

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»**



**МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ФАКУЛЬТЕТ  
*Кафедра основ конструювання механізмів і машин***

**Методичні рекомендації**  
при виконанні курсового проекту  
з дисципліни  
**«Проектування взаємодії та рендерінг виробничого обладнання»**  
для студентів спеціальності 132 Матеріалознавство

Дніпро  
2018

Методичні рекомендації для самостійної роботи студентів при виконанні курсового проекту з дисципліни «Проектування взаємодії та рендерінг виробничого обладнання» для студентів спеціальності 132 Матеріалознавство / І.В. Вернер, Т.О. Письменкова, А.О. Логінова – Дніпро: НТУ «ДП», 2018. – 59 с.

Упорядники:

Т.О. Письменкова, канд.пед.наук

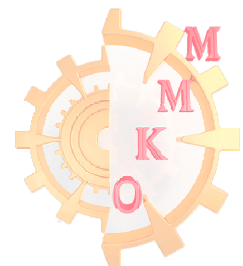
А.О. Логінова, канд.техн.наук

І.В. Вернер, ас.

Затвержено до видання редакційною радою НГУ (протокол № 10 від 09.10.2018) за поданням кафедри ОКММ (протокол № 2\_від 20.09.2018).

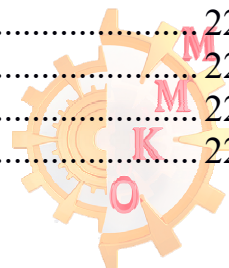
Методичні рекомендації для самостійної роботи студентів при виконанні курсового проекту з дисципліни «Проектування взаємодії та рендерінг виробничого обладнання» для студентів спеціальності 132 Матеріалознавство сприятимуть набуттю у студентів навичок створення тривимірних об'єктів та моделювання оточуючого середовища і взаємодії об'єктів із застосуванням сучасних інформаційних технологій.

Відповідальний за випуск завідувач кафедри основ конструювання механізмів і машин к.т.н., доц. К.А. Зіборов.

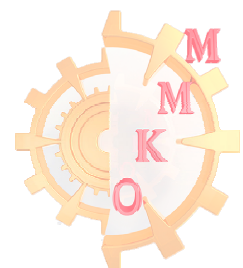


## ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 Обсяг, зміст і оформлення розрахунково-графічного завдання.....	6
1.1 Отримання завдання на виконання роботи .....	6
1.2 Варіанти завдань .....	6
2 Вибір поліспастової механізму .....	7
3 Розрахунок і вибір сталевих канатів.....	7
3.1 Максимальне зусилля в вітки каната .....	7
3.2 Розрахункове розривне зусилля в канаті .....	8
3.3 Вибір сталевих канатів.....	9
4 Визначення основних розмірів блоків і барабана.....	9
4.1 Діаметри блоку і барабана, вимірювані по центру каната.....	9
4.2 Діаметр барабана, вимірюваний по дну канавки.....	9
4.3 Довжина каната, навивається на барабан .....	10
4.4 Робоча довжина барабана з урахуванням запасних витків .....	10
4.4.1 Для нарізної барабана з одношарової навивки каната.....	10
4.4.2 Для барабана з багатошарової навивки каната.....	10
4.5 Повна довжина барабана.....	11
4.5.1 Для барабанів з одношарової навивки каната .....	11
4.5.2 Для барабанів з багатошарової навивки каната.....	11
4.5.3 Повна довжина барабана для здвоєних поліспастів .....	11
4.6 Перевірка жорсткості барабана .....	12
4.7 Визначення товщини стінки барабана і перевірка його міцності .....	12
4.7.1 Визначення товщини стінки барабана.....	12
4.7.2 Перевірка стінки барабана на міцність .....	12
5 Розрахунок кріплення кінця каната на барабані .....	12
5.1 Зусилля в місці кріплення каната до барабана .....	13
5.2 Зусилля затягування болтів кріплення каната.....	13
5.3 Напруження в болтах кріплення.....	13
6 Розрахунок вантажозахоплювального пристрою .....	14
6.1 Перевірочний розрахунок гака .....	15
6.1.1 Перевірка на міцність хвостовика гака .....	15
6.1.2 Перевірка напружень в зіві гака .....	16
6.2 Розрахунок траверси підвіски крюка .....	17
6.2.1 Рівняння міцності .....	17
6.2.2 Визначення діаметра цапфи траверси .....	20
6.2.3 Визначення діаметра осі блоків підвіски .....	20
6.3 Розрахунок сережки підвіски.....	21
6.4 Визначення потужності електродвигуна механізму підйому вантажу.....	21
6.4.1 Визначення статичної потужності електродвигуна .....	21
6.5 Вибір електродвигуна.....	22
7 Визначення передавального числа і вибір редуктора .....	22
7.1 Визначення передавального числа редуктора.....	22
7.2 Вибір редуктора .....	22



8 Вибір і перевірочний розрахунок гальма.....	23
8.1 Визначення необхідного гальмівного моменту і вибір гальма.....	23
8.2 Перевірочний розрахунок гальма.....	24
8.2.1 Перевірка гальма на питомий тиск колодок .....	24
8.2.2 Перевірка гальма на нагрівання .....	24
9 Вибір з'єднувальних муфт .....	25
10 Перевірка двигуна за часом пуску .....	25
11 Складання кінематичної схеми механізму підйому вантажу .....	27
12 Моделювання гака в Autodesk Fusion 360 .....	28
13 Розрахунок статичного навантаження на гак в Autodesk Fusion 360 .....	38
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	43
Додаток А. Гаки вантажозахватні .....	44
Додаток Б. Сталеві канати .....	46
Додаток В. Підшипники наполегливі .....	48
Додаток Г. Шків (блоки) канатні.....	49
Додаток Д. Електродвигуни .....	50
Додаток Е. Редуктори .....	52
Додаток Ж. Колодкові гальма.....	55
Додаток І. Сполучні муфти.....	57
Додаток К. Умовні позначення кінематичних схем .....	58



## ВСТУП

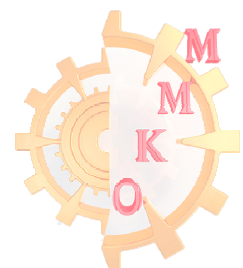
Дисципліною «Проектування взаємодії та рендерінг виробничого обладнання» забезпечуються результати навчання наведені в освітній програмі підготовки бакалаврів за спеціальністю 132 Матеріалознавство – здатність доносити інформацію, ідеї, проблеми, рішення та власний досвід, застосовування до рішення прикладних задач дизайнерських методів обробки та донесення інформації

Це є необхідним для фахівців-магістрів технічних спеціальностей, майбутні виробничі функції яких пов'язані з експлуатацією підйомно-транспортних та навантажувально-розвантажувальних машин, складання технологічної документації, яка винна відповідати стандартам, технічним умів та зажадає виробництва.

Створення функціональних і ергономічних предметів, естетично приємний зовнішній вигляд виробу, підвищення енерго- та ресурсозбереження при виробництві та використанні предмета, проектування безпечних для людини і навколишнього середовища речей, створення інтуїтивно простого у використанні обладнання – всі ці критерії нового продукту вимагають від сучасного інженера не тільки професійних навичок, а й широку уяву і тонке естетичне бачення.

Методичні вказівки розроблені для надання допомоги студентам, які виконують розрахунково-графічного завдання з курсу «Проектування взаємодії та рендерінг виробничого обладнання» (далі завдання), метою якого є розрахунок вантажопідйомних механізмів кранів з використанням САПР на базі програмного комплексу Fusion 360 компанії Autodesk.

Надані методичні вказівки оформлені відповідно до вимог, що пред'являються ЕСКД до текстових документів, і можуть бути використані студентами в якості зразка оформлення пояснювальної записки до завдання, а по всьому їх тексту прийнята єдина система умовних позначень розрахункових параметрів.



## 1 Обсяг, зміст і оформлення розрахунково-графічного завдання

Пред'являється студентом до захисту розрахунково-графічне завдання з розрахунку вантажопідйомного пристрою [1] має бути оформлено у вигляді пояснювальної записки, виконаної в електронному вигляді у файлі текстового формату компас, а також видрукуваної (і переплетеної) на папері формату А4 [2].

### 1.1 Отримання завдання на виконання роботи

Кожен студент отримує у викладача свій варіант технічного завдання на проектування. Завдання складається з дев'яти показників технічних вимог до виробу, які повинні бути враховані при проектуванні вантажопідйомного механізму.

### 1.2 Варіанти завдань

Варіанти завдань для проектування наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Варіанти завдань до розрахунку вантажопідйомного пристрою

№ варіанту	Схема поліста по малюнку 1.1*	Режим навантаження механізму		Група режиму роботи механізму		Вага зрушуваного вантажу $G_{гр}$ , кН			Висота підйому вантажу $H$ , м			матеріал барабану**			число шарів намотування барабана $n$			швидкість підйому вантажу, приблизнокові $V_{гр}$ , М / с			Тривалість включень ПВ, %	
		А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	І	Д о	Л	М	Н	П р о	П	Р	З	Т	У	Ф	Х
1	<i>a</i>	L 1	L 3	М 3	М 6	3,2	63,0	8,0	5	1	2	Ч	Л	З	1	2	3	0,0 7	0,1 3	0,1 7	1	2
2	<i>б</i>	L 2	L 4	М 4	М 7	4,0	80,0	10,0	3	7	1	Л	З	Ч	4	6	1	0,1 8	0,4 5	0,6 0	4	6
3	<i>в</i>	L 1	L 4	М 5	М 8	5,0	100, 0	12,5	9	2	4	З	Ч	Л	1	2	3	0,1 3	0,1 7	0,1 8	2	4
4	<i>a</i>	L 2	L 3	М 4	М 5	6,3	80,0	16,0	1	4	9	Ч	Л	З	4	6	1	0,4 5	0,6 0	0,1 8	4	6
5	<i>б</i>	L 3	L 4	М 7	М 8	8,0	63,0	20,0	1	2	5	Л	З	Ч	1	2	3	0,1 8	0,1 3	0,1 7	2	4
6	<i>в</i>	L 1	L 3	М 4	М 6	10, 0	50,0	25,0	1	4	2	З	Ч	Л	4	6	1	0,1 7	0,0 7	0,1 3	1	2
7	<i>a</i>	L 1	L 4	М 3	М 5	12, 5	40,0	63,0	1	1	2	Ч	Л	З	1	2	3	0,6 0	0,1 8	0,4 5	2	4
8	<i>б</i>	L 1	L 3	М 4	М 8	16, 0	32,0	80,0	3	2	1	Л	З	Ч	4	6	1	0,1 8	0,1 3	0,1 7	1	2
9	<i>в</i>	L	L	М	М	20,	25,0	100,0	1	3	2	З	Ч	Л	2	3	6	0,1	0,1	0,0	4	6

	2	4	5	7	0			1	7	7					3	7	7	0	0
* Схеми а й в призначені для стрілового крана, б - для мостового крана.																			
** Ч - чавун сірий Сч15-32; Л - сталеве лиття 35Л; С - звичайна сталь Ст.3.																			

## 2 Вибір поліспастової механізми

У механізмах підйому вантажу кранів, які використовують трос в якості тягового органу, найчастіше застосовують поліспастні механізми [3]. Схема поліспастний механізму вибирається залежно від типу крана, як це показано на малюнку 1.1. Тут наведені схеми дворазового поліспаста стрілового крана (рисунок 1.1, а), дворазового поліспаста мостового крана з намотуванням двох гілок на один барабан (рисунок 1.1, б) і чотириразового (рисунок 1.1, в) поліспаста стрілового крана.

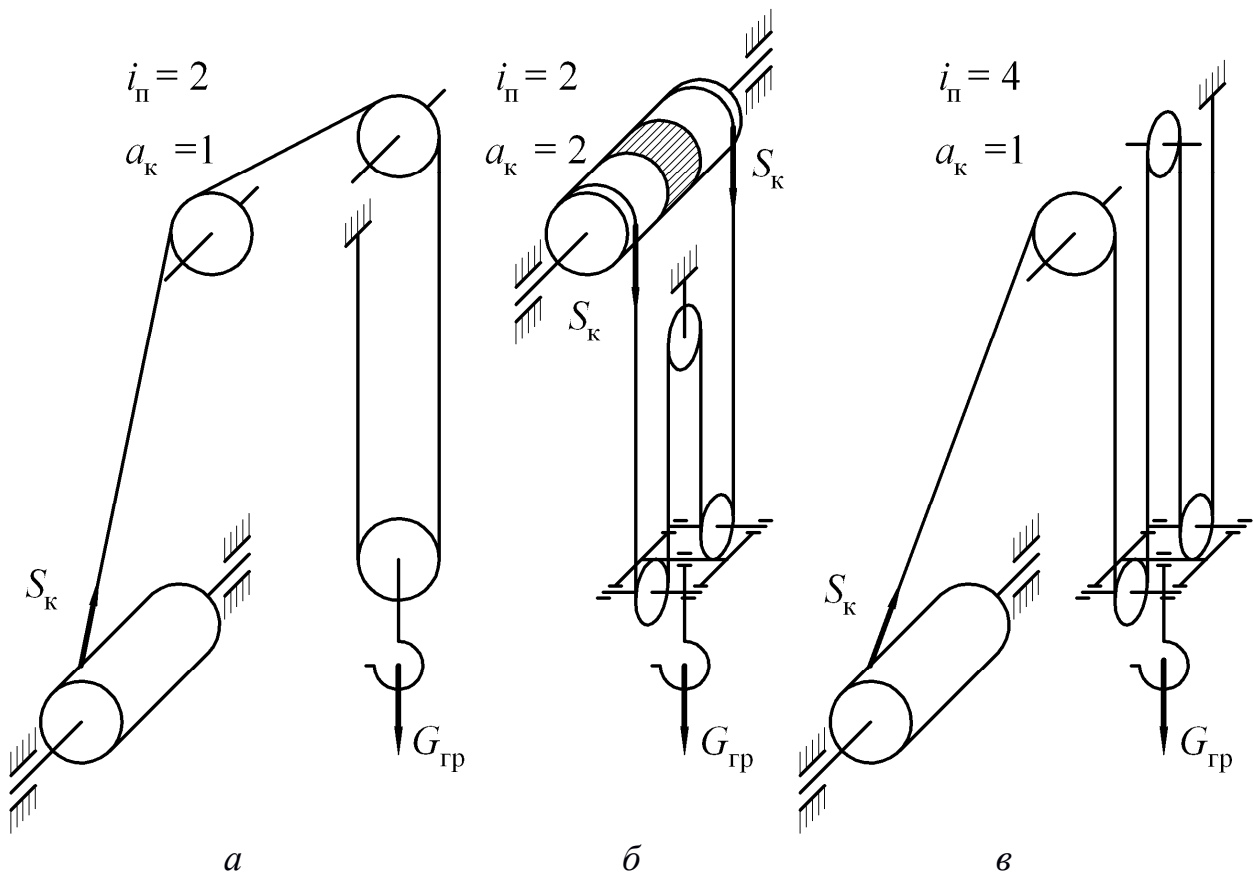


Рис. 1.1 Схеми кранів

## 3 Розрахунок і вибір сталевих канатів

### 3.1 Максимальне зусилля в вітки каната

Максимальне зусилля в одній гілці каната поліспастової механізму, намотуваним на барабан, знаходять за таким висловом [4]



$$S_k = \frac{G_{\text{гр}} + qg}{a_k i_n \eta_n \eta_{\text{бл}}^m},$$

де  $G_{\text{гр}}$  - вага вантажу, що піднімається, Н; вказано в завданні (п. 1.2);

$q$  - маса вантажозахоплювальних пристроїв, кг; сюди входять маса гака, траверси, блоків з віссю сережок і т.п., орієнтовно можна прийняти, як

$$q = 5 m_{\text{кр}};$$

$m_{\text{кр}}$  - маса гака, кг; визначають з Додатка А по ГОСТ 6627-74 для відповідного номера заготовки гака в залежності від вантажопідйомності пристрою, при цьому вантажопідйомність гака ( $T$ ) повинна дорівнювати вазі вантажу, що піднімається  $G_{\text{гр}}$  (КН) з урахуванням виду приводу (ручний або машинний) і групи режиму роботи вантажопідйомного механізму;

$g$  - прискорення вільного падіння, м / с<sup>2</sup>;

$a_k$  - число, що показує, скільки гілок каната одночасно намотується на барабан; для здвоєних поліспаств дорівнює двом;

$i_n$  - кратність поліспаства;

$\eta_n$  - коефіцієнт корисної дії (ККД) поліспаства;

$m$  - число відхиляють блоків, які не впливають на кратність поліспаства.

ККД поліспаства знаходять за такою формулою

$$\eta_n = \frac{1 - \eta_{\text{бл}}^{i_n}}{i_n (1 - \eta_{\text{бл}})},$$

де  $\eta_{\text{бл}}$  - ККД блоку, становить від 0,97 до 0,98 для блоків, встановлених на підшипниках кочення;

ККД поліспаства при кратності  $i_n$  менше чотирьох можна визначати за формулою

$$\eta_n = \eta_{\text{бл}}^{i_n}.$$

### 3.2 Розрахункове розривне зусилля в канаті

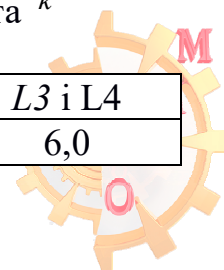
Розрахункове розривне зусилля в канаті знаходять за формулою

$$S_p = k S_k,$$

де  $k$  - коефіцієнт запасу міцності каната залежно від режиму роботи механізму, вибирають відповідно до правил Держгіртехнагляду по таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Визначення коефіцієнта запасу міцності каната  $k$

Режим роботи механізму	L1	L2	L3 і L4
Коефіцієнт запасу міцності $k$	5,0	5,5	6,0





### 3.3 Вибір сталевого каната

З таблиць стандартів на сталеві канати (Додаток Б) вибирають відповідний канат таким чином, щоб його розрахункове розривне зусилля перевищувало отримане значення  $S_p$ .

З таблиць стандарту виписують тип обраного каната, його діаметр  $d_k$  (Мм), сумарне розривне зусилля усіх зволікань і каната в цілому.

### 4 Визначення основних розмірів блоків і барабана

#### 4.1 Діаметри блоку і барабана, вимірювані по центру каната

Мінімальні діаметри блоку і барабана з умови довговічності при перегині на мінімальному радіусі, вимірювані по центру каната визначають за формулою

$$D_{\text{бл}} = e_n d_k,$$

де  $e_n$  - коефіцієнт навантаження, регламентований в залежності від типу вантажопідійомної машини і режиму її роботи по таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Визначення величини коефіцієнта  $e_n$

Тип вантажопідійомної машини	привід	Режим навантаження механізму	значення
крани стрілові	ручний	-	16
	машинний	L1	16
	- "-	L2	18
	- "-	L3	20
	- "-	L4	25
Вантажопідійомні машини інших типів	ручний	-	18
	машинний	L1	20
	- "-	L2	25
	- "-	L3	30
	- "-	L4	35

#### 4.2 Діаметр барабана, вимірюваний по дну канавки

Діаметр барабана, вимірюваний по дну канавки під навивку каната, знаходять за формулою

$$D_0 = (e_n - 1)d_k.$$



Далі по ГОСТ 22644-77 діаметр  $D_0$  округлюють до найближчого стандартного значення  $D_{0c}$ , який приймається за діаметр по дну канавки під навивку для нарізних барабанів, і за зовнішній - для гладких барабанів при багатошаровій навивки. Відповідно до стандарту діаметри приводних і неприводних футерованих і нефутерованих барабанів слід вибирати з наступного ряду значень: 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1 000; 1 250; 1 400; 1 600; 2 000; 2 500 мм.

Потім знаходять діаметр барабана по центру навивається каната, як

$$D_{\sigma} = D_{0Г} + d_{к},$$

який приймається як остаточний для подальших розрахунків.

#### 4.3 Довжина каната, навивається на барабан

Довжину частини каната, навивається на барабан при підйомі вантажу, знаходять з виразу

$$l_{к} = H i_{п},$$

де  $H$  - висота підйому вантажу, м; вказана в завданні (п. 1.2).

#### 4.4 Робоча довжина барабана з урахуванням запасних витків

##### 4.4.1 Для нарізної барабана з одношарової навивки каната

Для одностороннього намотування каната робочу довжину нарізної барабана визначають за виразом

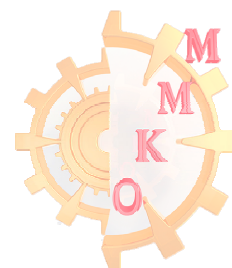
$$l_{р} = \left( \frac{l_{к}}{\pi D_{\sigma}} + 1,5 \dots 2,0 \right) t_{н},$$

де  $t_{н}$  - крок нарізки канавок на барабані, мм; визначають за формулою

$$t_{н} = d_{к} + (2 \dots 3).$$

##### 4.4.2 Для барабана з багатошарової навивки каната

При багатошарової навивки каната робочу довжину барабана визначають за виразом



$$l_{p(m)} = \left( \frac{l_k}{\pi n(D_{0r} + nd_k)} \right) d_k,$$

де  $n$  - число шарів навивки каната на барабан; вказано в завданні (п. 1.2).

