

3

Міністерство освіти і науки України
Українська інженерно-педагогічна
академія

Машинобудування

Піднімально-транспортні машини
динаміка та міцність машин
верстати та інструменти
технологія машинобудування

Машиностроение

Machine building

Lifting-transporting machines
dynamics and durability machine
machine-tools and instruments
technology machine building

Збірник наукових праць

Видається 2 рази на рік

Видається з 2007 р.

УПА

2008
Харків

Піднімально-транспортні машини.....**Іванов В.Н.**

Устройство и монтаж малогабаритных быстромонтируемых башенных кранов.....

Іванов В.Н., Ісьемини І.І.

О гармонизации параметров защитной системы грузоподъемных кранов в тупиковых участках пути.....

Кравцов М.К., Оболенская Т.А., Ващук С.А.

Влияние контакторного пуска асинхронного двигателя на усилия в канатах.....

Чернышенко А.В., Мельниченко А.А., Павлова А.А.

Радиальная жесткость подшипников качения в буксах крановых колес

Динаміка та міцність машин.....**Нестеров А.П., Осипова Т.Н., Іваночко В.М.**

Максимальные инерционные нагрузки одноконцевого клетевого подъемника.....

Подоляк О.С.

Многофакторный анализ динамики подъема груза автомобильным краном.....

Фидровская Н.Н.

Оценка нагрузочной способности канатного барабана при различных схемах нагрузки.....

Верстати та інструменти.....**Маршуба В.П., Сичов Ю.І., Чернякова О.В.**

Определение механической и адгезионной составляющих силы трения по передней поверхности спирального сверла на моделирующей установке.....

.....

Тарасюк А.П., Кобеляков П.В.

Особенности расчета суммарной площади сечения среза и мгновенной окружной силы при фрезеровании инструментами с разнонаправленными кромками.....

Маршуба В.П., Дигтярь А.А.
Физическое моделирование процесса пакетирования стружки
при глубоком сверлении.....

**Кондратюк О.Л., Мельниченко А.А., Скоркина В.А., Скоркин А.О.,
Рубцова Г.С.**
Особенности динамического моделирования формообразующих
движений при сверлении глубоких отверстий малого диаметра.....

Емец М.В., Изюмская Л.Ф.
Влияние температурных деформаций узлов многоокруговых станков
на точность обработки.....

Технологія машинобудування.....

Арпентьев Б.М., Резниченко Н.К.
Оптимизация процесса разборки соединения с неосесимметричной
плоской деталью при индукционном нагреве.....

Кальченко В.В., Ерошенко А.М.
Шлифование винтовых поверхностей со скрещивающимися осями
инструмента и детали с круговым профилем.....

Корниенко М.А., Малицкий И.Ф.
Модель компоновки установочно-зажимного устройства
многопозиционных агрегатных станков.....

Остапчук В.Н.
Виды износостойких покрытий и методы их нанесения на рабочие
поверхности тяжело нагруженных деталей машин и инструмента для
их обработки.....

Малицкий И. Ф., Тюнина С.А.
Обеспечение качества буксового узла колесной пары при сборке
термовоздействием.....

Резниченко Н.К.
Технологические основы энергосбережения в соединениях с натягом при
индукционном нагреве.....

Мелконов Л.Д., Мелконов Г.Л.
Ротационная обработка поверхностей деталей и особенности
оборудования.....

До уваги авторів

Иванов В.Н.

УСТРОЙСТВО И МОНТАЖ МАЛОГАБАРИТНЫХ БЫСТРОМОНТИРУЕМЫХ БАШЕННЫХ КРАНОВ

1. Актуальность

Роль и значение башенных кранов в строительной отрасли трудно переоценить. При этом остается актуальной проблема выбора того или иного типа крана. Зачастую это объясняется отсутствием необходимой информации или незнанием современных типов башенных кранов [1], порой даже самых распространенных в мире.

