та маси шхти на потужність двигуна. Та в ході досліджень виявлено потребу в заміні прямозубої передачі на косозубу. Проведено розрахунки з використанням АРМ Win Machine.
4. Розрахунки показали, що обрана нами косозуба передача зовнішнього зачеплення без змін міжцентрової відстані та компоновки редуктора є оптимальною, бо дає можливість передавати крутний момент 255 кН·м при номінальному крутному моменту 244 кН·м. Діючі контактні напруги менше ніж допустимі. Сукупність цих обставин дає можливість сподіватись на надійну роботу запропонованої передачі.
5. Проведено розрахунок середньомісячної заробітної плати персоналу. Середньомісячний заробіток одного робочого чергового персоналу складає 6971 грн., середньомісячний заробіток одного робочого ремонтного персоналу складає 5335 грн. Також побудовано мережевий графік проведення капітального ремонту.
6. Проведено розрахунки економічних показників, за результатами яких зроблено наступні висновки: термін окупності менше двох років; збільшено термін міжремонтного періоду. Річний економічний ефект від запровадження розробок у виробництво складає 98325,86грн.



## Бібліографічний список

1. В.И. Анурьев «Справочник конструктора-машиностроителя», Москва: «Машиностроение», Т.1, 1980.-728с.
2. В.И. Анурьев «Справочник конструктора-машиностроителя», Москва: «Машиностроение», Т.2, 1980.-560с.
3. В.И. Анурьев «Справочник конструктора-машиностроителя», Москва: «Машиностроение», Т.3, 1980.-560с.
4. С.О. Чернавский «Справочник металлиста», Москва: «Машиностроение», Т.1, 1971.-768с.
5. В.О. Добровольский «Детали машин», Москва, 1963.-336с.
6. В.М. Гребеник, Ф.К. Иванченко, В.И. Ширяев, «Расчет мет.машин и механизмов» : учебное пособие для ВУЗов,- Киев: Высшая школа, 1988.-448с.
7. Справочник по электрическим машинам./ Под совместной редакцией И.П. Копылова та Б.К. Клокова.-М.:Машиностроение, 1988.-456с.
8. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов.- 4-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1989.-496с.: ил.
9. Приказ №1513 "О введении новой системы вознаграждения на ОАО "Запорожсталь".
10. Старк С.Б. Пылеулавливание и очистка газов в металлургии : Учеб. Для вузов. – М. : Металлургия, 1977. – 328с.
11. Методические указания к семинарским занятиям по курсу «Газоочистные установки различных производств черной металлургии» для студентов специальности 0413 «Улавливание и утилизация пылей и газов» / Сост. С.И. Денисов. – Запорожье: ЗИИ, 1990. – 52с.

12. Жук А.Я., Желябіна Н.К., Малишев Г.П. Основи наукових досліджень в сфері практичної механіки Книга 2. Експериментальні дослідження: Навчальний посібник. – К.: Кондор-видавництво, 2012.-224с.

13. А.Я., Желябіна Н.К., Малишев Г.П., Клевцов О.М. Техническая диагностика. Контроль и прогнозирование. Монография.-Запорожье: Издательство запорожской государственной инженерной академии, 2008-500с.

14. Жук А.Я. Напрями творчого проектування та його техніко-економічного обґрунтування. Книга 2. Навчальний посібник / Жук А.Я., Бойко О.В., Таратута К.В., Коваль М.В. – К.: Кондор- Видавництво, 2012. – 452с.

16. Організаційна та економічна частини дипломного проекту: Методичні вказівки до виконання дипломного проекту : Для студ. ЗДІА спец. 7.090218 "МО" / К. В. Таратута, О. М. Попов ; ЗДІА. - Запоріжжя : ЗДІА, 2006. - 52 с.

17. Охорона праці та техногенна безпека: методичні вказівки до виконання розділу дипломних проектів (робіт) для студентів ЗДІА (спеціаліст) напрямку 6.050401 «Металургія» / В.Р. Румянцев, С.П. Панасенко, І.О. Ткаліч. – Запоріжжя, ЗДІА, 2011. – 44с.

18. Руководство по эксплуатации агломерационной машины №1.- Справочные материалы мартеновского цеха. – 47 с.

19. Фотиев М.М. Электропривод и электрооборудование металлургических цехов. - М.: Металлургия, 1990 - 346 с.