#### 4.5 Повна довжина барабана

##### 4.5.1 Для барабанів з одношарової навивки каната

Для одностороннього намотування каната повну довжину нарізної барабана визначають за формулою

$$L_{\Sigma} = l_p + l_{кр} + 2l_1;$$

де  $l_{кр}$  - довжина барабана для закріплення каната, мм; визначають як

$$l_{кр} = (3...4)t_H;$$

$l_1$  - довжина реборди барабана, приймається конструктивно рівній від 10 до 30 мм.

##### 4.5.2 Для барабанів з багатошарової навивки каната

При багатошарової навивки каната повну довжину нарізної барабана визначають за формулою

$$L_{\Sigma} = l_{p(m)} + 2l_1.$$

##### 4.5.3 Повна довжина барабана для здвоєних поліспастів

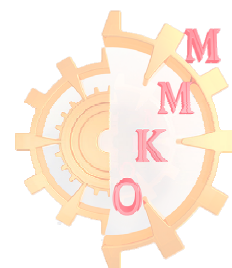
Для здвоєного поліспасти, зображеного на малюнку 1.1, б, повну довжину барабана визначають за виразом

$$L_{\Sigma} = 2l_p + 2l_{кр} + 2l_1 + A,$$

де  $A$  - відстань між правою і лівою нарізними частинами барабана, мм; знаходять як

$$A = 0,8D_{ур}.$$

тут  $D_{ур}$  - діаметр зрівняльного блока, мм; приймають рівним  $D_{0r}$ .



#### 4.6 Перевірка жорсткості барабана

Перевірку барабана на жорсткість виконують по наступній умові

$$\frac{L_{\Sigma}}{D_{\delta}} \leq 4.$$

При невиконанні цього співвідношення або збільшують діаметр барабана, або застосовують гладкий барабан з багатошарової навивки.

#### 4.7 Визначення товщини стінки барабана і перевірка його міцності

##### 4.7.1 Визначення товщини стінки барабана

Товщину стінки барабана (мм) знаходять як

$$\delta = 0,02D_{0Г} + (6...10),$$

а потім округлюють до найближчого більшого цілого значення.

##### 4.7.2 Перевірка стінки барабана на міцність

Перевірку стінки барабана виробляють методом визначення величин діючих в ній напружень стиску (МПа) для зазначеного в завданні (п. 1.2) матеріалу барабана і подальшим порівнянням отриманих значень з допустимими напруженнями, за висловом

$$\sigma_c = \frac{S_K}{t_H \delta} \varphi \leq [\sigma_c],$$

де  $[\sigma_c]$  - допустимі напруження стиснення; приймають рівними 80 МПа для чавуну марки Сч15-32; 130 МПа для сталі 35Л; 140 МПа для сталі Ст.3;

$\varphi$  - коефіцієнт, що залежить від числа шарів навивки каната; дорівнює одиниці при одношарової навивці; 1,28 при двошарової навивці; 1,36 при тришарової навивці; 1,41 при чотиришаровій навивці; 1,53 при шістьшарові навивці.

Якщо умова міцності не виконується, слід збільшити товщину стінки барабана  $\delta$ .

#### 5 Розрахунок кріплення кінця каната на барабані

Кріплення кінця каната на барабані здійснюється болтами за допомогою притискних планок.



### 5.1 Зусилля в місці кріплення каната до барабана

Натягувальне зусилля каната під притискною планкою в місці кріплення його до барабану знаходять за формулою

$$S_{\text{кр}} = \frac{S_{\text{к}}}{e^{\alpha f}},$$

де  $e$  - підстава натурального логарифма, так само 2,71;

$\alpha$  - кут обхвату барабана запасними витками каната, приймають в діапазоні від  $3\pi$  до  $4\pi$  радий;

$f$  - коефіцієнт тертя каната об поверхню барабана, приймають в межах від 0,1 до 0,16.

### 5.2 Зусилля затягування болтів кріплення каната

Зусилля, необхідне для затягування болтів кріплення каната до обертається барабану або нерухомого кронштейну рами крана притискною планкою, знаходять за виразом

$$N = \frac{S_{\text{кр}}}{(f + f_1)(e^{\alpha_1 f_1} + 1)},$$

де  $f_1$  - наведений коефіцієнт тертя між канатом і притискною планкою; визначають як

$$f_1 = \frac{f}{\sin \beta},$$

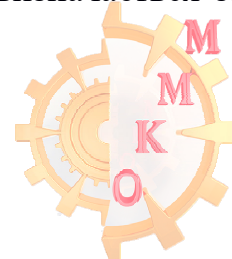
де  $\beta$  - кут нахилу бічної грані канавки притискної планки; приймають рівним  $40^\circ$ ;

$\alpha_1$  - кут обхвату барабана витком каната від однієї сторони планки до іншої, приймають рівним  $2\pi$ .

Крім розтягування болти відчують також вигин, викликаний силами тертя каната об поверхню притискної планки.

### 5.3 Напруження в болтах кріплення

Максимальна напруга (МПа) в кожному болті кріплення визначається за виразом



$$\sigma_{\Sigma} = \frac{1,3 k_1 N}{z \frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{k_1 l T}{0,1 z d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

де 1,3 - коефіцієнт, що враховує напруження кручення при затягуванні болтів;

$k_1$  - коефіцієнт запасу надійності кріплення каната до барабана; приймають рівним 1,5;

$z$  - число кріпильних болтів притискної планки; за нормами має бути не менше двох;

$d_1$  - внутрішній діаметр різьби болта, мм; визначають за формулою

$$d_1 = 0,876 d_{\sigma},$$

де  $d_{\sigma}$  - діаметр болтів для кріплення різних канатів, мм; рекомендовані значення наведені в таблиці 5.1;

Таблиця 5.1 - Діаметр болта для планки кріплення каната, мм

Діаметр каната $d_k$ , мм	Розмір болта $d_{\sigma}$ , мм
3,6 - 5,6	M6
6,2 - 8,0	M8
9,1	M10
12,0	M12
13,0 - 15,0	M14
16,5 - 18,0	M16
19,5 - 22,5	M20
24,0 - 28,0	M22
30,5 - 56,0	M24

$T$  - сила, що викликає вигин болта, Н; знаходять як

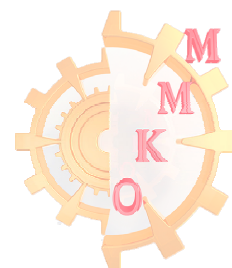
$$T = N f_1;$$

$l$  - плече прикладання сили  $T$ , мм; знаходять як

$$l = d_k + (10 \dots 20);$$

$[\sigma_p]$  - допустиме напруження на розтяг матеріалу болта; становить 100 МПа для Ст.3; 140 МПа для сталі 35; 160 МПа для сталі 45.

6 Розрахунок вантажозахоплювального пристрою



Крюк перевіряють на міцність при розтягуванні і стисненні в декількох перетинах. У разі якщо перевірка виявиться невдалою, - збільшують номер гака на один розмір, а розрахунки повторюють.

### 6.1 Перевірочний розрахунок гака

Крюк вже був обраний в п. 3.1 за номером його заготівлі виходячи із заданої вантажопідйомності в залежності від виду приводу і групи режиму роботи вантажопідйомного механізму.

#### 6.1.1 Перевірка на міцність хвостовика гака

Приклад вантажозахоплювального гака показаний на малюнку 6.1.

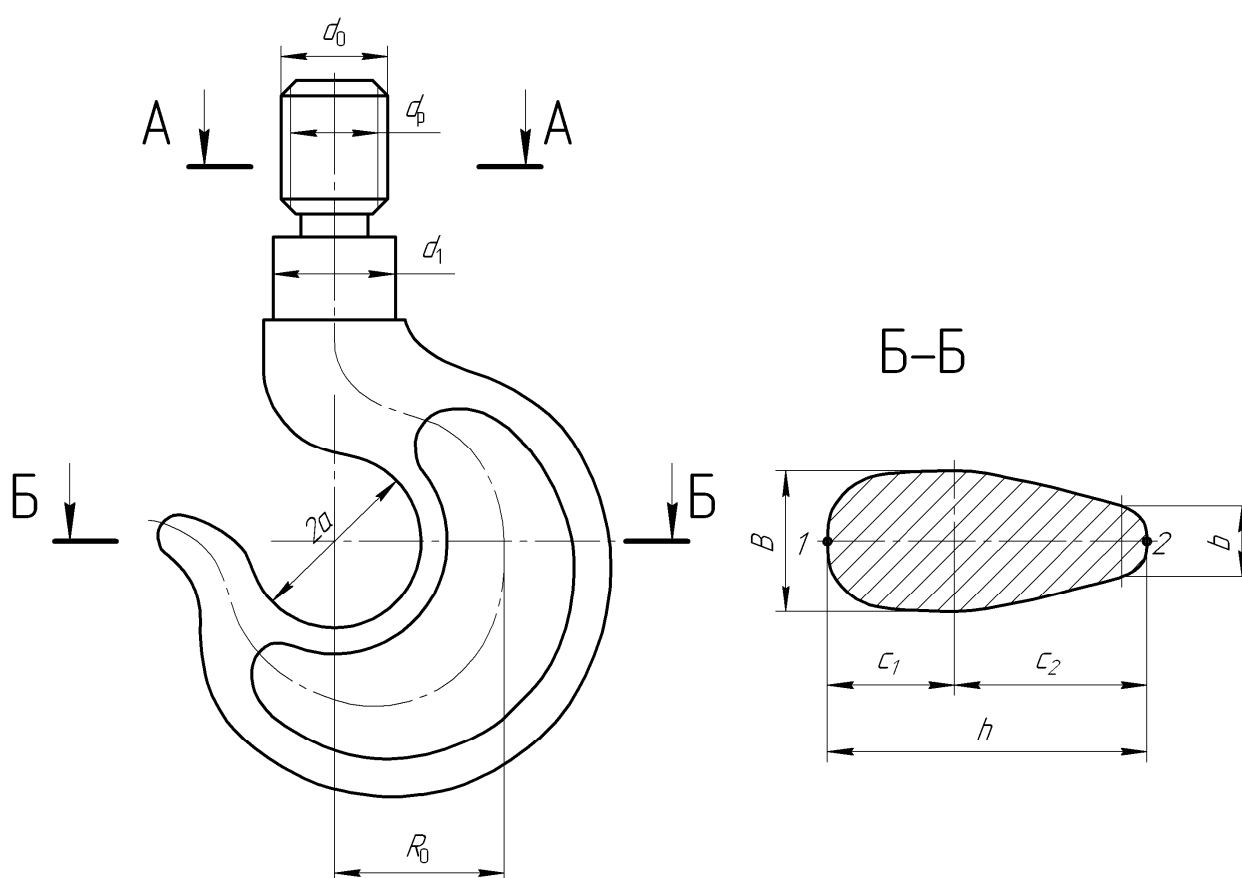
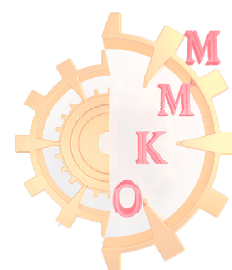


Рис. 6.1 - Приклад виконання вантажозахоплювального гака

У перетині А-А хвостовик гака розраховують на розтяг, визначаючи діючі значення напруг (МПа) за формулою

$$\sigma_{xp} = \frac{4G_{gp}}{\pi d_p^2} \leq [\sigma_{xp}];$$



де  $d_p$  - внутрішній діаметр різьби хвостовика гака, мм; визначають як

$$d_p = 0,876d_0;$$

$[\sigma_{xp}]$  - допустиме напруження на розтяг різьбової частини хвостовика гаків, виготовлених зі сталі 20, приймають в межах від 50 до 60 МПа.

### 6.1.2 Перевірка напружень в зіві гака

Напруження в зіві гака перевіряють в перерізі Б-Б. Напряга (МПа) в точці 1 визначають за формулою

$$\sigma_1 = \frac{G_{\text{Гр}} c_1}{F K a} \leq [\sigma_{зр}];$$

де  $c_1$  - відстань від центра ваги перерізу до внутрішніх волокон перетину гака в точці 1, мм; знаходять як

$$c_1 = \frac{B + 2b}{B + b} \frac{h}{3};$$

$F$  - площа тіла гака в перерізі Б-Б, мм<sup>2</sup>; знаходять як

$$F = \frac{B + b}{2} h;$$

$a$  - половина діаметру зіву крюка, мм;

$B$  - велике підставу трапеції перетину Б-Б, мм;

$b$  - мале підставу трапеції перетину Б-Б, мм; визначають як

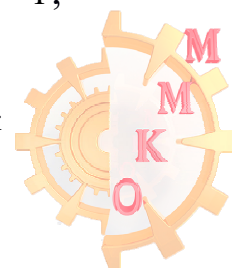
$$b = \frac{aB}{h + a};$$

$h$  - довжина перетину Б-Б гака;

$K$  - коефіцієнт кривизни бруса зіву, що залежить від форми перетинів; для трапецеїдального перетину визначають як

$$K = \frac{2R_0}{(B + b)h} \left\{ \left[ b + \frac{B - b}{h} (R_0 + c_2) \right] \ln \frac{R_0 + c_2}{R_0 - c_1} - (B - b) \right\} - 1;$$

де  $R_0$  - радіус кривизни лінії центрів ваги перерізу Б-Б; знаходять як





$$R_0 = a + c_1;$$

$c_2$  - відстань від центра ваги до зовнішніх волокон в точці 2; знаходять як

$$c_2 = h - c_1;$$

$[\sigma_{зр}]$  - допустиме напруження на розтяг зіву крюка; для сталі 20 приймають рівним 150 МПа.

Напруга (МПа) в точці 2 визначають аналогічно за формулою

$$\sigma_2 = \frac{G_{гр} c_2}{F K (a + h)} \leq [\sigma_{зс}],$$

де  $[\sigma_{зс}]$  - допустиме напруження на стиск зіву крюка; для сталі 20 приймають рівним 150 МПа.

## 6.2 Розрахунок траверси підвіски крюка

Траверсу виготовляють зі сталі марок 20 або 40 і розраховують на вигин за середнім ослабленому перерізу, розглядаючи її як балку на двох опорах, як це показано на малюнку 6.2.

### 6.2.1 Рівняння міцності

Умова максимальної міцності при дії згинального моменту в ослабленому перетині нормальної і подовженою траверси має вигляд відповідно

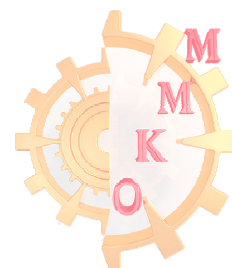
$$\frac{M_{и}}{W} = [\sigma_{ит}], \quad \frac{M_{иу}}{W_y} = [\sigma_{ит}],$$

де  $M_{и}$  - згинальний момент у небезпечному перерізі траверси, Н · м; знаходять як

$$M_{и} = \frac{G_{гр} l_0}{4},$$

де  $l_0$  - розрахункова довжина траверси для нормальної підвіски з одним блоком (рисунок 1.1, а), м; знаходять як

$$l_0 = D_{п} + 2l_{т} + 2\delta_{т} + \delta_{с},$$



де  $D_{II}$  - зовнішній діаметр упорного підшипника, мм; Знаходять в залежності від діаметра хвостовика гака  $d_1$  по таблиці зі стандарту на наполегливі підшипники, наведеної в Додатку В.

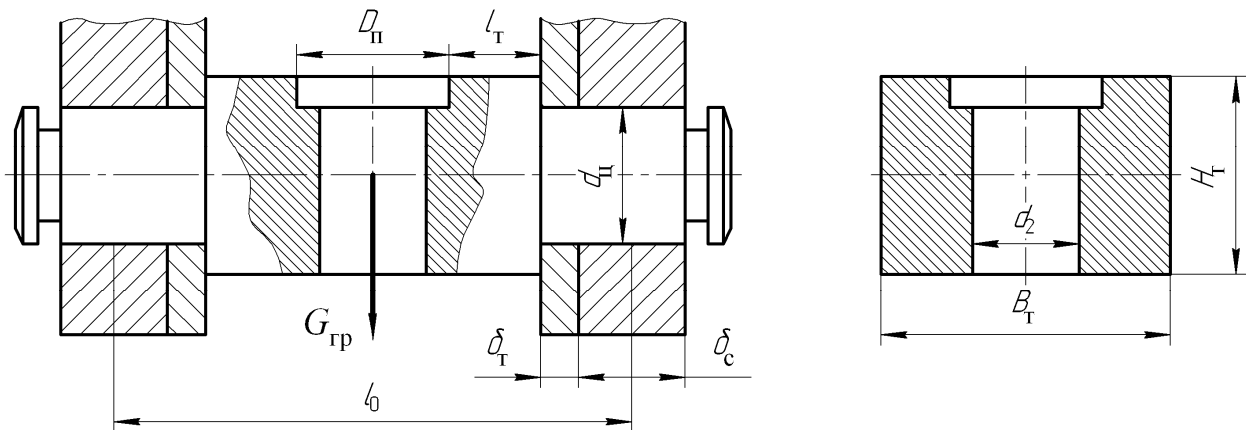


Рис. 6.2 - Траверса

$l_T$  - конструктивна довжина траверси; приймають в діапазоні від 5 до 10 мм;

$\delta_T$  - конструктивна товщина траверси; приймають в діапазоні від 2 до 5 мм;

$\delta_c$  - товщина сережки; приймають в діапазоні від 10 до 24 мм відповідно до рекомендацій таблиці 6.1;

Таблиця 6.1 - Рекомендовані значення товщини сережки

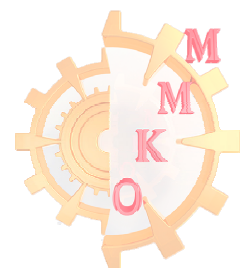
Вантажопідйомність підвіски крюка $G_{Гр}$ , т	0,32 - 1,00	1,0 - 5,0	5,0 - 6,3	6,3 - 10,0	10 - 16	16 - 25
Товщина сережки $\delta_c$ , мм	3 - 5	5 - 10	10 - 12	12 - 16	16 - 18	18 - 24

$W$  - момент опору ослабленого перерізу траверси, мм<sup>3</sup>; знаходять як

$$W = \frac{(B_T - d_2)H_T^2}{6};$$

$[\sigma_{ит}]$  - допустиме напруження згину, МПа; визначають за виразом

$$[\sigma_{ит}] = \frac{1,4 \sigma_{-1}}{n_T k_T},$$



де  $\sigma_{-1}$  - межа витривалості матеріалу траверси, МПа; визначають як  $0,43\sigma_B$ ;

$\sigma_B$  - межа міцності матеріалу траверси при розтягуванні (тимчасовий опір), для сталі 20Л приймають рівним 420 МПа;

$n_T$  - коефіцієнт запасу міцності траверси, приймають рівним трьом;

$k_T$  - коефіцієнт концентрації напруги; приймають рівним 1,3;

$B_T$  - ширина траверси, мм; знаходять за формулою

$$B_T = D_{II} + (10...20);$$

$d_2$  - діаметр отвору в траверсі, мм; знаходять як

$$d_2 = d_1 + (2...3);$$

$H_T$  - висота траверси, мм; знаходять за виразом

$$H_T = \sqrt{\frac{6M_{II}}{(B_T - d_2)[\sigma_{IT}]}}.$$

Довжину подовженою траверси  $l_{0y}$  (Мм), що несе кілька блоків (рисунок 1.1, б і в), замість  $l_0$  визначають за формулою

$$l_{0y} = D_{II} + 2l_T + l_{II} + 2\delta_T + \delta_C,$$

де  $l_{II}$  - розмір подовженою цапфи, якщо блоків більше одного (Рис. 1.1, б і в), мм; знаходять як

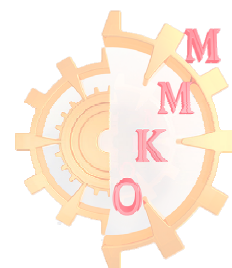
$$l_{II} = B_{бл} z_{бл},$$

де  $B_{бл}$  - ширина одного блоку, мм; знаходять з Додатка Г;

$z_{бл}$  - кількість блоків, встановлених на одній цапфі, визначають виходячи з розрахункової схеми (рисунок 1.1). Для схеми а - один блок, для б і в - два.