2. Анализ существующего положения

Около 90% башенных кранов, эксплуатируемых в Украине, выработало нормативный ресурс [2]. Обновление парка этих кранов за счет отечественной продукции идет исключительно медленными темпами. Поэтому в Украину ввозится импортное оборудование, среди которого тоже немало отслуживших свой срок кранов. В то же время существует большое разнообразие компактных башенных кранов, освоение которых не требует значительных средств и времени. К их числу и относятся рассматриваемые здесь малогабаритные быстромонтируемые башенные краны.

3. Постановка задачи

Описать устройство и монтаж современных малогабаритных быстромонтируемых башенных кранов, показать преимущества этих кранов и обозначить область их эффективного применения. Заинтересовать отечественного производителя и помочь освоить производство современных быстромонтируемых башенных кранов.

4. Основной материал

Продолжая начатую в Сборнике №2 «Машиностроение» тему «О состоянии парка строительных башенных кранов в Украине», остановимся подробнее на малогабаритных быстромонтируемых башенных кранах. Основные технические характеристики некоторых кранов этого типа приведены в табл.1.

Таблица 1 - Основные параметры малогабаритных быстромонтируемых башенных кранов

Производитель	Модель	Грузовой момент, тс·м	Высота подъема крюка, м	Макс. груз, тс/вылет, м; груз, тс/макс.вылет, м
ASTOM, Италия	ATS 724HY	18	22	1,6/10,5; 0,7/23,0
Comedil, Италия	CBR 21H-1,6V	18	21,6	1,6/11,2; 0,6/21,6
POTAIN, Франция	IGO 15	18	19	1,8/8,5; 0,7/22,0
Liebherr, ФРГ	20K	20	20	2,0/9,5; 0,85/24,0
POTAIN, Франция	IGO 36	25	32	4,0/6,0; 1,0/22,0
EUROGRU, ФРГ	185.8	28	30	2,0/14,0; 1,0/25,0
PEKAZETT, ФРГ	2810 HSM	28	26	2,5/12,0; 1,0/28,0
Liebherr, ФРГ	32K	32	30	2,5/12,0; 1,0/30,0
Юникран, Россия совм. с Италией	КБ-235	35	30,5	4,0/11,2; 1,0/35
Comedil, Италия	CBR 32H-4	42	27,2	4,0/14,2; 1,0/32,0

Краны этого типа рис.1 очень популярны в мире и применяются для строительства коттеджей, производственных, жилых, общественных и административных зданий и сооружений. Малогабаритные быстромонтируемые краны особенно подходят для строительных площадок с коротким циклом строительства объекта, что требует частых транспортных, монтажных и демонтажных операций. Из кранов этого типа можно назвать итальянские CBR, немецкие ATS 724HY, EUROGRU 185.8, LIEBHERR серии K, а также серии TT, французские – фирмы POTAIN и многие другие. Пожалуй, нет ни одной известной в мире краностроительной фирмы, которая бы не изготавливала целые серии таких кранов. Например, POTAIN представляет быстромонтируемые краны сериями IGO, HD, IgoM&HDM, HDT, GTMR, каждая из которых насчитывает несколько моделей. К

сожалению, в Украине подобные быстромонтируемые башенные краны пока не выпускаются.



Рис. 1 - Малогабаритный быстромонтируемый башенный кран EUROGRU 185.8

Малогабаритные быстромонтируемые краны отвечают основным требованиям, предъявляемым к строительным башенным кранам, таким как:

- возможность монтажа башенного крана в стесненных и весьма стесненных городских условиях;
- минимальные сроки выполнения монтажных и демонтажных работ;
- высокая производительность при минимуме затрат;
- безопасные условия труда при выполнении монтажных и монтажно-строительных работ;
- и др.

Краны этого типа обладают следующими очевидными преимуществами:

- перевозятся без демонтажа на одном автомобиле рис.2;
- требуется малое время на монтаж и демонтаж крана (от 30 до 40 мин.);

- не требуют установки анкерного или другого фундамента – достаточно только подсыпать гравий и уплотнить грунт, укрепить его бетонированием или уложить бетонные плиты рис.3;
- устанавливаются на малой площади (квадрат со стороной 4,5 м) рис. 3, а также в весьма стесненных условиях городской застройки рис.4;
- в отличие от стреловых самоходных кранов не используют жидкое топливо;
- наличие вертикальной башни позволяет устанавливать кран в непосредственной близости от строящегося объекта и полнее использовать грузовую характеристику крана, обеспечивая при этом наилучший охват возводимого объекта. Это обстоятельство тоже выгодно отличает краны этого типа от стреловых самоходных;
- высокие скорости и глубокое регулирование крановых приводов обеспечивают высокую производительность, комфортные и безопасные условия при выполнении погрузочно-разгрузочных работ;
- наконец, стоимость этих кранов значительно ниже стоимости, например, стреловых самоходных кранов.



Рис. 2 - Перевозка быстремонтируемого башенного крана на одной машине



Рис. 3 - Установка быстремонтируемых кранов (IGO 36 и EUROGRU 185.8) на бетонные плиты

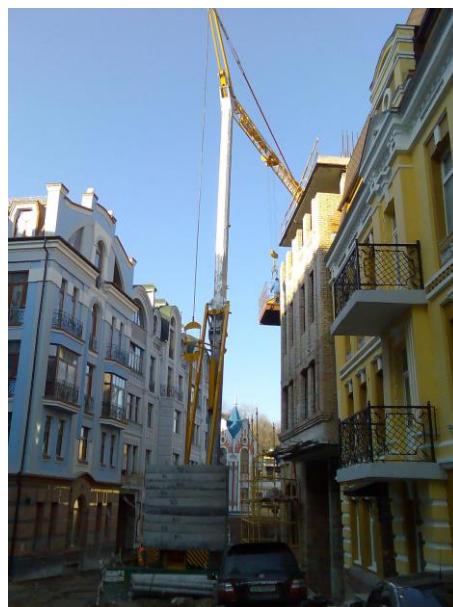


Рис. 4 - Установка крана IGO 36 в весьма стесненных условиях

Особенности устройства и монтажа малогабаритных быстремонтируемых кранов приведены в [3]. Чтобы уменьшить габариты крана при его транспортировании, обычно применяют шарнирно-сочлененное соединение частей башни крана, а также стрелы. Реже используется телескопирование башни и стрелы (LIEBHERR серия TT). При этом во всех случаях развертывание крана производится посредством монтажных гидроцилиндров. Управление краном, как в процессе монтажа/демонтажа, так и при непосредственной эксплуатации – дистанционное и производится с переносного пульта рис.5. Это дает

возможность крановщику находиться в самом удобном для производства работ месте.



Рис. 5 - Переносной пульт управления

На рис.6 приведена схема развертывания быстромонтируемого башенного крана типа EUROGRU 185.8. На схеме по горизонтали и вертикали указаны расстояния в метрах, при этом нулевая отметка на горизонтальной оси соответствует положению оси вращения этого крана.

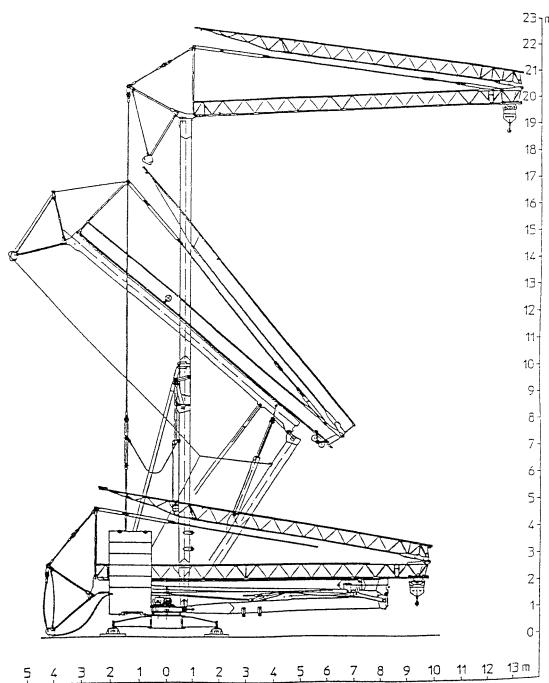


Рис. 6 - Схема развертывания стационарного быстромонтируемого башенного крана EUROGRU 185.8