Тоді для подовженою траверси вигинає момент (Н·м), висоту траверси (мм) і опору ослабленого перерізу траверси (мм<sup>3</sup>) знаходять за формулами

$$M_{иу} = \frac{G_{Гр} l_{0y}}{4},$$



$$H_{\text{ту}} = \sqrt{\frac{6M_{\text{иу}}}{(B_{\text{T}} - d_2)[\sigma_{\text{ит}}]}};$$

$$W = \frac{(B_{\text{T}} - d_2)H_{\text{ту}}^2}{6}.$$

### 6.2.2 Визначення діаметра цапфи траверси

Діаметр цапфи траверси (мм) визначають за формулою:

$$d_{\text{ц}} = 3\sqrt{\frac{M_{\text{ц}}}{0,1[\sigma_{\text{ит}}]}}$$

де  $M_{\text{ц}}$  - згинальний момент для нормальної підвіски, Н · м; знаходять за виразом

$$M_{\text{ц}} = \frac{G_{\text{гр}}}{2}(\delta_{\text{T}} + \frac{\delta_{\text{с}}}{2});$$

$M_{\text{цу}}$  - то ж, для подовженою підвіски, Н · м; знаходять як

$$M_{\text{цу}} = \frac{G_{\text{гр}}}{2}(\frac{l_{\text{у}}}{2} + \delta_{\text{м}} + \frac{\delta_{\text{с}}}{2})$$

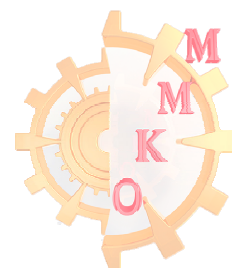
і підставляють замість  $M_{\text{ц}}$  в вираз для визначення  $d_{\text{ц}}$ .

отримане значення  $d_{\text{ц}}$  округлюють до найближчого більшого з наступного ряду Ra 40 бажаних чисел:

1; 1,05; 1,1; 1,15; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2;  
 2,1; 2,2; 2,4; 2,5; 2,6; 2,8; 3; 3,2; 3,4; 3,6; 3,8; 4;  
 4,2; 4,5; 4,8; 5; 5,3; 5,6; 6; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10;  
 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20;  
 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50;  
 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100;  
 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200;  
 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450;  
 480; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950.

### 6.2.3 Визначення діаметра осі блоків підвіски

Діаметр осі блоків підвіски визначають за виразом



$$d_o = 3 \sqrt[3]{\frac{M_o}{0,1[\sigma_{\text{н}}]}}$$

де  $M_o$  - згинальний момент, Н · м; для нормальної підвіски (рисунок 1.1, а) знаходять як

$$M_o = \frac{G_{\text{гр}} l_0}{4},$$

а для подовженої (рисунок 1.1, б і в) - відповідно за висловом

$$M_o = \frac{G_{\text{гр}} l_{0y}}{4};$$

$[\sigma_{\text{н}}]$  - допустиме напруження згину; становить 100 МПа для сталі 20 або Ст.4; 120 МПа для сталі 40 або ст.5. Отримане значення діаметра осі округлюють до найближчого більшого з ряду Ra 40.

### 6.3 Розрахунок сережки підвіски

Ширина сережки приймається конструктивно виходячи зі співвідношення

$$b_c = (1,8 \dots 2,0) d_o.$$

Напруга в небезпечному перерізі сережки, ослабленому отвором, знаходять за виразом

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{G_{\text{гр}}}{2(b_c - d_o)\delta_c} \leq [\sigma_{\text{ср}}],$$

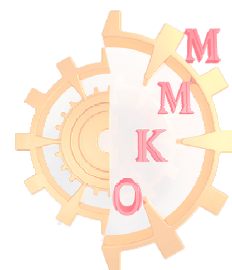
де  $[\sigma_{\text{ср}}]$  - допустиме напруження на розтяг в сережці; приймають рівним 50 ... 70 МПа для сталі марок Ст.4, Ст.5.

### 6.4 Визначення потужності електродвигуна механізму підйому вантажу

#### 6.4.1 Визначення статичної потужності електродвигуна

Статичну потужність електродвигуна визначають за виразом

$$P_{\text{дс}} = \frac{(G_{\text{гр}} + q)V_{\text{гр}}}{1020 \eta_0},$$



де  $V_{гр}$  - швидкість підйому вантажу, м / с, вказана в завданні (п. 1.2);

$\eta_0$  - загальний ККД приводу механізму підйому вантажу, з циліндричними зубчастими колесами приймають рівним від 0,80 до 0,85.

## 6.5 Вибір електродвигуна

За каталогами на електродвигуни рекомендується вибирати електродвигуни типу МТ, МТК, МТВ в залежності від розрахункової потужності і заданого режиму роботи так, щоб потужність, зазначена в каталозі, була дещо меншою статичної розрахункової потужності, оскільки вантаж з максимальною масою піднімають не часто. При цьому слід враховувати задану в п. 1.2 тривалість включень вантажопідйомного пристрою ПВ.

З каталогу виписуються необхідні дані:

- номінальна потужність двигуна  $P_d$ , кВт;
- частота обертання валу електродвигуна  $n_d$ , Об/хв.
- максимальний момент електродвигуна  $T_{max}$ , Н·м;
- момент інерції ротора електродвигуна  $I_d$ , Кг·м<sup>2</sup>.

У Додатку Д наведені технічні характеристики металургійних електродвигунів серії МТН, які можна застосовувати для приводу механізму підйому вантажопідйомних механізмів.

## 7 Визначення передавального числа і вибір редуктора

### 7.1 Визначення передавального числа редуктора

Передавальне число редуктора механізму підйому вантажу визначають за формулою

$$u_p = \frac{n_d}{n_{\zeta}},$$

де  $n_{\zeta}$  - частота обертання барабана, об / хв; знаходять як

$$n_{\zeta} = \frac{60 \cdot 10^3 i_{п} V_{гр}}{\pi D_{\zeta}}.$$

### 7.2 Вибір редуктора

Редуктор вибирають з каталогів в залежності від заданої групи режиму роботи механізму, частоти обертання валу обраного електродвигуна  $n_d$ , Отриманого вище розрахункового значення передавального числа  $u_p$ , і



номінального або максимального моменту на тихохідному валу  $T_{2p}$  (Н·м), що визначається за виразом

$$T_{2p} = \frac{S_k D_{\delta}}{2 \cdot 10^3} a_k.$$

У деяких каталогах замість моменту на тихохідному валу слід враховувати максимальну передачі потужності  $P_{дс}$ .

Фактичне передавальне число обраного редуктора  $u_{рф}$  має бути максимально близьким до розрахункового  $u_p$ , Щоб приблизно забезпечити задану в п. 1.2 швидкість підйому вантажу  $V_{гр}$ . Фактичне значення швидкості підйому вантажу при цьому буде визначено як

$$V_{грф} = \frac{u_p}{u_{рф}} V_{гр}.$$

У Додатку Е наведені технічні характеристики редукторів декількох типів, які можна застосовувати в трансмісії механізму підйому вантажопідйомних механізмів.

Зазвичай, якщо передавальне число обраного редуктора буде відрізнятися від розрахункового більш ніж на 5%, то слід передбачити і виконати розрахунок відкритої зубчастої передачі між редуктором і барабаном, що наближає загальне передавальне число трансмісії до потрібного, проте в виконуваному розрахунково-графічному завданні це не потрібно.

## 8 Вибір і перевірочний розрахунок гальма

Вибір і перевірочний розрахунок гальма виконується в залежності від гальмівного моменту, який повинен бути реалізований для утримування піднятого вантажу.

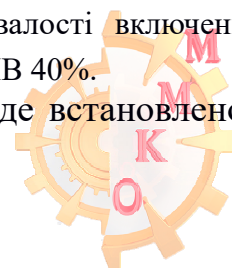
### 8.1 Визначення необхідного гальмівного моменту і вибір гальма

Необхідний гальмівний момент (Н · м) знаходять за формулою

$$T_T = K_3 T_{ст},$$

де  $K_3$  - коефіцієнт запасу гальмування, в залежності від тривалості включень приймають наступні значення: 1,5 при ПВ 15%; 1,75 при ПВ 25%; 2,0 при ПВ 40%.

$T_{ст}$  - статичний гальмівний момент, приведений до валу, де встановлено гальмо (вал електродвигуна), Н · м; знаходять як



$$T_{\text{ст}} = \frac{G_{\text{гр}} D_{\text{б}} a_{\text{к}}}{2 \cdot 10^3 u_{\text{рф}} i_{\text{п}}} \eta_0.$$

По знайденому значенням  $T_{\text{T}}$  з каталогів вибирають гальмо. У Додатку Ж наведені технічні характеристики колодкових гальм типу ТКТ і ТКТГ, які можна застосовувати в трансмісії механізму підйому вантажопідйомних механізмів.

## 8.2 Перевірочний розрахунок гальма

### 8.2.1 Перевірка гальма на питомий тиск колодок

Перевірочний розрахунок гальма виконується за величиною питомої тиску в гальмівних колодках. Його величину знаходять за виразом

$$p = \frac{N_{\text{ТК}}}{F_{\text{ТК}}} \leq [p],$$

де  $N_{\text{ТК}}$  - сила натискання однієї колодки, Н; визначають як

$$N_{\text{ТК}} = \frac{T_{\text{T}}}{f D_{\text{T}}} 10^3;$$

$F_{\text{ТК}}$  - площа колодки, мм<sup>2</sup>; знаходять за висловом

$$F_{\text{ТК}} = \frac{B_{\text{ТК}} \theta \pi D_{\text{T}}}{360};$$

$[p]$  - допустиме питомий тиск, 0,6 МПа;

$f$  - коефіцієнт тертя між гальмівною колодкою і шківом; дорівнює 0,35 для гальмівної азбестового стрічки по сталі і чавуну; 0,41 - для стрічки Вальцьована по сталі і чавуну [5];

$D_{\text{T}}$  - діаметр гальмівного шківа, мм;

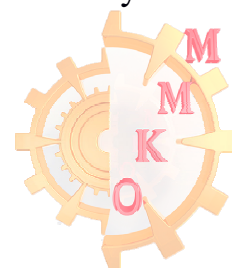
$B_{\text{ТК}}$  - ширина гальмівної колодки, мм;

$\theta$  - кут обхвату шківа гальмівною колодкою, приймають від 60 до 120 °.

### 8.2.2 Перевірка гальма на нагрівання

Відсутність перегріву гальмівного шківа і колодок перевіряється з умови

$$pV_{\text{T}} \leq [pV_{\text{T}}],$$





де  $V_T$  - окружна швидкість гальмівного шківa, м / с; знаходять як

$$V_T = \frac{\pi D_T n_D}{60 \cdot 10^3};$$

$[pV_T]$  - допустиме значення, приймають рівним від 2,0 до 2,5 МПа · м / с;

## 9 Вибір з'єднувальних муфт

Муфта вибирається по найбільшому діаметру кінців з'єднувальних валів і за граничним крутним моментом, переданому їй, як

$$T_M = T_H n_1 n_2,$$

де  $T_H$  - номінальний крутний момент, переданий муфтою, Н · м; при виборі муфти, що з'єднує вали електродвигуна і колодкового гальма, підставляють значення гальмівного моменту  $T_{CT}$ . тоді

$$T_{M1} = T_{CT} n_1 n_2.$$

При виборі муфти, що з'єднує вали редуктора і барабана, замість  $T_H$  підставляють значення  $T_{CT} u_{рф} \eta_0$ . тоді

$$T_{M2} = T_{CT} u_{рф} \eta_0 n_1 n_2;$$

$n_1$  - коефіцієнт запасу міцності, що враховує відповідальність передачі; приймають рівним 1,2 при можливості аварії машини; 1,5 - при можливості аварії ряду машин; 1,8 - при можливості людських жертв;

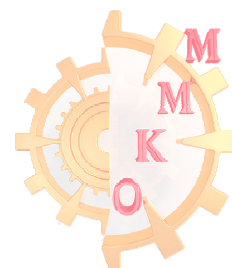
$n_2$  - коефіцієнт умов роботи муфти; приймають від 1,1 до 1,3 при вібрації і поштовхах; від 1,3 до 1,5 - при роботі з ударами і реверсуванням.

За знайденим значенням  $T_{M1}$  і  $T_{M2}$  з каталогів підбираються з'єднувальні муфти і визначається значення їх моментів інерції  $I_{M1}$  і  $I_{M2}$ , кг·м<sup>2</sup>.

Зазвичай використовують втулично-пальцеве муфту з гальмівним шківом колодкового гальма, а також зубчасту муфту, яка з'єднує вихідний вал редуктора з приводним барабаном. У цьому випадку визначають їх сумарний момент інерції як  $\sum I_M = I_{M1} + I_{M2}$ .

У Додатку І наведено технічні характеристики втулично-пальцевих муфт з гальмівним шківом колодкового гальма і зубчастих муфт типу МЗ, які можна застосовувати в трансмісії механізму підйому вантажопідйомних механізмів.

## 10 Перевірка двигуна за часом пуску



Обраний по каталогу електродвигун буде вважатися придатним для механізму підйому вантажу, якщо час пуску його буде менше нормативного, тобто

$$t_{\text{п}} = \frac{I_{\text{пр}} \omega_{\text{д}}}{T_{\text{изб}}} \leq [t_{\text{п}}],$$

де  $[t_{\text{п}}]$  - нормативне (допустимий) час пуску, так само від 1 до 5 с;

$I_{\text{пр}}$  - момент інерції обертових і поступально рухомих мас механізму, приведених до валу двигуна, кг·м<sup>2</sup>; знаходять за формулою

$$I_{\text{пр}} = \beta(I_{\text{д}} + \sum I_{\text{м}}) + \frac{G_{\text{гр}} D_{\text{б}}^2}{4 \cdot 10^9 g u_{\text{рф}}^2 i_{\text{п}}^2};$$

$\omega_{\text{д}}$  - частота обертання валу двигуна, с<sup>-1</sup>; знаходять як

$$\omega_{\text{д}} = \frac{\pi n_{\text{д}}}{30};$$

$T_{\text{изб}}$  - надлишковий момент на валу двигуна, Н·м; визначають як

$$T_{\text{изб}} = T_{\text{сп}} - T_{\text{ст}};$$

$T_{\text{сп}}$  - середнє значення пускового моменту для двигунів з фазним ротором, Н·м; знаходять за формулою

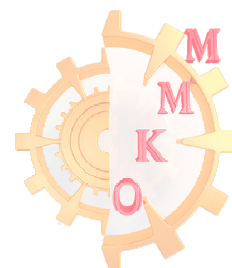
$$T_{\text{сп}} = \frac{T_{\text{max}} + T_{\text{min}}}{2};$$

де  $T_{\text{max}}$  - максимальний пусковий момент електродвигуна, наведено в його технічній характеристиці, Н·м, (п. 6.5); якщо не вказано, то його знаходять як

$$T_{\text{дн}} = 9550 \frac{P_{\text{д}}}{n_{\text{д}}};$$

$T_{\text{дн}}$  - номінальний момент двигуна, наведено в технічній характеристиці (п. 6.5), Н·м; якщо не вказано, то його знаходять як

$$T_{\text{дн}} = 9550 \frac{P_{\text{д}}}{n_{\text{д}}};$$



$T_{\min}$  - мінімальний пусковий момент електродвигуна, наведено в технічній характеристиці (п. 6.5), Н · м; якщо не вказано, то його знаходять як

$$T_{\min} = 1,1T_{\text{дн}}.$$

Середнє значення пускового моменту для електродвигуна з короткозамкненим ротором визначається за формулою

$$T_{\text{сп}} = 0,85^2 T_{\text{max}};$$

$\beta$  - коефіцієнт, що враховує момент інерції інших обертових мас, що знаходяться за валом двигуна; приймають рівним від 1,1 до 1,2.

### 11 Складання кінематичної схеми механізму підйому вантажу

Використовуючи умовні позначення кінематичних схем, наведені в Додатку К, складають кінематичну схему розрахованого вище механізму підйому вантажу. Приклад кінематичної схеми візки крана з навісним редуктором пересування показаний на малюнку 11.1.

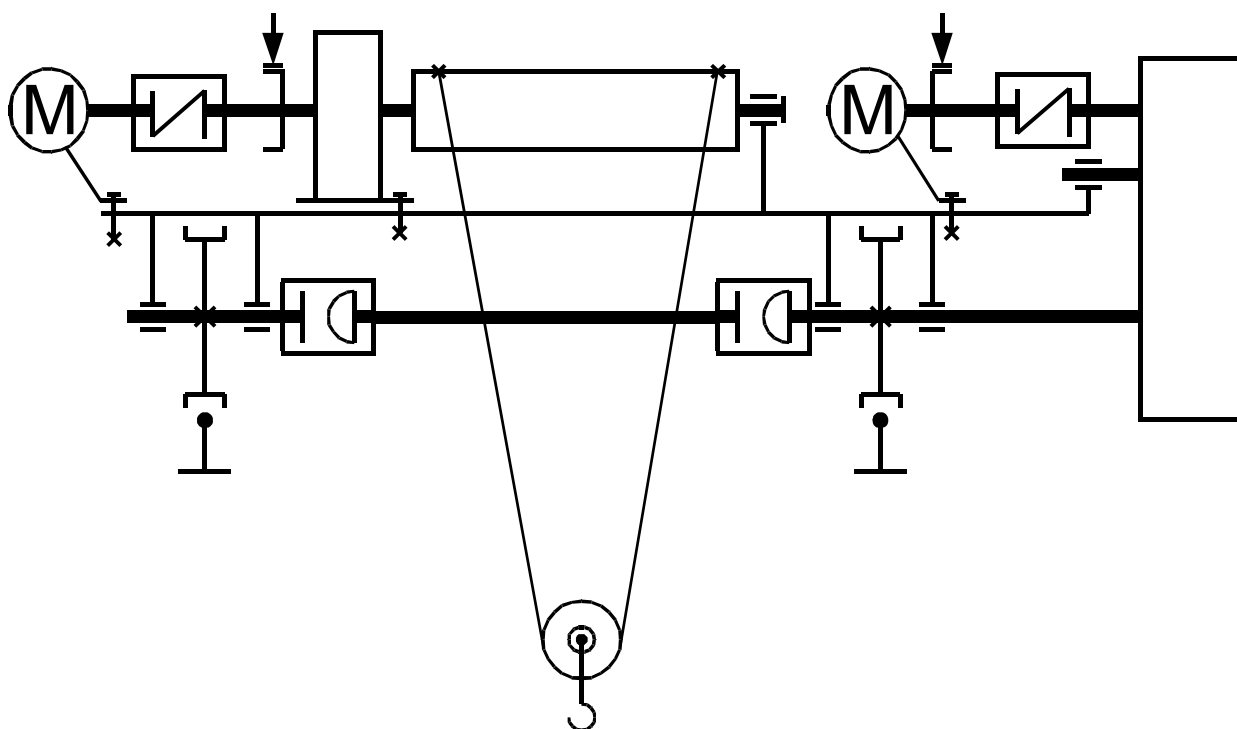
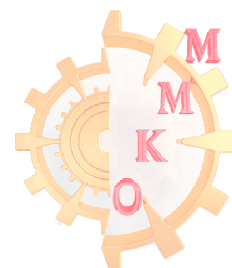


Рис. 11.1 - Візок кранова з навісним редуктором пересування



## 12 Моделювання гака в Autodesk Fusion 360

Геометричні параметри (вихідні дані - заготівля 22)

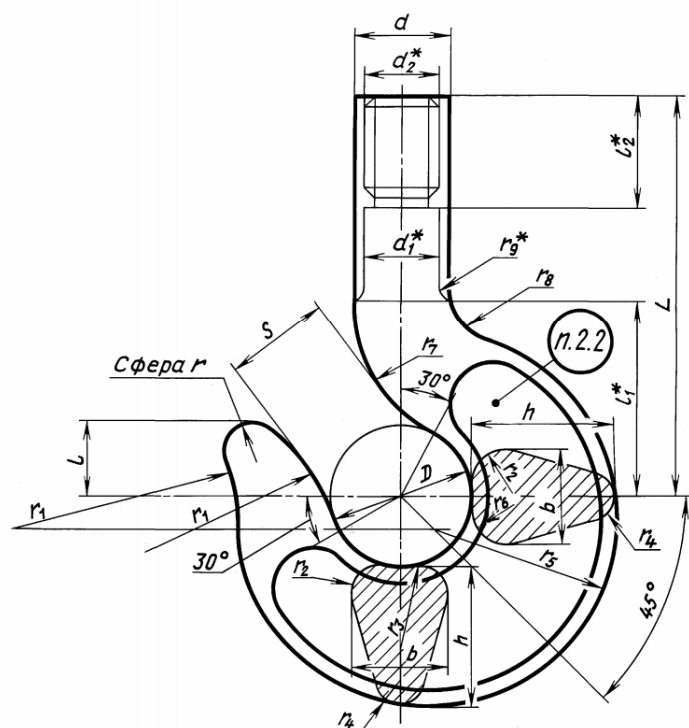
ГОСТ 6627—74 С. 5

Продолжение

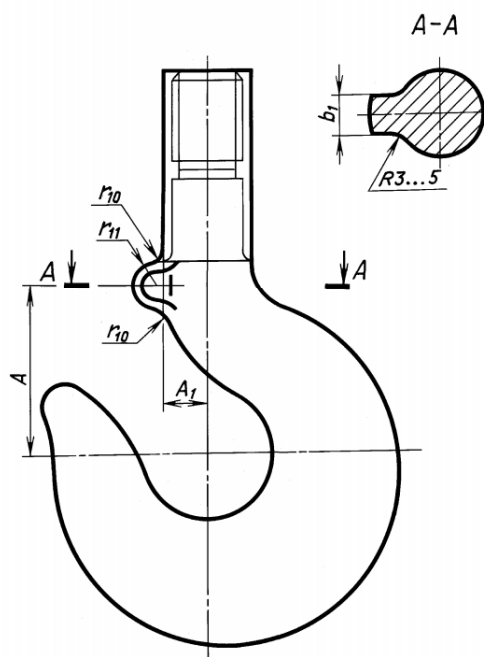
Размеры в мм

Но- мер за- готовки крюка	h		l	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	r	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub> =r <sub>4</sub>	r <sub>3</sub>	r <sub>5</sub>	r <sub>6</sub>	r <sub>7</sub>	r <sub>8</sub>	r <sub>9</sub>	r <sub>10</sub>	r <sub>11</sub>	Масса, кг, не более		
	Но- мин.	Пред. откл. для метода															Тип А	Тип Б	
		ГШ																	СК
21	184	+9,8 -4,5	+18,0 -4,0	95	260	130	32,0	210	23,0	110	245	135	190	60	5,0			130,0	150,0
22	205	+11,8 -5,1	+20,0 -5,0	100	280	140	35,0	230	25,0	120	270	150	210						

Исполнение 1

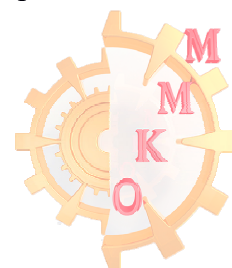


Исполнение 2



Створюємо новий документ за допомогою команди New Design головного меню File. Створюємо на краю площині ескіз. На ньому створюємо відрізок, довжиною збігається з діаметром гака  $d = 135$  мм, щодо початку координат поставимо відстань  $l_1 = 280$  мм (рис.1). З центру координат проведемо вгору вертикальну допоміжну лінію. У центрі відрізка  $d$  (135 мм) поставимо крапку.