Конечно, для каждого крана будет собственная схема развертывания, однако принципиально они не отличаются. С начала развертывания крана и вплоть до соединения секций башни в единую стоящую вертикально

конструкцию монтажный гидроцилиндр, установленный на корневой секции башни рис.7, работает на выдвижение штока.

Аналогично, только с помощью другого монтажного гидроцилиндра, установленного на стреле рис.8, происходит развертывание шарнирно сочлененной стрелы быстромонтируемого башенного крана рис.9.



Рис. 7 - Монтажный гидроцилиндр на башне крана: а) EUROGRU 185.8; б) IGO 36

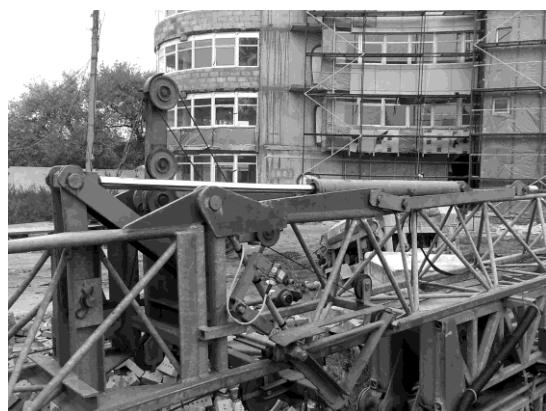


Рис. 8 - Гидроцилиндр развертывания стрелы крана ATS 724HY

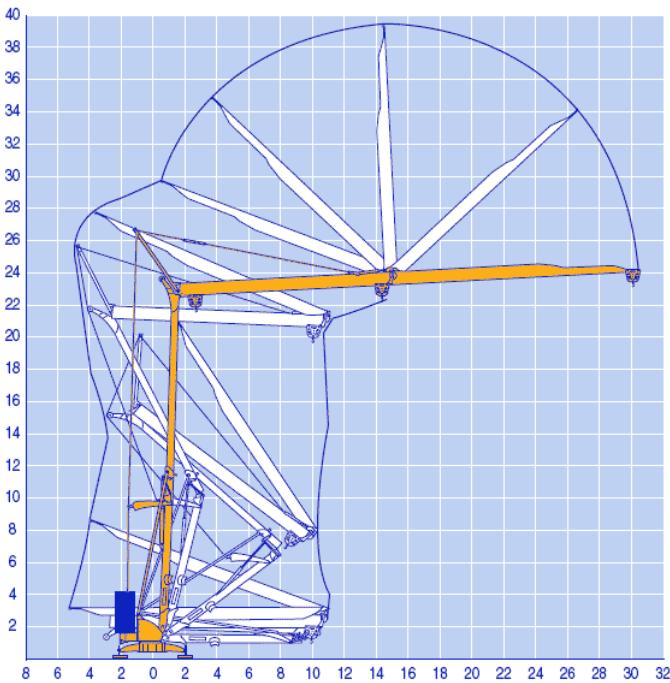


Рис. 9 - Схема развертывания стрелы крана IGO 32

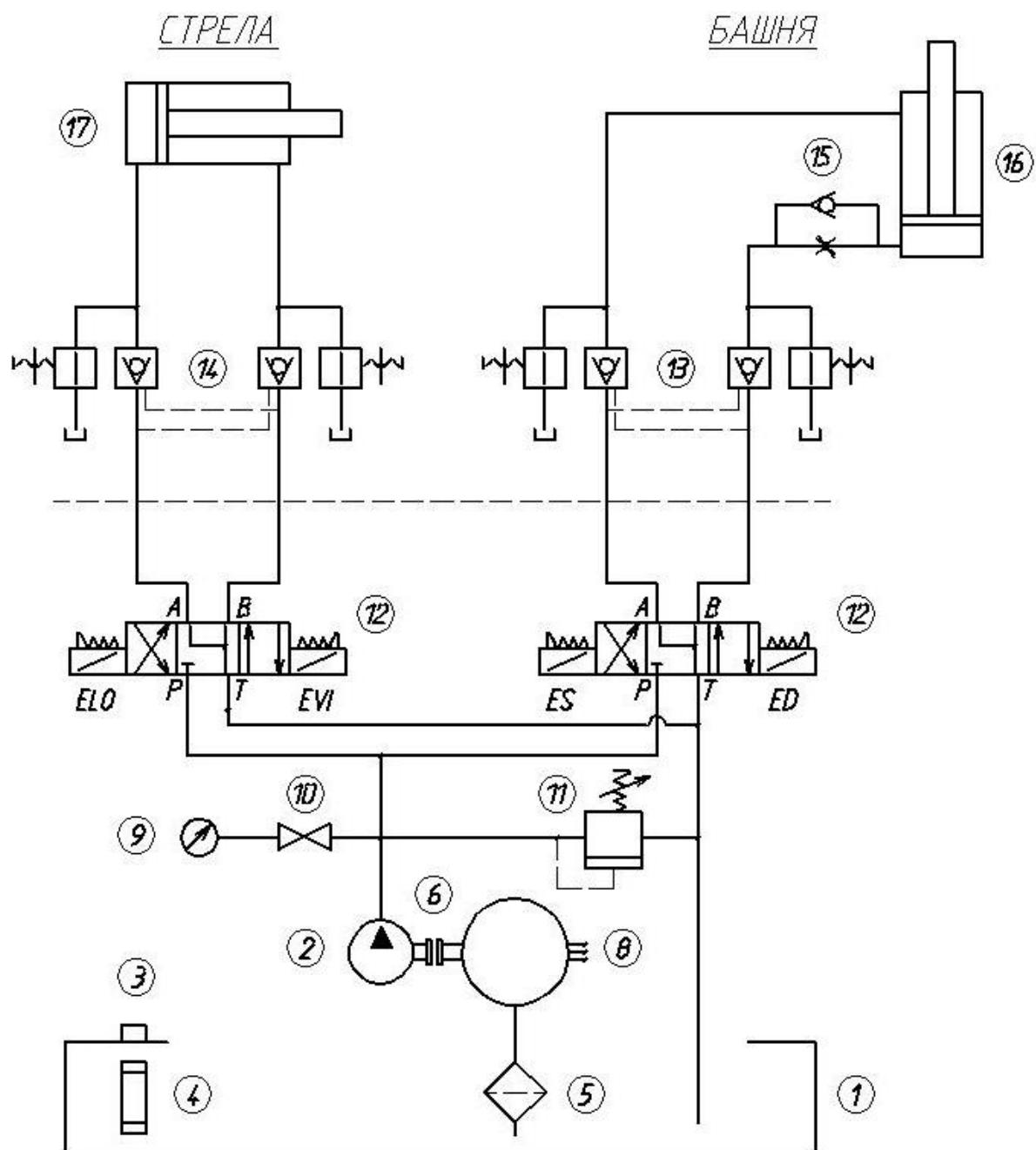
Принципиальная гидравлическая схема показана на рис.10. Установленное гидрооборудование в целом представляет собой насосную маслостанцию, блок управления и силовой блок.

В состав насосной маслостанции входит герметичный бак 1, наполненный маслом, фильтр 5, трехфазный электродвигатель 8, соединенный муфтой предельного момента 6 с насосом 2, манометр 9, контролирующий давление, а также вентиль 11, регулирующий давление в гидросистеме. Для контроля состояния масла установлен указатель 4.