Використовуючи прив'язку збіги (Coincident) встановить точку центру відрізка на допоміжній вертикальній прямій. З центру координат створить коло з діаметром гака 210 мм (рис.2).



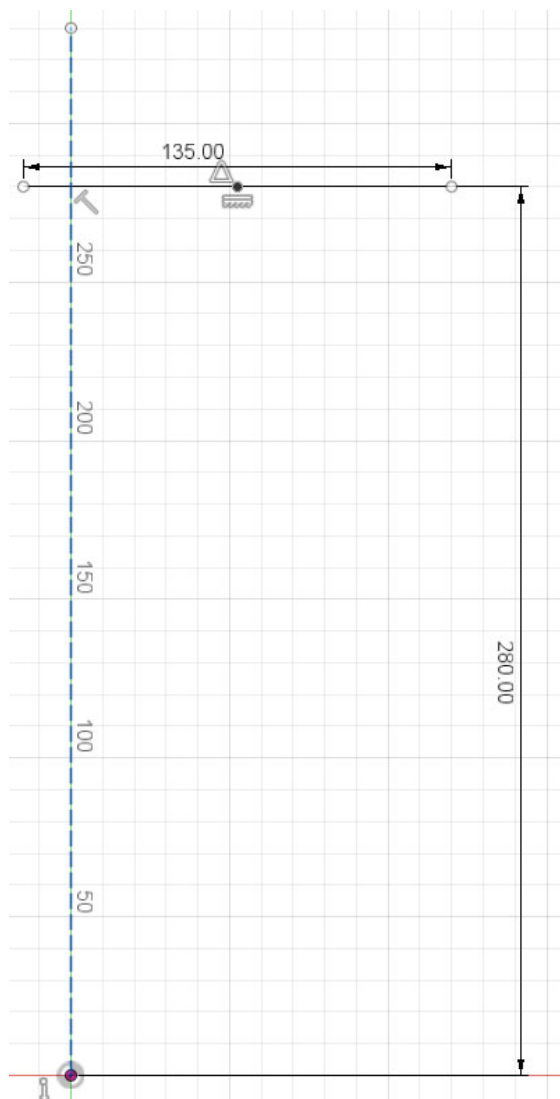


Рис. 1.

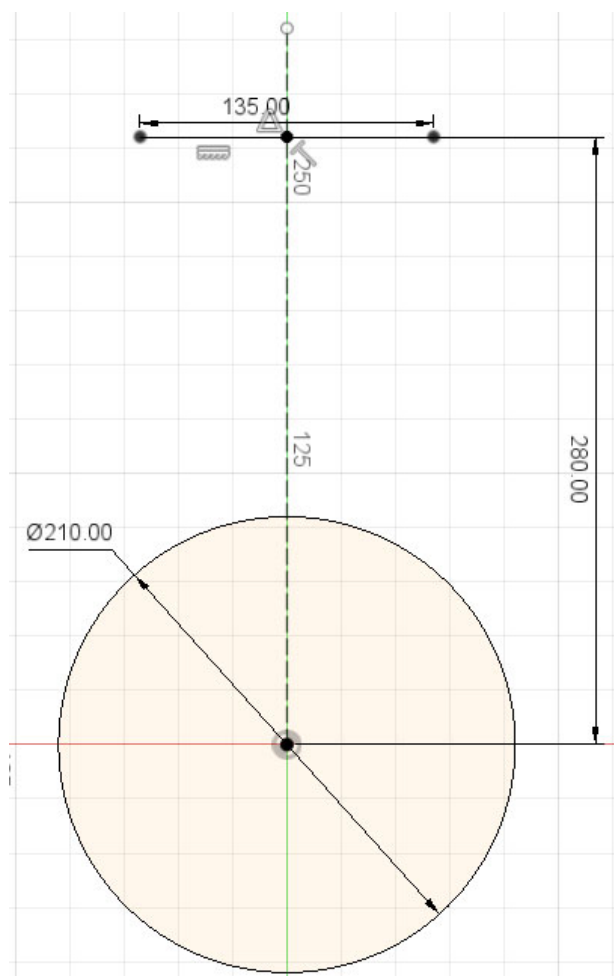


Рис.2.

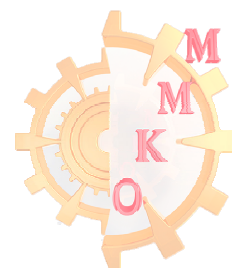
Для створення заокруглення  $r7$  (210 мм) створимо коло відповідного діаметру. Створимо верхню частину гака прямий з лівої точки відрізка 135 мм. За допомогою прив'язки Tangent вкажемо дотик кола  $r7$  до нового відрізка (якщо потрібно його подовжити), а також до кола 210 мм (рис.3).

Видалимо зайві частини елементів (рис.4).

Від країв нижнього кола 210 мм проведемо горизонтальну і вертикальну допоміжні лінії довжиною 205 мм. Від центру кола 210 мм проведемо вниз допоміжну пряму під кутом 45 щодо горизонту (рис.5).

В кінці нижньої лінії проведемо  $R5$  (270 мм). Встановимо точку в місці перетину допоміжної прямої під 45 градусів і окружністю (рис.6). Видалимо нижню окружність. Отриману точку фіксуємо прив'язкою Fix.

З отриманої точки створюємо коло радіусом 270 мм. Створимо додаткову окружність у верхній частині радіусом  $r9 = 60$  мм. З кінця відрізка 135 мм вгору проведемо вниз вертикальну лінію. Прив'язкою торкання закріпимо торкання круга  $r9$  до цього відрізка і нижньому колу (рис.7). Видалимо все непотрібне і отримуємо форму для верхньої частини гака з скругленнями (рис.8).



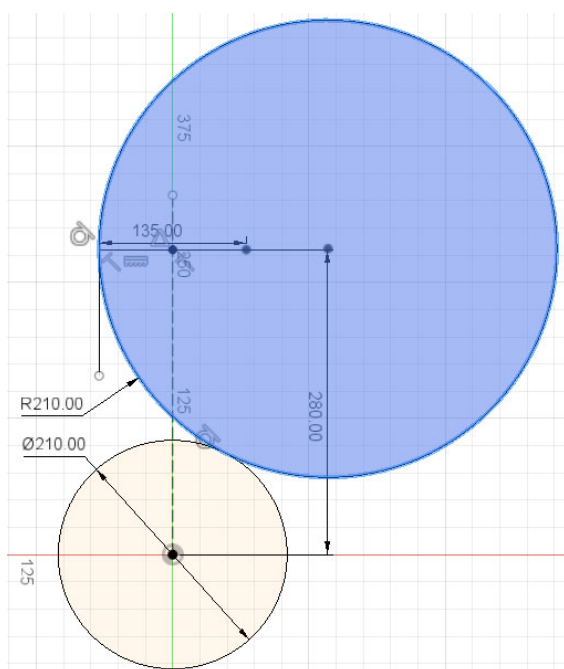


Рис. 3.

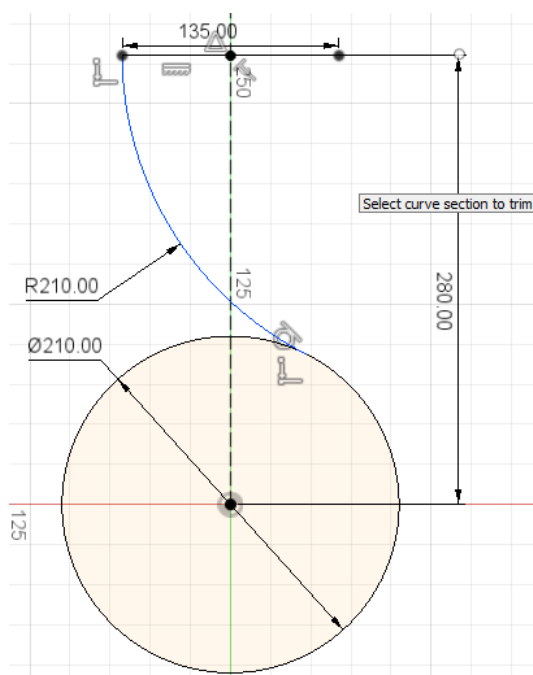


Рис. 4.

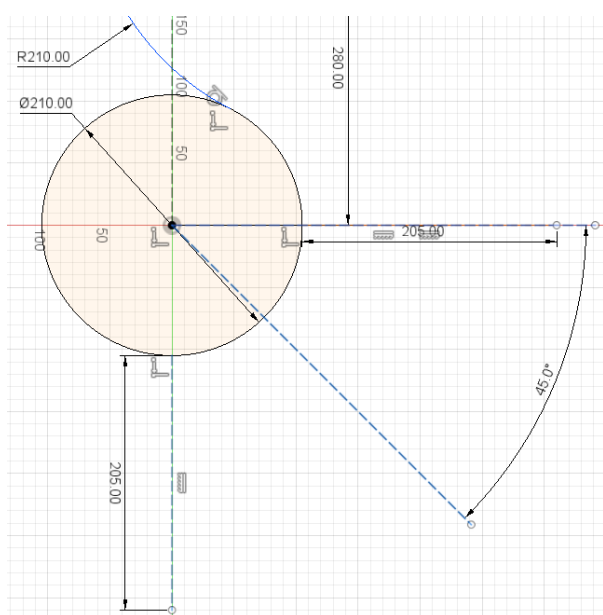


Рис. 5.

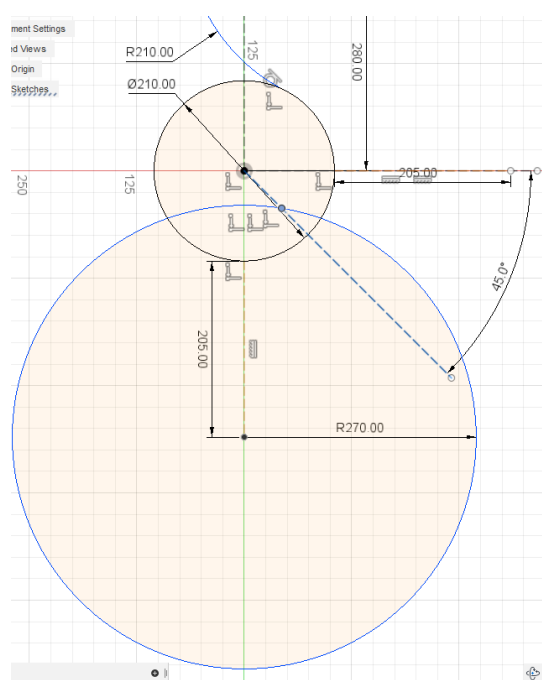
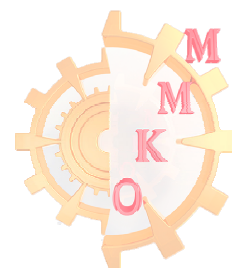


Рис. 6.

Будуємо допоміжну пряму з висотою  $l = 100$  мм від початку координат. Будуємо поруч коло діаметром  $r = 35$  мм. Прив'язкою створюємо дотик кола і прямої. Будуємо допоміжну горизонтальну пряму з точки на допоміжній під кутом 45 (рис.9).

На нижній допоміжній прямій створюємо коло  $r_1 = 230$  мм, окремо в довільному місці створюємо такий же коло. Встановлюємо прив'язки торкання в відповідних місцях для установки об'єктів в потрібних місцях (рис.10).



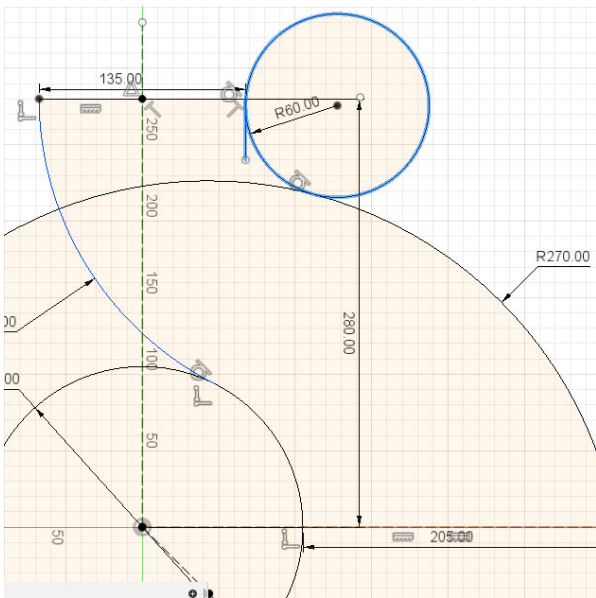


Рис. 7.

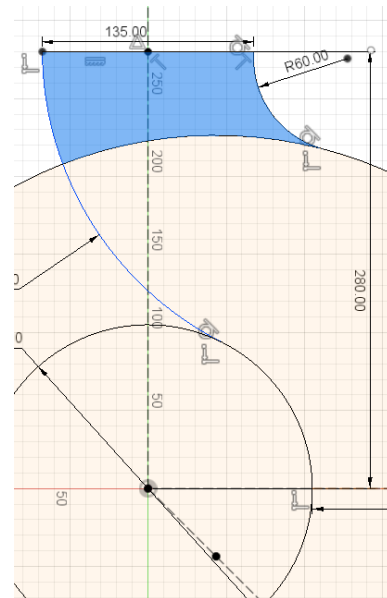


Рис. 8.

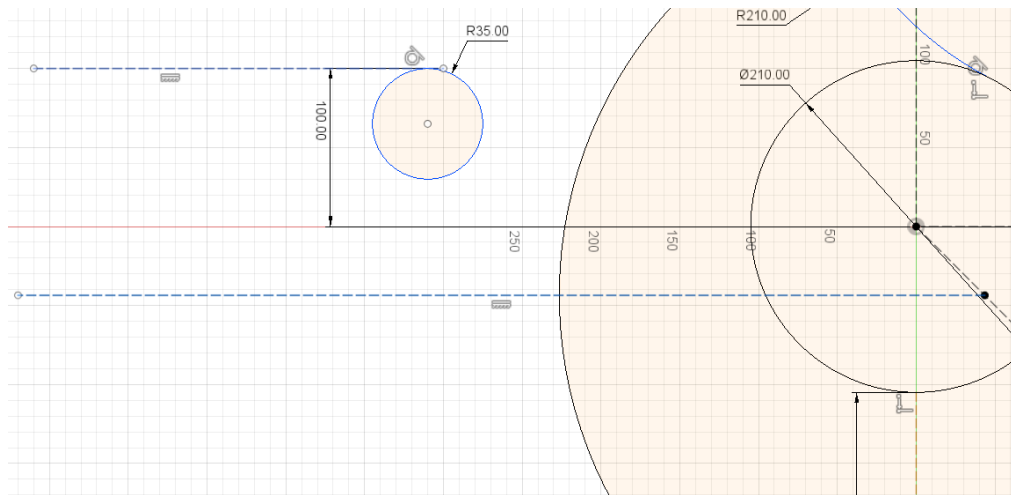


Рис.9.

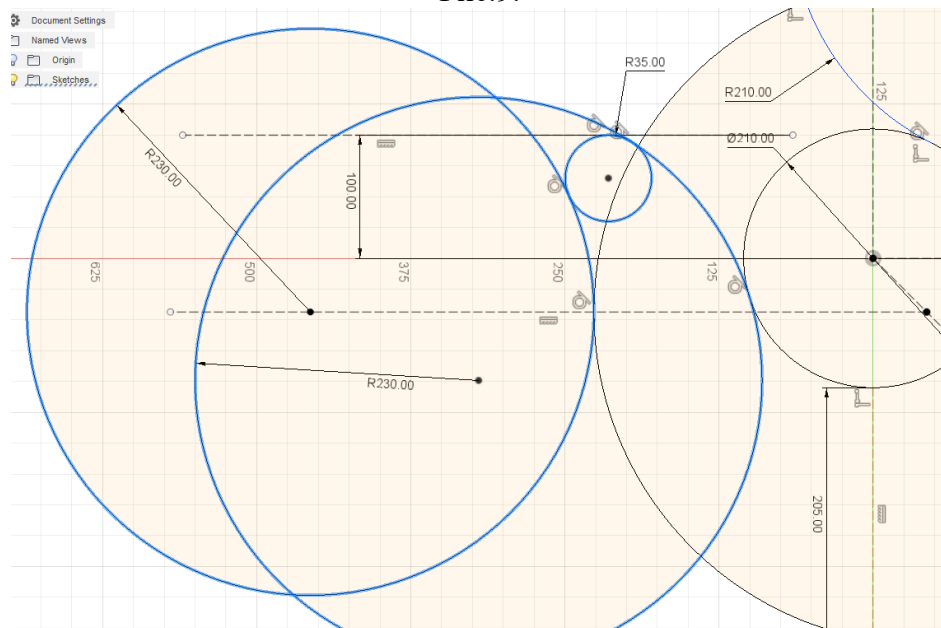
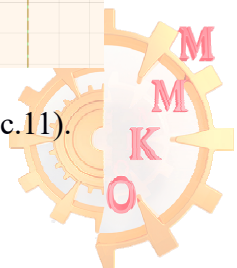


Рис.10.

Видалимо непотрібні додаткові побудови і отримаємо профіль гака (рис.11).



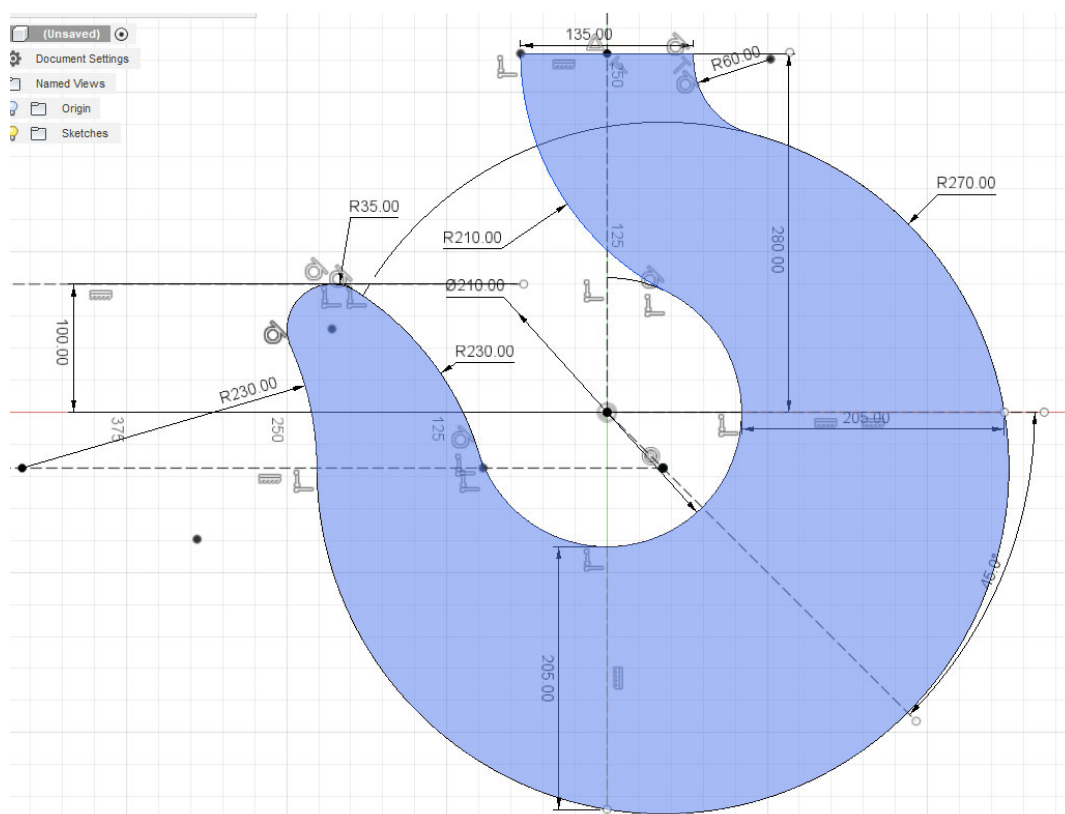


Рис.11.

Будуємо дві допоміжні прямі з центру гака під 30 градусів відносно вертикалі. У місцях перетинів проведемо прямі для наступних побудов профілю гака. Додаймо ще пару перетинів для більш точного побудови профілю гака (рис.12). Завершимо ескіз.

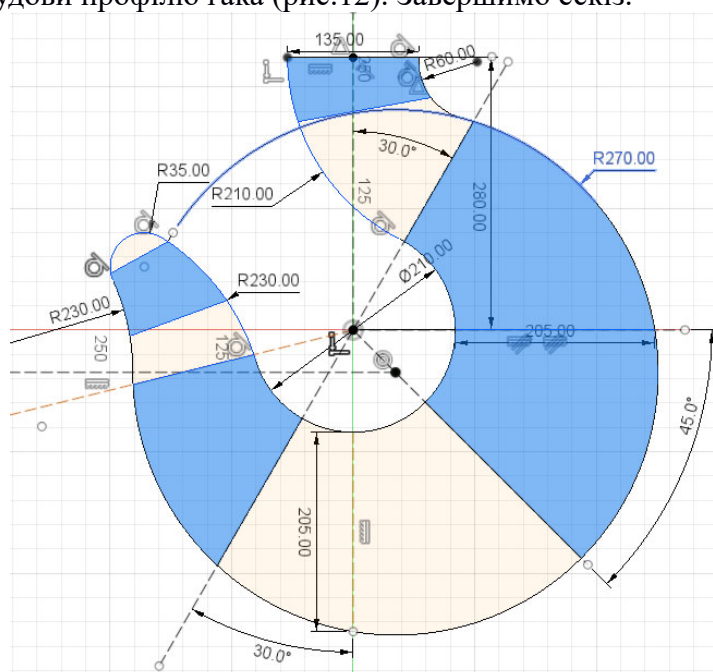
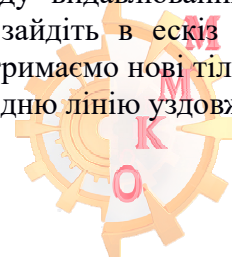


Рис.12.

Перейдемо у вкладку поверхонь Surfaces. Використовуючи команду видавлювання Extrude, виділимо перетину і створимо площині. У разі необхідності зайдіть в ескіз і призначте бічних частинах тип допоміжної геометрії (рис.13). У оглядачі отримаємо нові тіла за кількістю видавлюваних елементів. Відредагуйте ескіз побудувавши середню лінію уздовж гака командою Fit Point Spline.





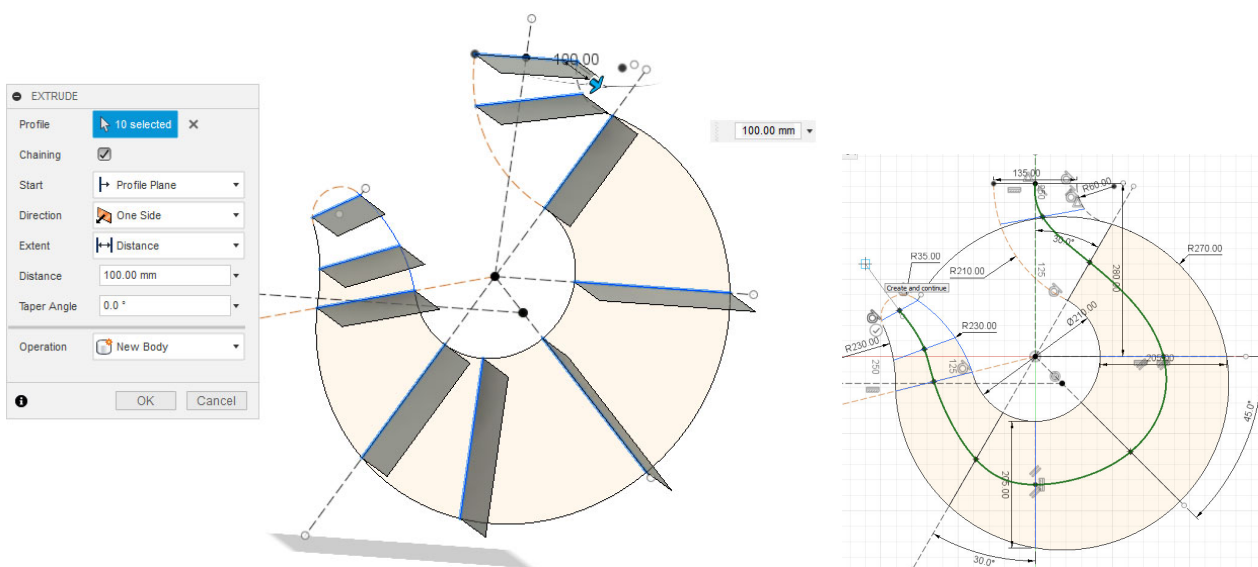


Рис.13.

На отриманих площинах будемо вести побудова профілю гака. Виберемо в браузері папку тіл, гасимо все крім потрібної площини. Для побудови профілю розміри заокруглень  $r2 = 25$  мм,  $r4 = 25$  мм,  $r6 = 150$  мм, довжини відповідно  $b$  і  $h$ . На поверхні площини створюємо ескіз. Будуємо два кола командою по двох точках (2 Point Circle), з центрами на кутах площини (рис.14). Задаємо розміри. Будуємо всередині коло  $r2$ . Робимо допоміжну пряму на відстані від вертикалі  $b / 2$  (65 мм).

Окружність  $r2$  прив'язкою торкання Tangent стикаємося з допоміжною прямою і зовнішньої окружністю (рис.15).

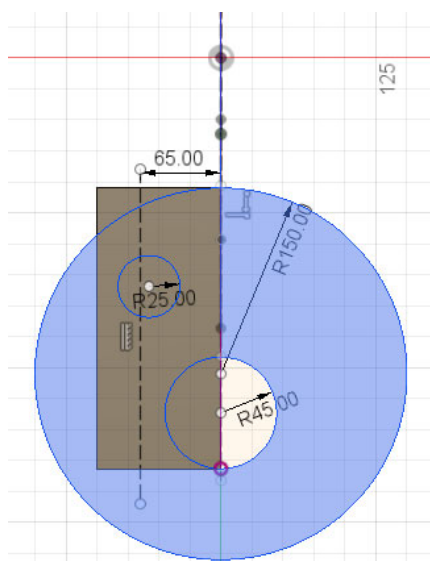


Рис. 14.

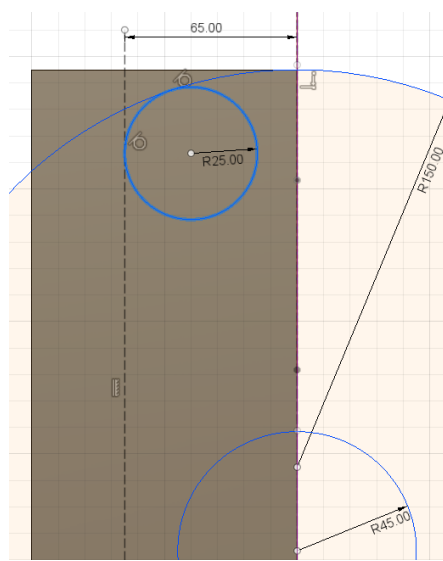


Рис. 15.

Будуємо лінію дотичну до внутрішніх кіл (рис.16). Видаляємо непотрібну частину геометрії для побудови профілю (рис.17). Добудуємо вертикальну пряму замкнувши контур. Завершимо ескіз.

Включимо тіло, що містить верхню площадку (рис.18). Створимо на ній ескіз. В ескізі створимо коло з діаметром гака  $d = 135$  мм з центру. Видалить частина не потрапляє в площину (рис.19). Заблокуйте контур прямий. Закрийте ескіз.



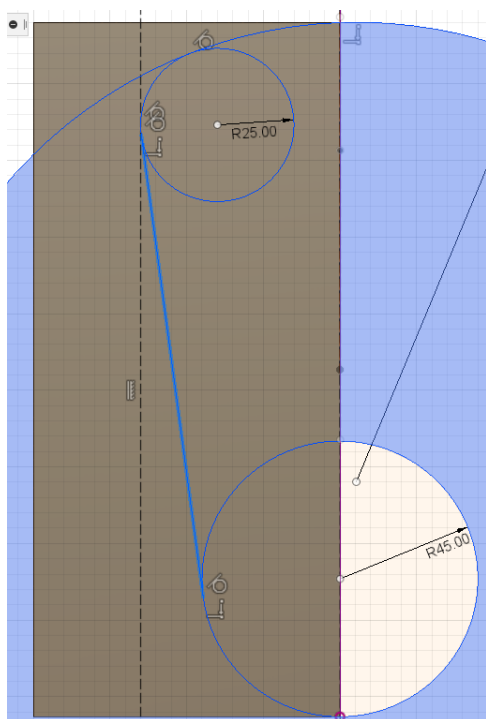


Рис. 16.

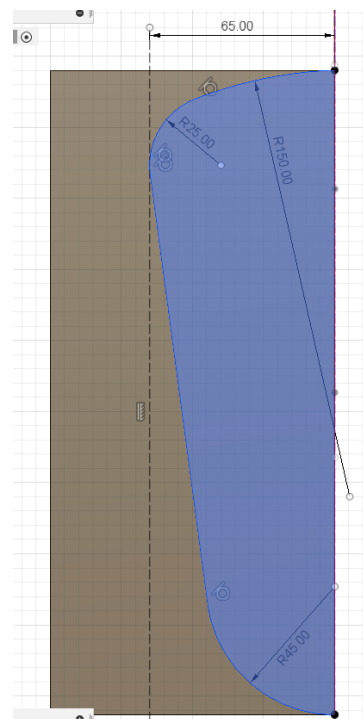


Рис. 17.

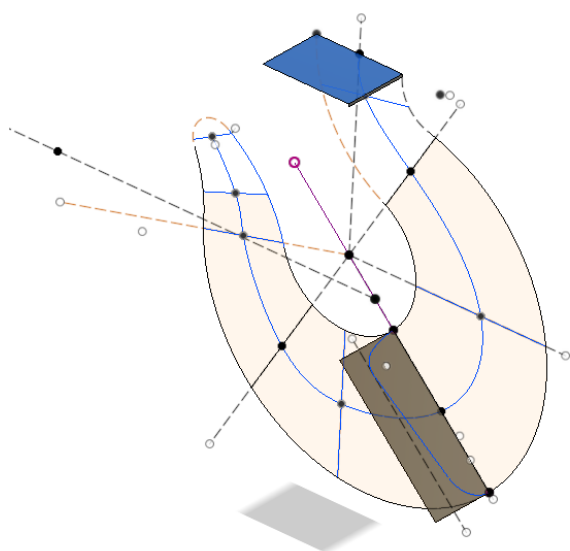


Рис. 18.

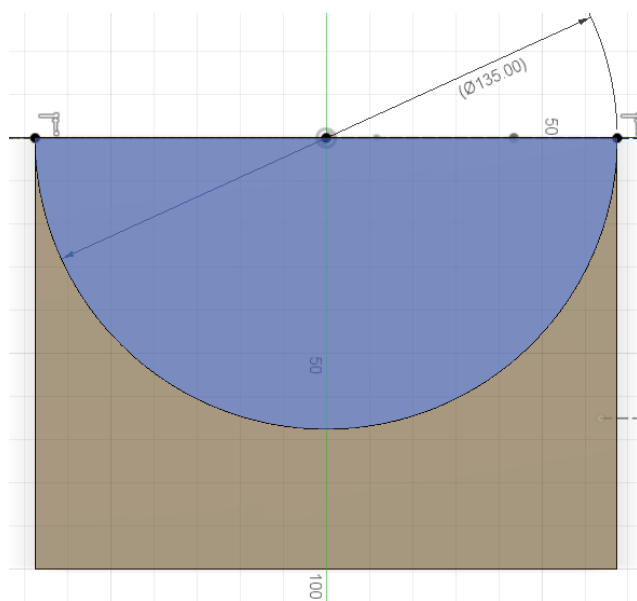
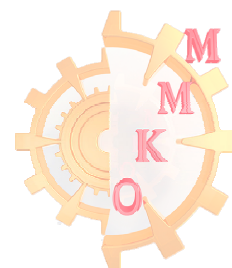


Рис. 19.

Далі будемо по порядку зверху вниз промальовувати всі перетину. Виберемо наступне (рис. 20), відключимо видимість всіх інших тіл. Створимо ескіз і побудуємо три кола (рис.21). Потім поставимо їм розміри радіусів 25, 150 і 25 мм.

Добудуємо допоміжні елементи (рис.22). Видаляємо непотрібну геометрію і замикаємо контур прямою лінією (рис.23). Закриваємо ескіз.



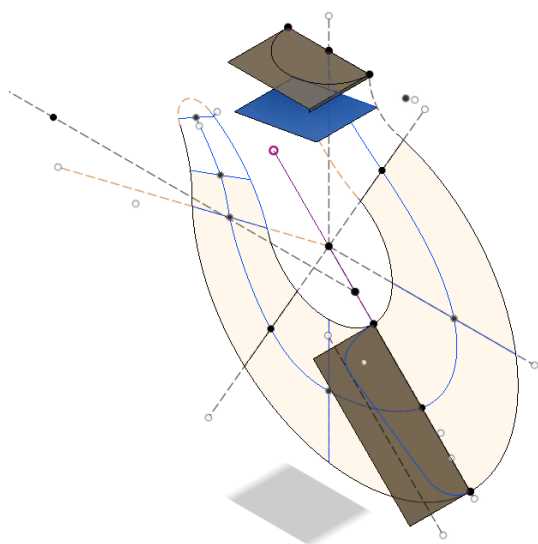


Рис. 20.

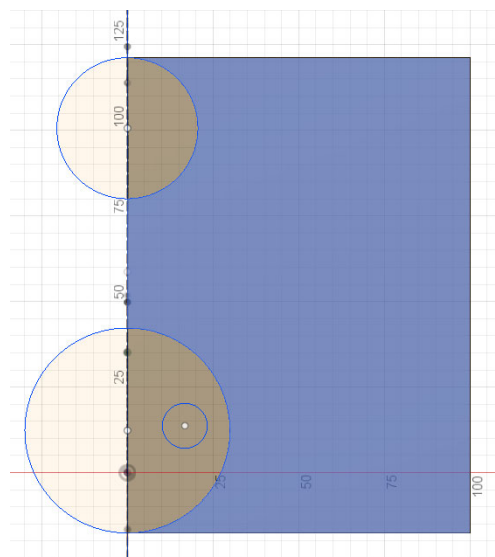


Рис. 21.

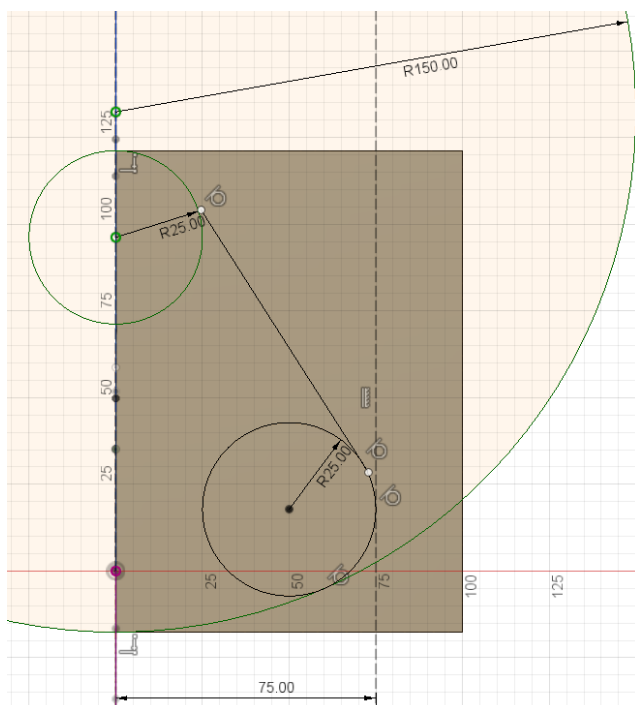


Рис. 22.

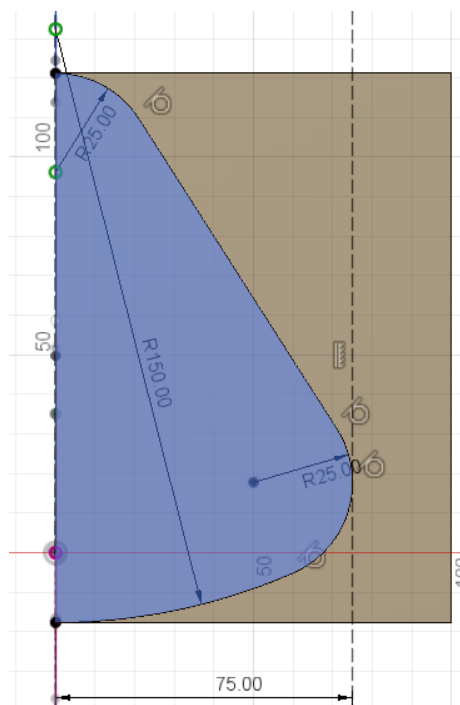
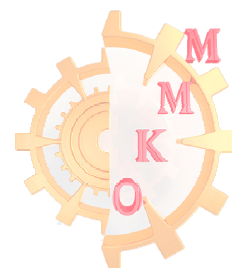


Рис. 23.

Відключаємо тіло і ескіз і включаємо наступне тіло. На ньому робимо наступний ескіз. Створюємо дві окружності на площині 25 і 150 мм, третє коло радіусом 25 мм всередині (рис.24). Два перших кола закріплюємо прив'язкою Fix. Проводимо допоміжні лінії встановлюємо розміри і закріплюємо прив'язками (рис.25). Видаляємо непотрібну геометрію і замикаємо контур прямий. Закриваємо ескіз.

Аналогічним чином добудовуємо всі площини гака (рис.26). Після цього переходимо у вкладку Solid і застосовуємо команду Loft послідовно по перетинах для побудови профілю гака за ескізами крім останнього (рис.27). У команді Loft виберіть пункт Rails і вкажіть центральну лінію йде уздовж всього гака, для додання більш точної форми.



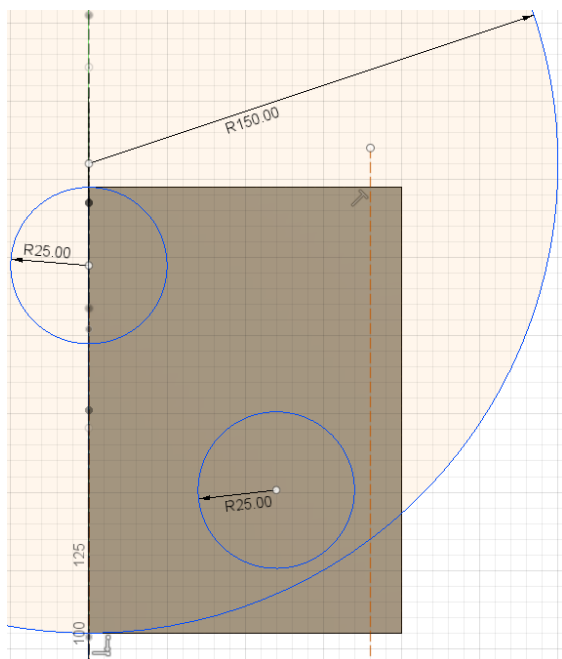


Рис. 24.