Блок управления включает два однотипных гидрораспределителя 12: один для управления монтажным гидроцилиндром 17, установленным на стреле; а другой – монтажным гидроцилиндром 16, установленным на башне крана. Золотник гидрораспределителя может находиться в нейтральном положении или в одном из двух крайних положений. При нейтральном положении золотника масло сливается в бак. При крайних положениях золотника масло подается в гидроцилиндр в поршневую полость (при этом шток выдвигается из цилиндра) или в штоковую полость (при этом шток втягивается в цилиндр).

Силовой блок помимо монтажных гидроцилиндров включает в себя предохранительные клапаны, дроссель с обратным клапаном и обратные клапаны.

Расчет параметров и выбор элементов силового блока приведен в [4].



- | | |
|----------------------------------|--|
| 1 - масляный бак | 10 - выключатель манометра |
| 2 - насос | 11 - вентиль, регулирующий
давление / макс. 230 бар |
| 3 - замок | 12 - гидрораспределитель |
| 4 - указатель масла | 13 - гидравлический вентиль |
| 5 - фильтр | 14 - гидравлический вентиль |
| 6 - муфта предельного
момента | 15 - дроссель с обратным клапаном |
| 7 - соединение | 16 - цилиндр башни |
| 8 - электродвигатель | 17 - цилиндр стрелы |
| 9 - манометр | |

Рис. 10 - Гидравлическая схема крана EUROGRU 185.8

И маслостанция, и приводы крановых механизмов весьма компактны и всегда располагаются в удобном для технического обслуживания месте. На рис.11 приведены маслостанция, а также привод механизмов подъема груза и привод механизма поворота крана IGO 36.



Рис. 11 - Маслостанция и приводы крановых механизмов

На кранах такого типа используется грузовая тележка с канатной откаткой. Схема запасовки грузового каната и каната механизма передвижения грузовой тележки приведена на рис. 12.

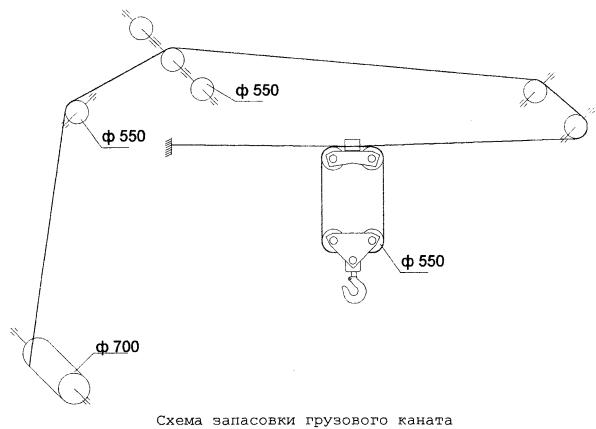


Схема запасовки грузового каната

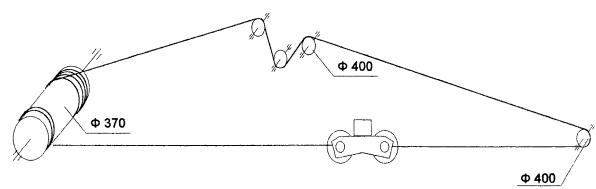


Схема запасовки каната передвижения грузовой тележки.

Рис. 12 - Схемы запасовок канатов (грузового и передвижения тележки)

На приведенных быстремонтируемых кранах устанавливаются следующие приборы и устройства безопасности:

- концевые выключатели рабочего хода механизма подъема (опускания) груза;
- концевые выключатели рабочего хода механизма передвижения грузовой тележки;
- концевые выключатели механизма поворота;
- ограничитель грузоподъемности;
- концевой выключатель, контролирующий положение стрелы.