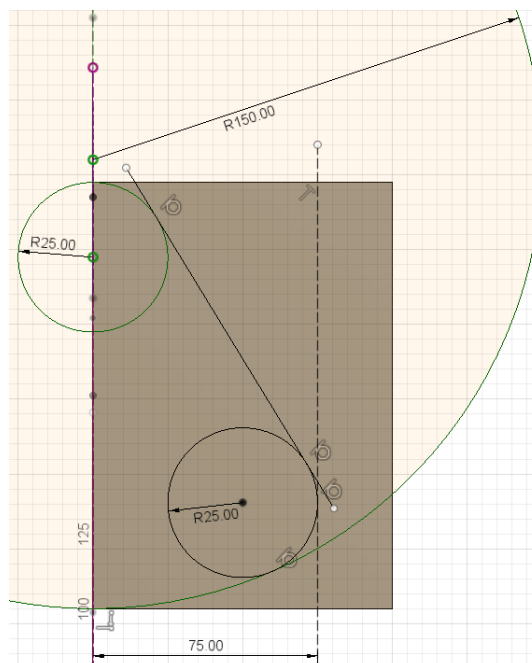


Рис. 25.

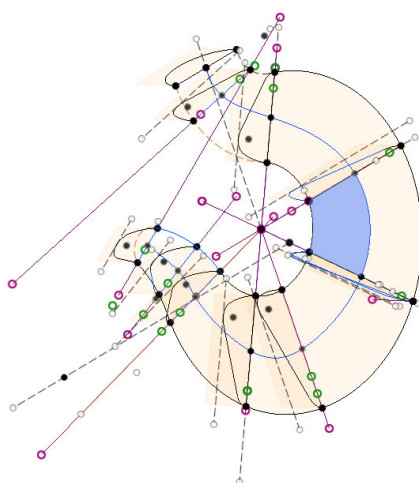


Рис. 26.

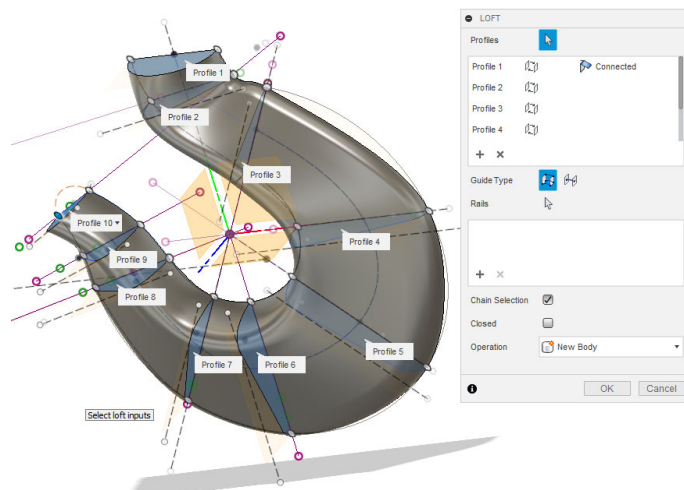


Рис. 27.

Для створення кінчика гака застосуємо ще один раз команду Loft. Геометрія в даному випадку замикається не на площині а на точці (рис.28, 29).

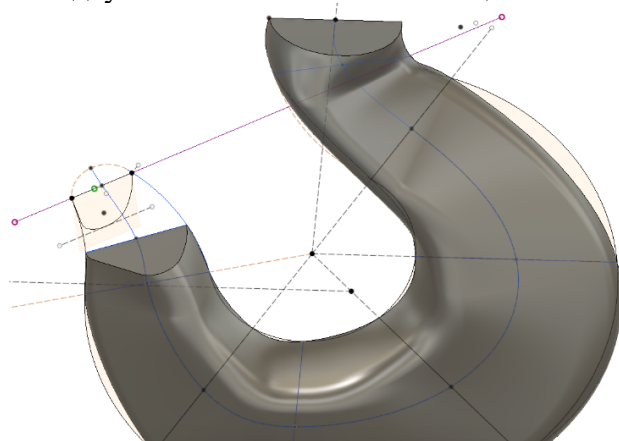


Рис. 28.

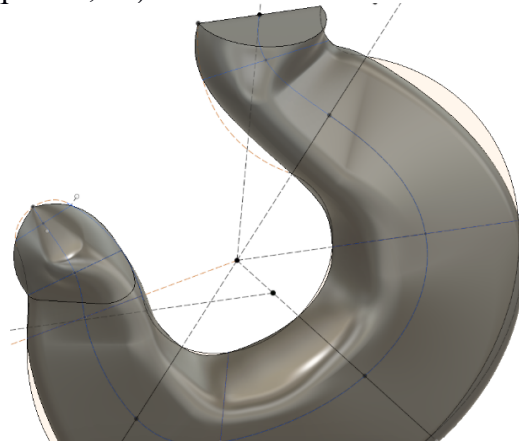
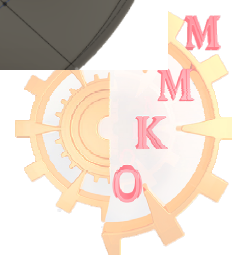


Рис. 29.



Так як ми отримали половину гака за допомогою команди Mirror створюємо другу половину даного елемента, вибравши в налаштуваннях команди тип Bodies і вказавши відповідну площину для відображення. Об'єднуємо обидві половинки в єдине тіло командою Combine.

Створюємо на верхній площині гака ескіз (рис.30). У центрі будуємо коло діаметром 120 мм. Закриваємо ескіз. Видавлюємо отриманий коло командою Extrude на відстань 675-280-140 мм. Зробимо скруглення на місці кріплення гака радіусом 5 мм (рис.31). На верхній грані знову зробимо ескіз і створимо коло з центру діаметром 100 мм. Закриємо ескіз видавимо на 10 мм. Знову на верхній межі створимо ескіз з колом діаметром 110 і видавив його на довжину  $l_2 = 130$  мм. На останній видавленій елемент накладаємо різьблення командою Tread з параметрами M110x6 права. На верхній частині створимо фаску 5 мм командою Chamfer (рис.32).

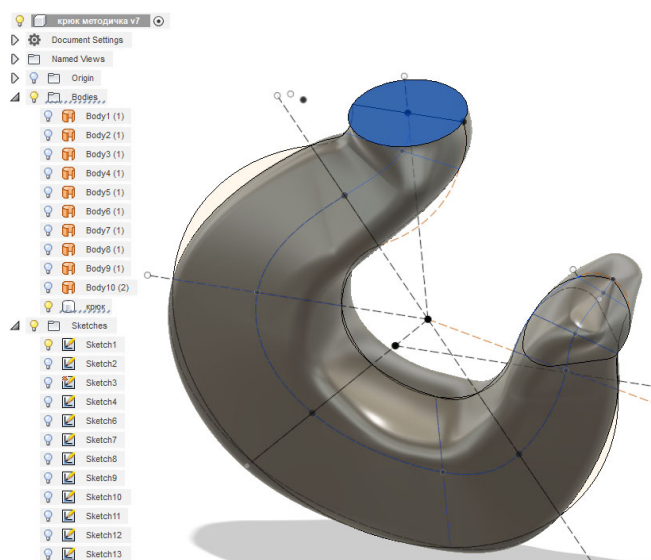


Рис. 30.

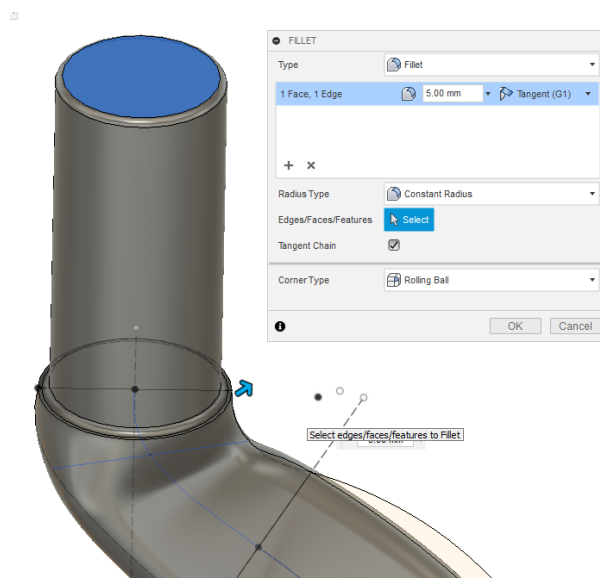


Рис. 31.

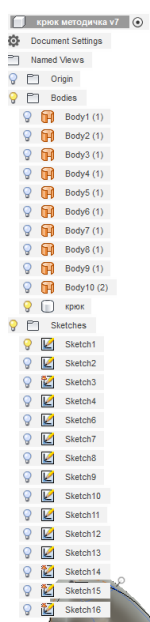
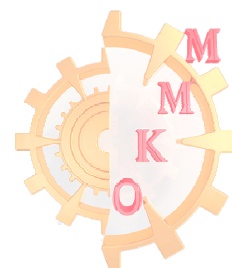


Рис. 32.



### 13 Розрахунок статичного навантаження на гак в Autodesk Fusion 360

Відкриємо документ з моделлю гака. Перейдемо в робочий простір симуляції Simulation. У діалоговому вікні вибору необхідного розрахунку виберемо статична навантаження (Static Stress). І натиснемо кнопку початку настройки розрахунків Creat Study. Розгромна замовна стаття модель потребує доопрацювання, а саме - зайві площини (рис. 32.5). Натиснемо команду Simplify і спростимо конструкцію. У браузері відкриті вкладку з тілами і видалить допоміжні елементи (рис.33). Натисніть кнопку завершення спрощень Finish Simplify.

Далі задайте тип матеріалу для гака використовуючи пункт Materials - Study Materials. З бібліотеки запропонованих матеріалів виберіть необхідний метал. Дізнатися параметри матеріалу допоможе команда Materials - Material Properties (рис.34).

Додати новий матеріал, змінити параметри матеріалу, завантажити бібліотеки матеріалів дозволяє оглядач матеріалів Materials - Material Browser (рис.35).

Використовуючи обмеження жорстко закріпимо верхню поверхню кріплення гака від переміщення за допомогою команди Constrains - Structural Constrains (рис. 36).

Так як на гаку немає заздалегідь підготовлених майданчиків для прикладання навантажень створимо їх самі. Для цього переходимо в інтерфейс Design. Створюємо ескіз на вигляді зверху і на місці прикладання навантаження прокреслює замкнутий контур (рис 37).

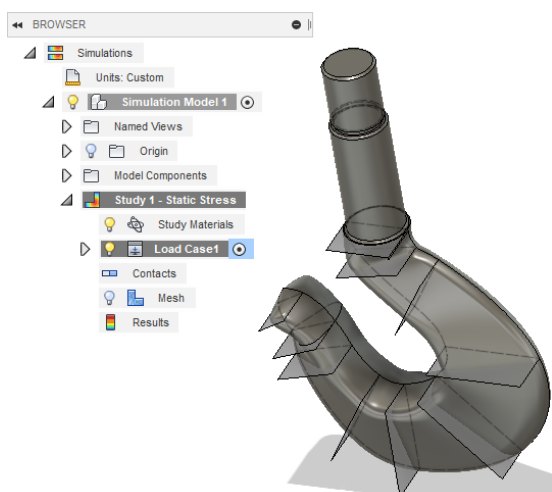


Рис. 32.5.

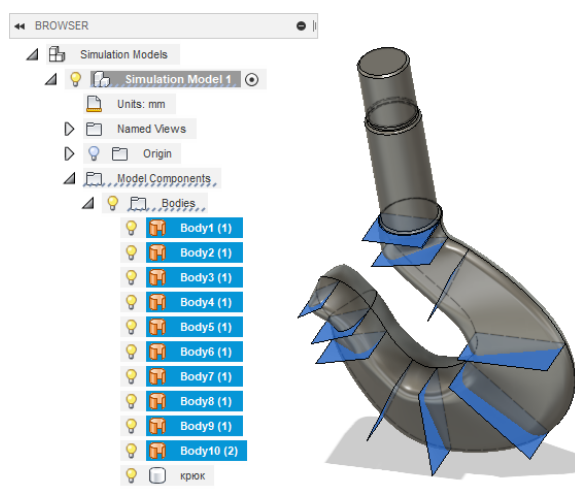


Рис. 33.

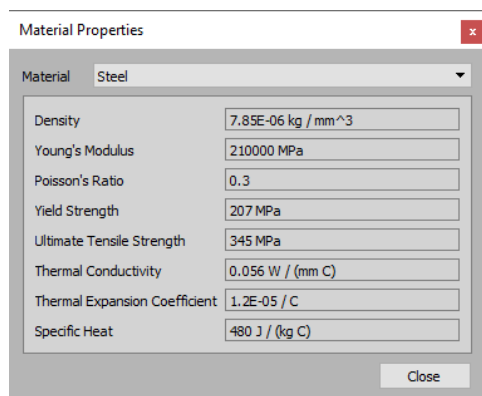


Рис. 34.

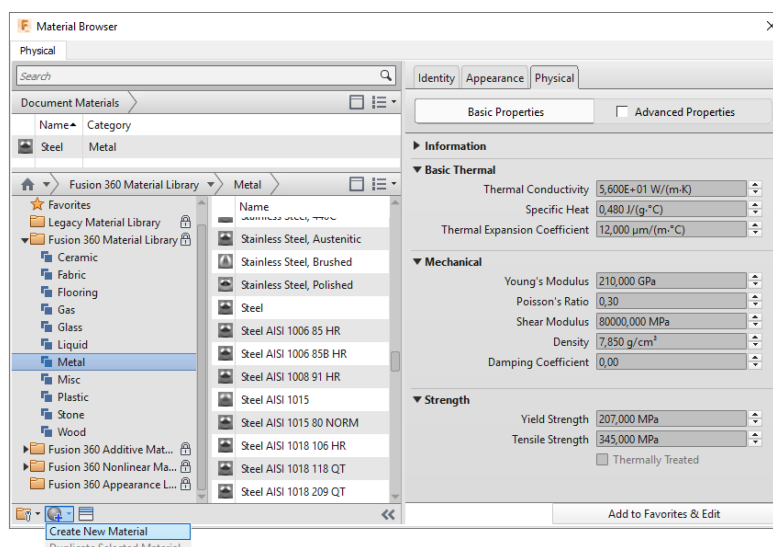


Рис. 35.



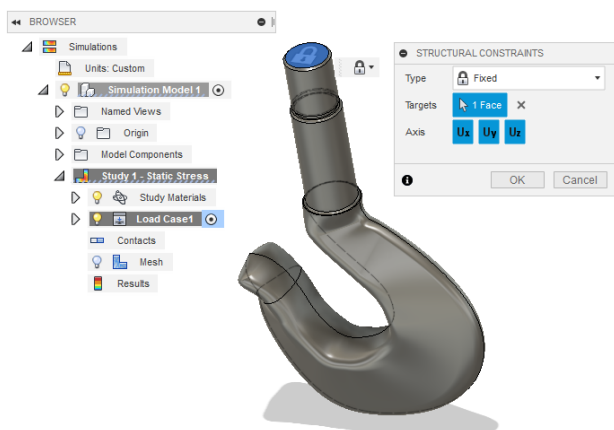


Рис. 36.

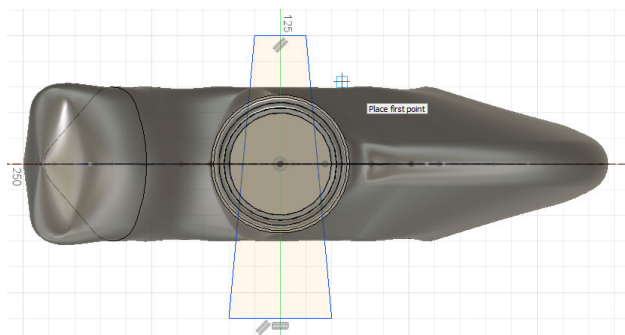


Рис. 37.

Завершимо ескіз. Використовуємо команду Modify - Split Face для прорізання майданчики для прикладання навантаження (мал.38). Переходимо в інтерфейс симуляції. Докладаємо навантаження величиною 300000 Н і повертаємо в потрібному напрямку силу, використовуючи команду Loads - Structural Loads (рис. 39).

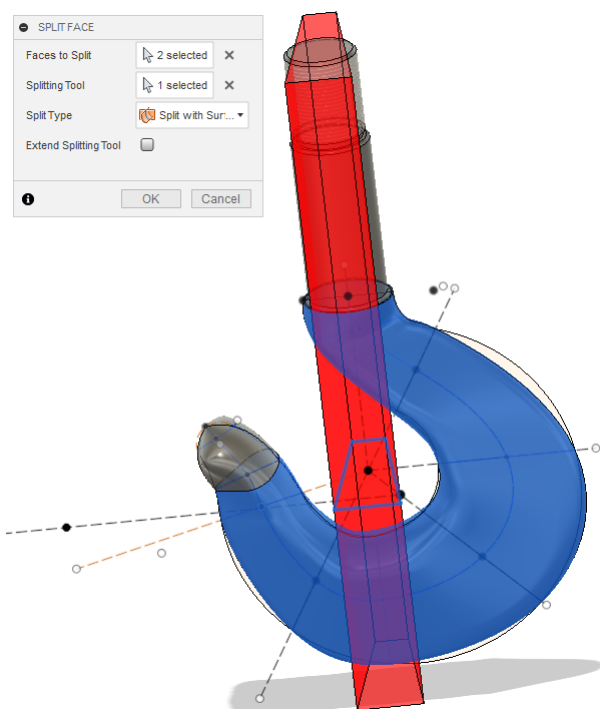


Рис. 38.

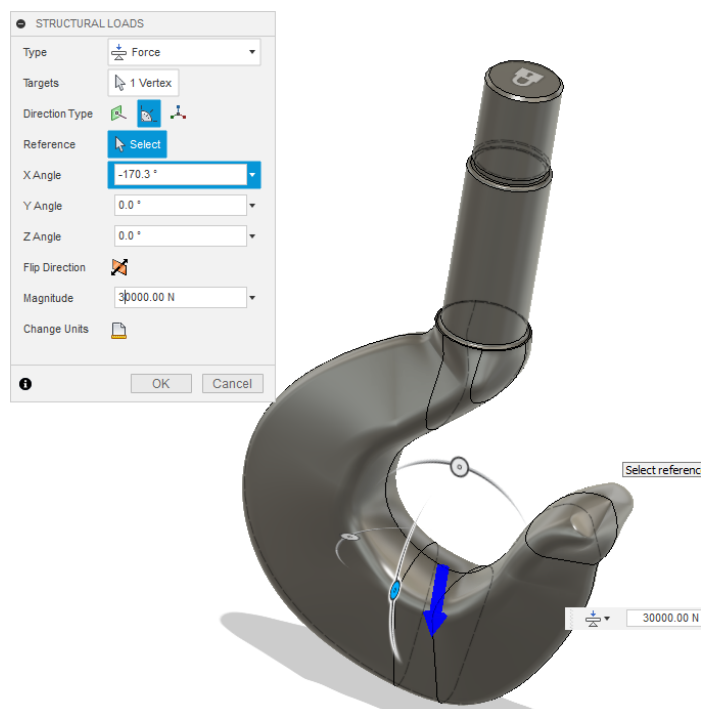
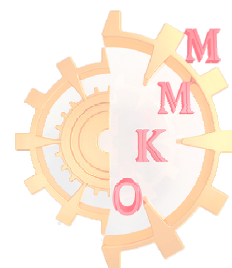


Рис. 39.

Перевіримо на правильність налаштувань розрахунків за допомогою команди Solve - Pre-check. У разі необхідності подивіться на повідомлення і усуньте зазначені недоліки. Якщо все в порядку можна запустити симуляцію на виконання на сервері Autodesk.

Для запуску прорахунку симуляції використовуйте команду меню Solve - Solve. У діалоговому вікні поставте галочку виконання в хмарі On Cloud і натисніть кнопку виконання Solve Study (рис.40).



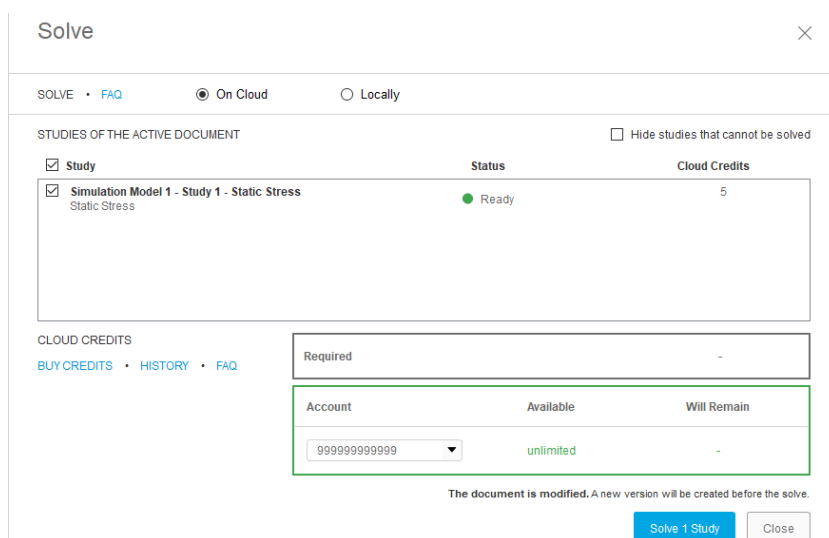


Рис. 40.

Після проведення розрахунків може з'явитися повідомлення про недостатню запасі міцності і рекомендації щодо вирішення цієї проблеми, а саме можливість поміняти матеріал або змінити конструкцію.

Перший параметр який можна оцінити, це коефіцієнт запас міцності Safety Factor в відносних одиницях (рис. 41).

Другий параметр який пропонується вивчити цю напругу по фон Мізеса в МПа, він же  $\text{Stress} = F / S$  (42).

Третій параметр - зміщення в міліметрах Displacement (рис.43).

Наступний параметр це Reaction Force - зусилля в закріплених частинах конструкції в Ньютона (рис. 44).

Останній параметр деформація  $\text{Strain} = \Delta L / L$  (рис. 45).

Ви можете подивитись деталі параметри в будь-якому місці конструкції дозволяють команди взяття проб, відповідно Inspect - Create Surface Probe і Inspect - Create Point Probe (рис. 46).

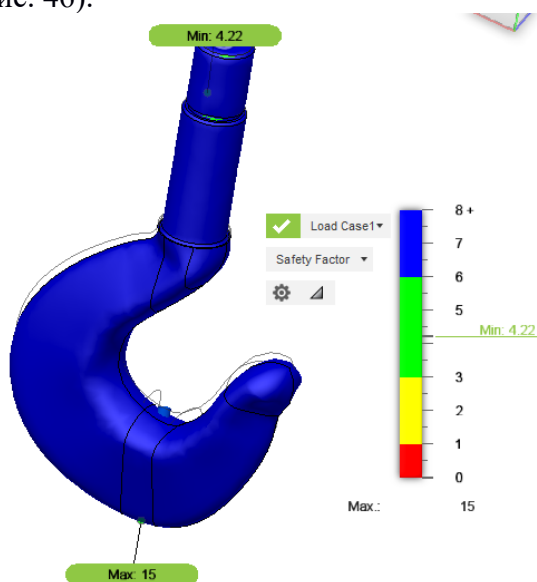


Рис. 41.

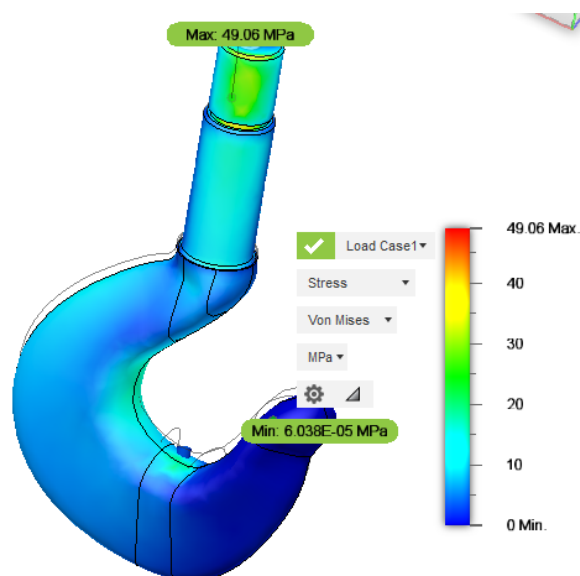
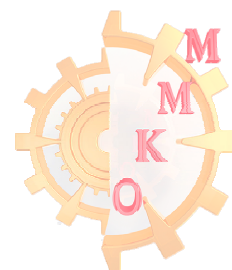


Рис. 42.





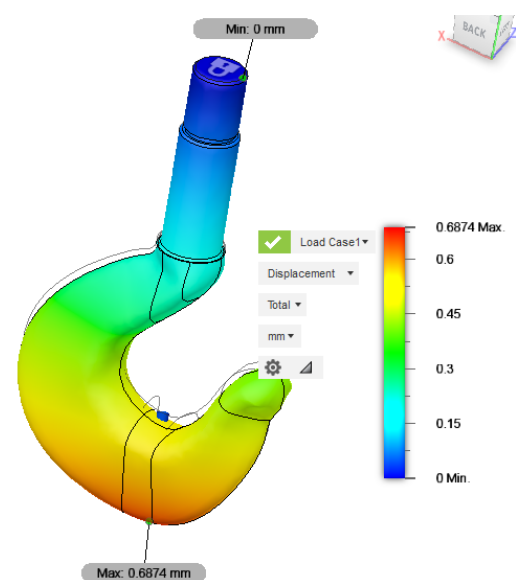


Рис. 43.

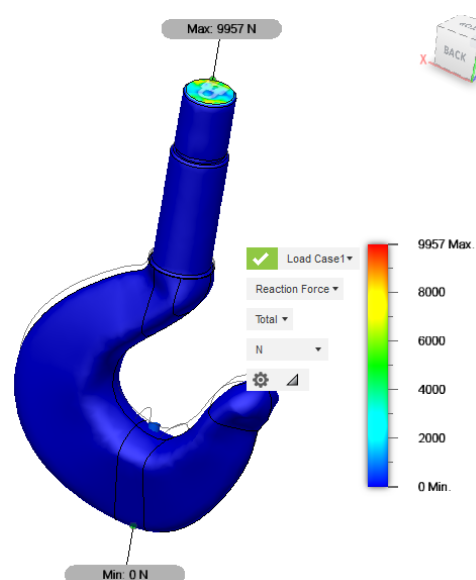


Рис. 44.

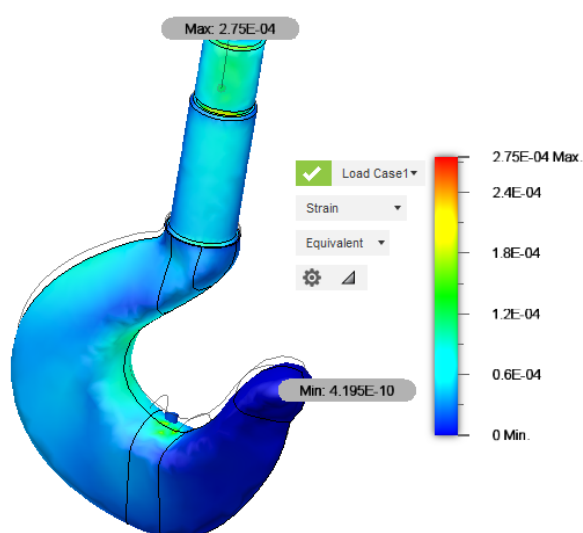


Рис. 45.

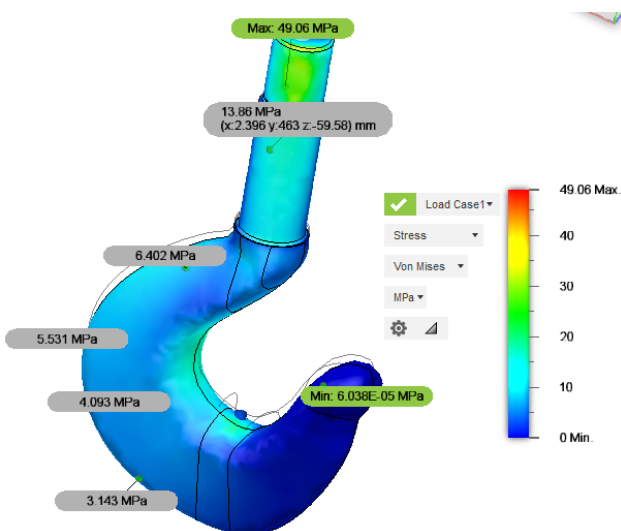
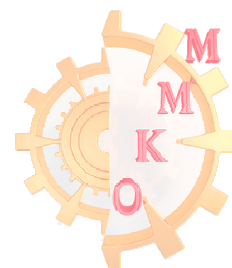


Рис. 46.

Для порівняльного аналізу нами була прикладена навантаження в 100 разів більша. В результаті після навантаження коефіцієнт запасу міцності виявився на позначці 0,04. В результаті система видала повідомлення про недостатнє запасі міцності в результаті чого конструкція надмірно викривляється або не витримує навантажень руйнується (рис.47).

Розгорнувши все вкладки даного повідомлення можна побачити рекомендації щодо усунення даного недоліку: 1) наростити матеріал на конструкції або змінити форму; 2) використовувати інший більш міцний матеріал; 3) використовувати розрахунок нелінійного навантаження для уточнення розрахунків (рис. 48).



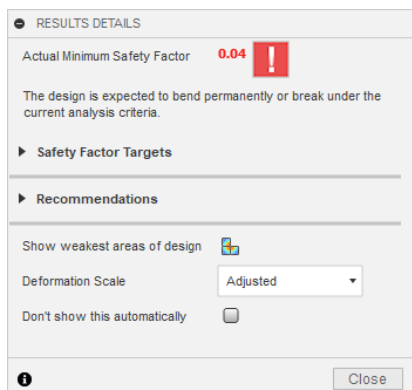


Рис. 47.

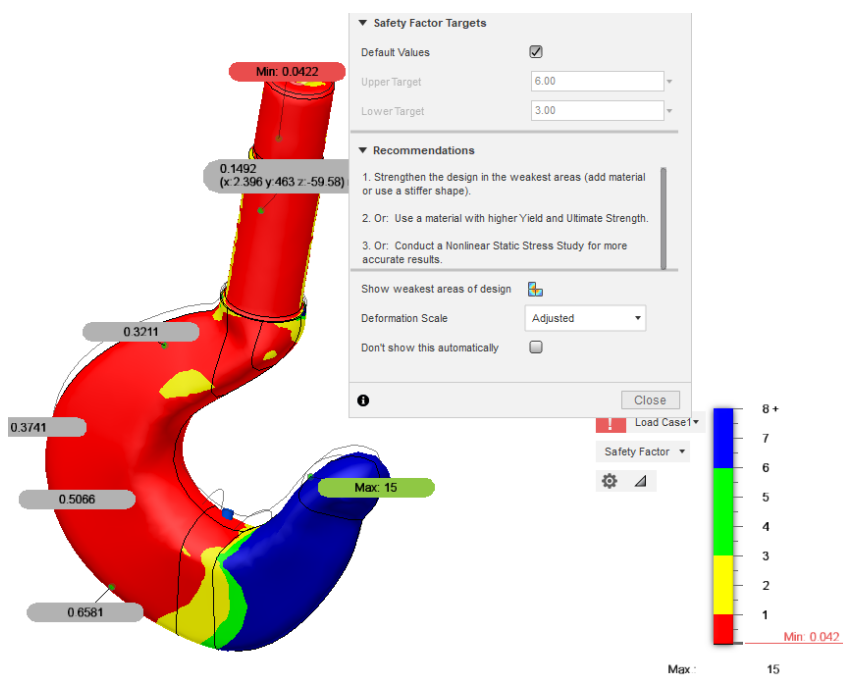
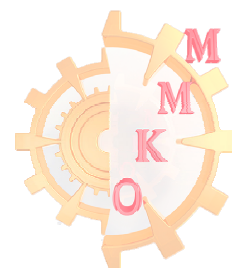


Рис. 48.



## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

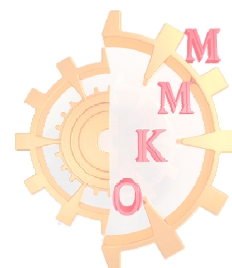
1 БСЕ - М.: Рад. енциклопедія, 1977. - Т. 26. - 622 с.

2 Проців, В.В. Проектування редукторів з Використання САПР КОМПАС [Текст]: навч. посібник / В.В. Проців, К.А. Зіборов, О.М. Твердохліб - Д.: Національний гірничий університет, 2011. - 178 с. іл.

3 Колісник М. П. Основи розробки, виробництва, монтажу, випробувань та обстеження підйомно-транспортних машин / М. П. Колісник, А. Ф. Шевченко, В. В. Мелашич. - Дніпропетровськ: Пороги, 2007. - 191 с.

4 Ракша С. В. Розрахунки механізмів кранів мостового типу / С. В. Ракша, В. В. Мелашич, М. П. Колісник. - Дніпропетровськ: Пороги, 2006. - 147 с.

5 Довідник. Тертого, зношування та змазки / Під. ред. І.В. Крательського и В.В. Алісіна. - М.: Машинобудування, 1979, - 357 с.



## Додаток А. Гаки вантажозахватні

Гаки однорогі. Заготовки. Типи. Конструкція і розміри. ГОСТ 6627-74.  
Вантажопідйомність і розміри гаків наведені в таблицях А1 і А2.

Ескіз гака з позначенням деяких розмірів наведено на малюнку 6.1.

Таблиця А1 - Найбільша вантажопідйомність гаків, т

Номер заготовки гака	Для машин і механізмів з ручним приводом	Для машин і механізмів з машинним приводом	
		Група режиму роботи механізму підйому по ГОСТ 25835-83	
		будинок 6	М7; М8
1	0,40	0,32	0,25
2	0,50	0,40	0,32
3	0,63	0,50	0,40
4	0,80	0,63	0,50
5	1,00	0,80	0,63
6	1,25	1,00	0,80
7	1,60	1,25	1,00
8	2,00	1,60	1,25
9	2,50	2,00	1,60
10	3,20	2,50	2,00
11	4,00	3,20	2,50
12	5,00	4,00	3,20
13	6,30	5,00	4,00
14	8,00	6,30	5,00
15	10,00	8,00	6,30
16	12,50	10,00	8,00
17	16,00	12,50	10,00
18	20,00	16,00	12,50
19	-	20,00	16,00
20	-	25,00	20,00
21	-	32,00	25,00
22	-	40,00	32,00
23	-	50,00	40,00
24	-	63,00	50,00
25	-	80,00	63,00
26	-	100,00	80,00

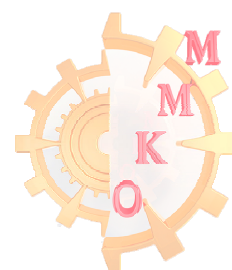
Приклад умовного позначення для гака вантажного однорогого №М7 з подовженим хвостовиком:



Крюк однорогий, тип Б, № 17 ГОСТ 6627-74.

Таблица А2 - Деякі розміри заготовок однорогих гаків, мм

Номер заготовки гака	$2a$	$B$	$d_1$	$d_0$	$h$	Маса гака, кг
1	20	12	12	M12	18	0,2
2	22	13	12	M12	21	0,3
3	25	15	15	M14	24	0,5
4	30	18	17	M16	26	0,6
5	32	20	17	M16	28	0,7
6	36	22	20	M20	32	1,0
7	40	24	20	M20	36	1,5
8	45	26	25	M24	40	1,9
9	50	30	30	M27	45	2,9
10	55	34	30	M30	52	4,1
11	60	38	35	M33	55	5,7
12	65	40	40	M36	65	8,9
13	75	48	45	M42	75	12,2
14	85	54	50	M48	82	17,7
15	95	60	55	M52	90	23,0
16	110	65	60	M56	100	33,0
17	120	75	70	M64	115	44,5
18	130	80	75	Tr 70'10	130	56,0
19	150	95	85	Tr 80'10	150	82,5
20	170	102	100	Tr 90'12	164	121,0
21	190	115	110	Tr 100'12	184	150,0
22	210	130	120	Tr 110'12	205	206,0
23	240	150	140	Tr 120'16	240	312,0
24	270	165	150	Tr 140'16	260	400,0
25	300	190	170	Tr 160'16	290	600,0
26	320	200	180	Tr 170'16	320	695,0



## Додаток Б. Сталеві канати

У вантажопідіймальних пристроях застосовуються, в тому числі, і канати типу ЛК-Р. Сортамент канатів подвійного звивання типу ЛК-Р конструкції 6х19 (1 + 6 + 6/6) + 1о.с. по ГОСТ 2688-80 представлений в таблиці Б1.

Таблиця Б1 - Сортамент канатів типу ЛК-Р по ГОСТ 2688-80

Діаметр каната, мм	Розрахункова площа перетину всіх дротів, мм <sup>2</sup>	Маса 1000 м каната, кг	Сумарне розривне зусилля усіх дротів / розривне зусилля каната в цілому $S_p$ (Н) для маркувальних груп, Н / мм <sup>2</sup> (кгс / мм <sup>2</sup> )						номер барабана	Кількість метрів на барабані
			1570 (160)		1670 (170)		1770 * (180)			
3,6	4,98	48,8	-	-	-	-	<b>2780</b>	7465	6	4000
3,8	5,63	55,1	-	-	-	-	<b>9930</b>	8400	6	4000
4,1	6,55	64,1	-	-	-	-	<b>11550</b>	9750	6	4000
4,8	8,62	84,4	-	-	-	-	<b>15200</b>	12850	6	4000
5,1	9,76	95,5	-	-	-	-	<b>17200</b>	14600	7	2000
5,6	11,9	116,5	18650	15800	19800	16800	<b>20950</b>	17800	7	2000
6,2	14,47	141,6	22650	19250	24100	20100	<b>25500</b>	21100	7	2000
6,9	18,05	176,6	28300	24000	30050	25500	<b>31800</b>	26300	7	2000
7,6	21,57	211,0	33860	28700	35900	30500	<b>38000</b>	32300	7	1000
8,3	26,15	256,0	41000	34800	43550	36950	<b>46100</b>	38150	7	1000
9,1	31,18	305,0	48850	41500	51900	44100	<b>55000</b>	45450	7	1000
9,6	36,66	358,6	57450	48850	61050	51850	<b>64650</b>	53450	7	1000
11,0	47,19	461,6	73950	62850	78600	66750	<b>83200</b>	68800	10а	1000/2000
12,0	53,87	527,0	84450	71750	89700	76200	<b>95000</b>	78550	10а	1000/2000
13,0	61,00	596,6	95600	81250	101500	86800	<b>107500</b>	89000	10а	1000/2000
14,0	74,40	728,0	116500	98950	123500	105000	<b>131000</b>	108000	10а	1000/2000
15,0	86,28	844,0	135000	114500	143500	122000	<b>152000</b>	125500	11	1000/2000
16,5	104,61	1025,0	164000	139000	174000	147500	<b>184500</b>	152000	12	1000/2000
18,0	124,73	1220,0	195500	166000	207500	176000	<b>220000</b>	181500	12	1000/2000
19,5	143,61	1405,0	225000	191000	239000	203000	<b>253000</b>	209000	12	1000
21,0	167,03	1635,0	261500	222000	278000	236000	<b>294500</b>	243500	12	1000
22,5	188,78	1850,0	296000	251000	314500	267000	<b>333000</b>	275000	12	1000
24,0	215,00	2110,0	337500	287000	359000	304500	<b>380000</b>	314000	12	1000
25,5	244,00	2390,0	382500	324500	406500	345000	<b>430000</b>	356000	13, 14	1000
27,0	274,31	2685,0	430000	365000	457000	388000	<b>483500</b>	399500	15	1000
28,0	297,63	2910,0	466500	396000	495500	421000	<b>525000</b>	434000	15	1000
30,5	256,72	3490,0	559000	475000	594000	504500	<b>629000</b>	520000	16	1000
32,0	393,06	3845,0	616000	523500	654500	556000	<b>693000</b>	573000	16	1000
33,5	431,18	4220,0	676000	574000	718000	610500	<b>760500</b>	629000	16	1000
37,0	512,00	5015,0	804000	683000	854000	725000	-	-	16	1000
39,5	586,59	5740,0	919500	781500	977000	828000	-	-	18	1000
42,0	668,12	6535,0	1045000	890000	1110000	945000	-	-	18	1000
44,5	755,11	7385,0	1180000	1000000	1255000	1035000	-	-	20	1000
47,5	861,98	8430,0	1350000	1145000	1435000	1185000	-	-	20	1000
51,0	976,00	9545,0	1530000	1295000	1625000	1340000	-	-	20	1000
56,0	1190,53	11650,0	1865000	1580000	1980000	1635000	-	-	20	1000

\* Рекомендований стовпець для вибору розривне зусилля каната в цілому



Приклад умовного позначення каната діаметром  $d_k$ , Рівним 13 мм, вантажного призначення, з дроту без покриття, з великої літери, лівої односторонньої завивки, що не розкручується, маркувальної групи 1570 МПа:

*Канат 13-Г-В-Л-О-Н-1570 ГОСТ 2688-80.*

Канат призначений для кранів і талів, для підйомних пристроїв шахтних установок, для екскаваторів, для підвісних доріг і кабель-кранів, для скіпових підйомників доменних печей, для металургійних кранів і стоячого такелажу. Канат стійкий до впливу агресивних середовищ, до інтенсивного знакозмінному вигину при роботі на відкритому повітрі. Виготовляється з органічним сердечником. Ескіз перетину каната наведено на малюнку Б1.

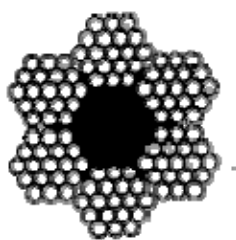
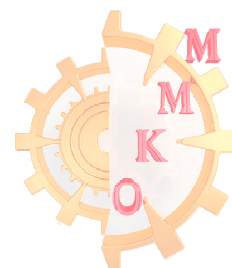


Рис. Б1 - Ескіз перетину каната



## Додаток В. Підшипники наполегливі

Підшипники наполегливі кулькові однорядні і подвійні. Технічні умови. ГОСТ 7872-89.

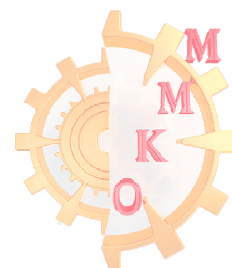
Розміри підшипників представлені в таблиці В1.

Таблиця В1 - Деякі розміри наполегливих підшипників по ГОСТ 7872-89, мм

позначення підшипника	Внутрішній діаметр $d_1$	Зовнішній діаметр $D_n$
8201	12	28
8202	15	32
8203	17	35
8204	20	40
8205	25	47
8206	30	52
8207	35	62
8208	40	68
8209	45	73
8210	50	78
8211	55	90
8212	60	95
8213	65	100
8214	70	105
8215	75	110
8216	80	115
8217	85	125
8218	90	135
8220	100	150
8222	110	160
8224	120	170
8226	130	190
8228	140	200
8230	150	215
8232	160	225
8236	180	250

Приклад умовного позначення наполегливої підшипника з внутрішнім діаметром, рівним 45 мм і зовнішнім діаметром - 73 мм:

*Підшипник 8209 ГОСТ 7872-89.*



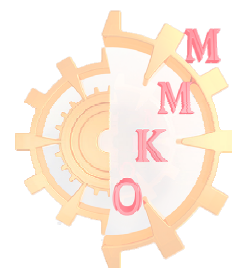


### Додаток Г. Шківні (блоки) канатні

Розміри канатних шківів (блоків) не регламентовані державними стандартами, а лише галузевими і стандартами підприємств. Орієнтовно можна приймати розміри, наведені в таблиці Г1.

Таблиця Г1 - Деякі розміри канатних блоків, мм

Діаметр каната $d_k$	Діаметр блоку	Ширина блоку (Довжина маточини) $B_{бл}$
8 - 11	160	60
11 - 14	200	70
14 - 18	315	80
18 - 26	400	90
26 - 35	500	100
35 - 44	630	120
44 - 56	800	150



## Додаток Д. Електродвигуни

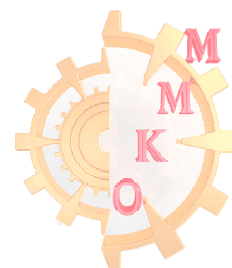
Металургійні електродвигуни серії МТН з фазовим ротором широко застосовуються в вантажопідійомних пристроях різного призначення. Їх технічні характеристики наведені в таблиці Д1.

Таблиця Д1 - Технічні дані електродвигунів серії МТН

двигун	Потужність на валу $P_2$ , КВт, при				Частота обертів, $n_1$ , Хв- 1	Максимальний момент $T_{max}$ , Н · м	Момент інерції ротора $I_2$ , Кг · м <sup>2</sup>	маса , Кг
	ПВ 15%	ПВ 25%	ПВ 40%	ПВ 60%				
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>
МТН 111-6	3,5	3	2,5	2	870 895 920 940	85	0,0496	76
МТН 112-6	5,3	4,5	3,6	3	885 910 930 945	120	0,0687	88
МТН 211-6	8,2	7	5,6	4,2	900 920 940 955	200	0,1170	120
МТН 311-6	13	11	9	7	925 940 955 965	320	0,2290	170
МТН 312-6	17,5	15	12	19	945 950 960 965	480	0,3180	210
МТН 411-6	27	22	18	14	950 960 965 975	650	0,5090	280
МТН 412-6	36	30	25	18	955 965 970 980	950	0,6870	345
МТН 311-8	9	7,5	6	4,5	675 690 705 715	270	0,2800	170
МТН 312-8	13	11	8,2		690 700 715	430	0,3180	210



				6	725			
Продовження таблиці Д1								
1	2	3	4	5	6	7	8	9
МТН 411-8	18	15	13	10	695 705 710 720	580	0,5470	280
МТН 412-8	26	22	18	13	710 715 725 730	900	0,7640	345
МТН 511-8	34	28	23	18	695 705 715 725	1020	1,0950	470
МТН 512-8	45	37	31	25	695 705 715 725	1400	1,4500	570
МТН 611-10	53	45	36	28	560 570 575 580	2360	4,3250	900
МТН 612-10	70	60	48	35	560 565 575 580	3200	5,3400	1070
МТН 613-10	90	75	60	40	570 575 580 585	4200	6,3600	1240
МТН 711-10	125	100	80	65	580 584 588 592	4650	10,4500	1550

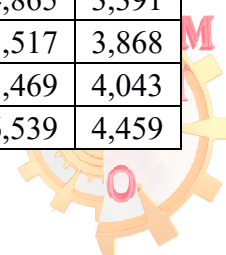


## Додаток Е. Редуктори

Триступінчасті циліндричні редуктори типу ВКН застосовуються в вантажопідійомних пристроях різного призначення. Їх технічні характеристики наведені в таблиці Е1.

Таблиця Е1 - Технічні параметри редукторів типу ВКН

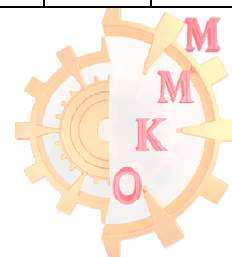
редуктор	Передавальне число $u_p$	Частота обертання швидкохідного вала $n_3$ , Хв-1							
		750				1 000			
		по М5	М6	М7	М8	по М5	М6	М7	М8
Крутний момент на вихідному валу $T_{2p}$ , КН · м									
ВКН-280	10,0	0,454	0,211	0,190	0,169	0,476	0,159	0,151	0,143
	16,0	0,507	0,237	0,203	0,186	0,507	0,216	0,190	0,178
	31,5	0,466	0,333	0,300	0,266	0,474	0,250	0,225	0,200
	50,0	0,476	0,370	0,317	0,264	0,396	0,317	0,277	0,238
ВКН-320	12,5	0,859	0,410	0,357	0,317	0,803	0,337	0,297	0,277
	20,0	0,761	0,507	0,380	0,338	0,888	0,444	0,349	0,317
	40,0	1,057	0,719	0,507	0,465	0,888	0,571	0,380	0,349
	63,0	0,799	0,599	0,466	0,399	0,849	0,549	0,350	0,300
ВКН-420	16,0	1,319	0,845	0,812	0,761	1,154	0,888	0,824	0,685
	25,0	1,321	0,925	0,793	0,793	1,209	0,971	0,872	0,773
	50,0	1,480	1,110	0,845	0,634	1,387	1,110	0,872	0,753
	80,0	1,945	1,522	1,099	0,845	1,966	1,395	1,078	0,824
	125,0	2,114	1,585	1,321	1,189	1,684	1,387	1,189	0,991
ВКН-480	20,0	2,473	1,543	1,015	0,972	2,283	1,427	0,999	0,840
	31,5	2,763	1,665	1,332	1,099	2,572	1,648	1,198	1,024
	63,0	3,129	2,264	1,665	1,332	2,946	2,047	1,498	1,248
	100,0	3,488	3,488	2,325	1,902	3,250	2,378	2,140	1,744
ВКН-560	20,0	4,206	2,811	2,050	1,733	3,662	2,632	1,918	1,538
	25,0	4,095	3,065	2,167	1,982	4,340	2,794	2,041	1,803
	40,0	4,523	3,297	2,748	2,325	4,407	3,171	2,505	2,124
	50,0	4,650	3,435	2,906	2,536	4,796	3,408	2,655	2,338
	80,0	4,988	3,720	3,297	2,790	4,946	3,488	3,044	2,663
ВКН-630	20,0	5,644	4,037	3,805	3,276	5,675	3,900	3,630	3,266
	25,0	5,496	3,963	3,990	3,038	5,271	3,884	3,686	3,052
	31,5	5,992	4,328	4,228	3,263	5,768	4,794	3,895	3,271
	40,0	6,088	5,242	4,566	3,297	5,770	4,122	3,836	3,139
	50,0	6,236	4,545	4,862	3,488	5,905	4,320	4,478	3,250
	63,0	7,077	4,652	5,242	3,735	6,241	4,521	4,865	3,391
	80,0	6,933	5,073	5,918	4,227	6,595	4,692	5,517	3,868
	100,0	6,870	4,967	5,813	4,333	6,579	4,597	5,469	4,043
125,0	7,794	5,416	6,605	5,020	7,431	4,657	6,539	4,459	



Двоступеневі циліндричні редуктори типу Ц2 знайшли застосування в вантажопідйомних пристроях різного призначення. Їх технічні характеристики наведені в таблиці Е2.

Таблиця Е2 - Технічні параметри редукторів типу Ц2

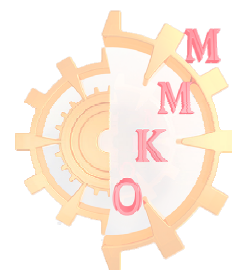
редуктор	Передавальне число $u_p$	Група режиму роботи механізму							
		по М5		М6		М7		М8	
		Частота обертання швидкохідного вала $n_s$ , Хв-1							
		600	960	600	960	600	960	600	960
Крутний момент на тихохідному валу $T_{2p}$ , КН · м									
Ц2-250	10; 12,5	3,5	2,8	2,5	1,8	1,5	1,1	1,0	0,9
	16; 20	3,8	3,3	2,7	2,6	1,5	1,3	1,0	0,9
	25; 31,5	3,8	3,3	2,7	2,6	1,5	1,3	1,2	1,0
	40; 50	4,0	3,8	2,8	2,7	1,5	1,3	1,2	0,9
Ц2-300	10; 12,5	5,0	4,0	4,4	3,5	2,3	2,0	1,4	1,4
	16; 20	5,8	5,0	4,6	3,8	2,3	2,1	1,4	1,4
	25; 31,5	5,8	5,0	4,3	4,3	2,7	2,5	1,8	1,6
	40; 50	6,0	5,4	4,4	4,3	2,5	2,3	1,8	1,6
Ц2-350	10; 12,5	8,0	7,1	6,0	5,6	3,5	2,8	2,2	2,1
	16; 20	9,0	7,3	6,8	5,6	3,5	3,0	2,2	1,9
	25; 31,5	9,5	8,2	6,5	6,3	4,1	3,3	2,7	2,2
	40; 50	9,5	8,5	6,7	6,3	3,7	3,3	2,7	2,2
Ц2-400	10; 12,5	14,0	11,2	8,2	6,2	5,3	3,8	4,1	4,1
	16; 20	18,0	14,0	11,5	8,2	6,5	4,8	4,4	3,7
	25; 31,5	18,5	16,5	11,5	9,0	6,0	4,3	4,4	4,4
	40; 50	18,5	17,0	11,5	9,0	6,0	4,6	5,0	4,4
Ц2-500	10; 12,5	28,0	24,0	18,0	16,0	11,2	9,0	7,3	7,3
	16; 20	31,5	24,3	21,2	17,5	11,2	9,0	7,3	6,5
	25; 31,5	31,5	30,0	21,2	20,0	13,2	9,7	7,3	6,5
	40; 50	31,5	30,0	21,2	20,0	13,2	10,6	7,3	6,5
Ц2-650	10; 12,5	50,0	40,0	33,5	26,5	23,6	18,0	19,0	18,0
	16; 20	56,0	45,0	37,5	33,5	27,2	20,0	20,0	19,0
	25; 31,5	60,0	51,5	42,5	36,5	27,2	20,0	20,0	20,0
	40; 50	60,5	56,0	42,5	41,2	27,2	21,2	23,0	20,0
Ц2-750	10; 12,5	69,0	58,0	51,5	42,5	37,5	30,0	31,5	29,0
	16; 20	77,5	71,0	56,0	47,5	42,5	35,5	3,5	28,0
	25; 31,5	87,5	80,0	63,0	56,0	42,5	32,5	34,5	30,0
	40; 50	87,5	80,0	63,0	60,0	45,0	32,5	36,5	30,0



Триступінчасті циліндричні редуктори типу СКУ широко застосовуються в вантажопідйомних пристроях різного призначення. Їх технічні характеристики наведені в таблиці Е3.

Таблиця Е3 - Технічні параметри редукторів типу СКУ

Частота обертання швидкохідного валу $n_2$ , ХВ <sup>-1</sup>	Група режиму роботи	Типорозмір редуктора												
		СКУ-500М		СКУ-610М			СКУ-765М				СКУ-965М			
		Передавальне число $u_p$												
		20	63	25	40	80	25	63	80; 100	125; 140	25	63	80; 100	125; 140
		Крутний момент на вихідному валу $T_{2p}$ , КН · м												
960	по М5	4,20	4,6 8	8,1 0	8,5 0	14, 9	14, 6	14,9			28,2			
	М6	3,30	4,3 0	6,0 0	7,9 0	8,3	13, 1	14,9			19,7	24,6	27, 2	27,2
	М7	2,20	2,9 0	4,9 0	5,4 0	6,1	9,3	11, 7	12, 5	12,5	16,8	24,6	24, 6	25,1
	М8	1,85	2,4 0	3,7 0	4,4 0	4,5	8,2	9,2	9,7	9,8	3,7	7,1	19, 4	19,4
750	по М5	4,45	4,6 4	8,60			14,9				28,2			
	М6	3,40	4,6 4	7,7 0	8,6 0	8,6	14,9				19, 7	24, 6	27, 2	27,2
	М7	2,36	3,1 6	5,1 0	5,8 0	6,7	10, 8	12, 5	13, 2	14,0	17, 6	24, 6	25, 1	25,1
	М8	1,92	2,5 0	4,3 0	4,4 0	5,9	9,2	9,6	10, 6	11,1	15, 0	19,4		
600	по М5	4,66	4,6 6	8,60			14,9				28,2			
	М6	3,68	4,6 6	8,2 0	8,6 0	8,6	14,9				22, 0	25, 9	27, 2	27,2
	М7	2,50	3,3 8	5,5 0	6,1 0	7,1	11, 4	12, 7	14, 6	14,6	21, 0	25,1		
	М8	2,10	2,7 9	4,5 0	4,9 0	6,1	9,5	9,7	11, 1	11,5	13, 8	19,4		



## Додаток Ж. Колодкові гальма

Колодкові гальма типу ТКТ широко застосовуються в вантажопідйомних пристроях різного призначення. Їх технічні характеристики наведені в таблиці Ж1.

Таблиця Ж1 - Технічні параметри колодкових гальм типу ТКТ

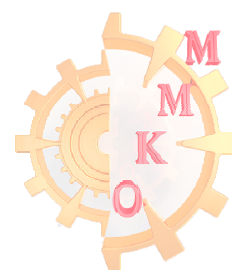
Тип гальма	Ширина колодки $V_{\text{тк}}$ , мм	Діаметр шківів $D_m$ , мм	Кут обхвату шківів $\theta$ , град	гальмівний момент $T_m$ , Н·м		тиск $p$ , МПа	відхід колодки		Тип магніту	Маса гальма, кг
				Група режиму роботи			нормальний	Максимальний		
				по М7	М8					
ТКТ-100	70	100	37	20	11	0,12	0,4	0,6	МО-100Б	12
ТКТ-200/100	90	200	47	40	22	0,09	0,4	0,6	МО-100Б	25
ТКТ-200	90	200	47	160	80	0,18	0,5	0,8	МО-200Б	37
ТКТ-300/200	140	300	72	240	120	0,08	0,5	0,8	МО-200Б	68
ТКТ-300	140	300	72	500	200	0,16	0,7	1,0	МО-300Б	92

Колодкові гальма типу ТКТГ успішно застосовуються в вантажопідйомних пристроях різного призначення. Їх технічні характеристики наведені в таблиці Ж2.

Таблиця Ж2 - Технічні параметри колодкових гальм типу ТКТГ

Тип гальма	Ширина колодки $V_{\text{тк}}$ , мм	Діаметр шківів $D_m$ , мм	Кут обхвату шківів $\theta$ , град	гальмівний момент $T_m$ , Н·м		тиск $p$ , МПа	Відхід колодки, мм	Тип магніту	Маса гальма, кг
				Група режиму роботи					
				по М8					
ТКТГ-200	90	200	47	250		0,16	1,00	ТЕ-30РД	30
ТКТГ-200М	90	200	47	300		0,16	1,00	ТЕ-30РД	30
ТКТГ-300М	140	300	72	800		0,16	1,20	ТЕ-50	55
ТКТГ-400М	140	400	72	1 500		0,16	1,40	ТЕ-80	95
ТКТГ-500М	160	500	72	2 500		0,16	1,60	ТЕ-80	150
ТКТГ-600	230	600	72	5 000		0,16	1,75	ТЕ-200	260
ТКТГ-700	260	700	72	8 000		0,16	1,80	ТЕ-200	420

TKTГ-800	300	800	72	12 500	0,16	2,10	TE-200	460
----------	-----	-----	----	--------	------	------	--------	-----





## Додаток І. Сполучні муфти

Для з'єднання вала двигуна і швидкохідного вала редуктора використовують, в тому числі, втулочно-пальцеві муфти з гальмівним шківом, за яким труться колодки колодкового гальма в разі необхідності гальмування вантажопідйомного механізму. Технічні характеристики таких муфт наведено в таблиці І1.

Таблиця І1 - Технічні параметри втулочно-пальцевих муфт з гальмівним шківом

Діаметр гальмівного шківа $D_m$ , мм	Найбільший крутний момент $T_m$ , Н · м	Розміри маточини, мм			Кількість пальців, шт	Момент інерції, $I_m$ кг · м <sup>2</sup>	Маса найбільша, кг
		діаметр пальця	довжина барабана	довжина хвостовика вала			
100	300	30	60	80	4	0,0376	15
200	500	50	95	110	4	0,1274	25
300	800	60	145	110	6	0,6370	60
400	5500	70	185	150	6	2,2940	125
500	7000	-	210	-	8	5,1000	175
600	12 500	-	245	-	8	10,700	260
700	20 000	-	290	-	8	21,200	350



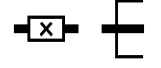






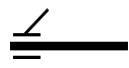



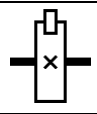
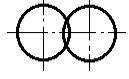
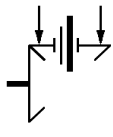
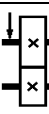
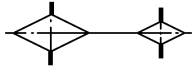
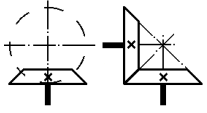

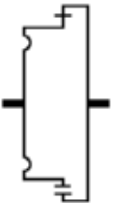
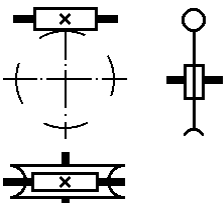
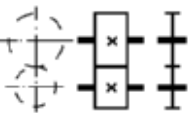

Для з'єднання тихохідного вала редуктора і канатного барабана використовують, в тому числі, зубчасті муфти типу МЗ. Технічні характеристики таких муфт наведено в таблиці І2.

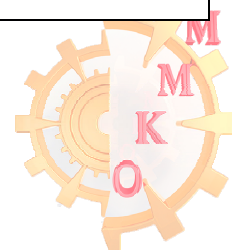
Таблиця І2 - Технічні характеристики зубчастих муфт типу МЗ

номер муфти	Номинальний крутний момент $T_m$ , Н · м	Момент інерції $I_m$ , Кг · м <sup>2</sup>	маса, кг
1	1 000	0,05	6,7
2	1 600	0,06	9,2
3	2 500	0,08	10,2
4	4 000	0,15	15,2
5	6 300	0,25	22,6
6	10 000	0,50	36,9
7	16 000	1,15	62,5
8	25 000	2,25	100,0
9	40 000	5,20	146,0
10	63 000	10,50	179,0

## Додаток К. Умовні позначення кінематичних схем

Таблиця К1 - Умовні позначення кінематичних схем по ГОСТ 2.770-68

нерухоме з'єднання		пружини циліндричні	
	- частин ланки		- стиснення
	- деталі з валом		- розтягування
Підшипники без уточнення типу			- болтове з'єднання
	- радіальні		
	- напологливі		- фундаментний болт
муфти		пари кінематичні	
	- пружна		- поступальна
	- компенсуюча		- сферична
	- гальмо колодкове	механізми	
			- храповий зубчастий
			- мальтійський
передачі			
Фрикційне			- з конічними роликами
	- з циліндричними роликами		
	- ланцюгом		- зубчаста конічна
	- гвинтова		
	- хвильова		- черв'ячна
зубчаста циліндрична			
	- зовнішнє зачеплення		- внутрішнє зачеплення



Навчальне видання

Т.О. Письменкова  
А.О. Логінова  
І.В. Вернер

Методичні рекомендації для самостійної роботи студентів при виконанні курсового проекту з дисципліни «Проектування взаємодії та рендерінг виробничого обладнання» для студентів спеціальності 132 Матеріалознавство