Процесс развертывания малогабаритных быстремонтируемых кранов при соблюдении требований, указанных в инструкции по монтажу соответствующего крана, безопасен, занимает немного времени и полностью осуществляется монтажным гидравлическим оборудованием крана. При этом отсутствует необходимость в верхолазных работах, а сам процесс контролируется системой предохранительных датчиков.

Заключение

Украинские строители уже оценили достоинства малогабаритных быстремонтируемых кранов (все снимки сделаны автором на строительных площадках в Харькове и Киеве) и все чаще используют их. Порой можно встретить и весьма необычную установку такого крана, например, на перекрытии возводимого здания рис.13. Осталось только машиностроителям освоить производство подобных кранов!



Рис. 13 - Малогабаритный быстремонтируемый кран достраивает офисный центр

Список использованных источников:

1. Андриенко Н.Н., Степанов В.Н., Мухин П.О. Лизинг подъемных сооружений в Украине (анализ проблем, новые подходы): Монография.– Одесса: Астропринт, 2008. –52 с.
2. Иванов В.Н. Состояние парка строительных башенных кранов в Украине. Сб. «Машиностроение», №2, 2008, с. 6-17.
3. Иванов В.Н. Устройство, монтаж и демонтаж современных строительных башенных кранов: Монография. – Харьков: Изд-во «ФОРТ», 2008. – 275 с.
4. Іванов В.М. Монтаж та демонтаж сучасних будівельних баштових кранів: Навчальний посібник. – Харків: Вид-во «Форт», 2008. – 278 с.

Іванов В.Н. «Устройство и монтаж малогабаритных быстремонтируемых башенных кранов»

В статье приводится устройство и монтаж современных малогабаритных быстремонтируемых башенных кранов, показаны преимущества этих кранов и обозначена область их эффективного применения. За рубежом эти краны очень популярны, а в Украине они практически не известны. В современных условиях производство отечественных быстремонтируемых башенных кранов может способствовать экономической активности и развитию.

Іванов В.М. «Будова та монтаж малогабаритних швидкомонтуємих баштових кранів»

В статті приводиться будова та монтаж сучасних малогабаритних швидкомонтуємих баштових кранів, показані переваги цих кранів та позначена область їх ефективного застосування. За кордоном ці крані дуже популярні, а в Україні вони практично невідомі. У сучасних умовах виробництво вітчизняних швидкомонтуємих баштових кранів може сприяти економічній активності та розвитку.

Ivanov V.N. “Arrangement and assembly small quick-assembling tower cranes”.

In the article arrangement and assembly small quick-assembling tower cranes are given, advantages of these cranes are shown and area of their effective application is designated. Abroad these cranes are very popular, but in Ukraine they are practically unknown. In modern terms the production of domestic quick-assembling tower cranes can promote economic activity and development.

Иванов В.Н., Исьемини И.И.

О ГАРМОНИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ В ТУПИКОВЫХ УЧАСТКАХ ПУТИ

1. Актуальность

Аварийность грузоподъемных кранов в тупиковых участках пути остается весьма высокой из-за ненадежной работы защитной системы. При этом имеют место сход крана с рельсов, разрушение подкрановых сооружений и т.п. Концевой выключатель в сочетании с отключающей линейкой должны обеспечить управляемый наезд крана на тупиковый упор с минимальной скоростью движения крана [1]. А тупиковый упор при наезде на него крана должен исключить сход крана с рельсов даже в случае отказа какого-либо элемента защитной системы. Поэтому важно определить правильную установку отключающих линеек, их длину, нагрузку, которую должен воспринимать тупиковый упор, и тормозной путь крана, необходимый для его безопасной остановки.

2. Анализ исследований

Длина линейки, L_L (рис.1), например, для мостового крана, определяется выражением [2]:

$$L_L \geq 0,5S_T + l, \quad (1)$$

где l – длина, обусловленная габаритом буфера;

S_T – тормозной путь крана.

Тормозной путь, S_T в разные годы определялся по различным методикам, потому расчетная длина линеек, принятая согласно этим методикам для одного и того же крана, может существенно отличаться.

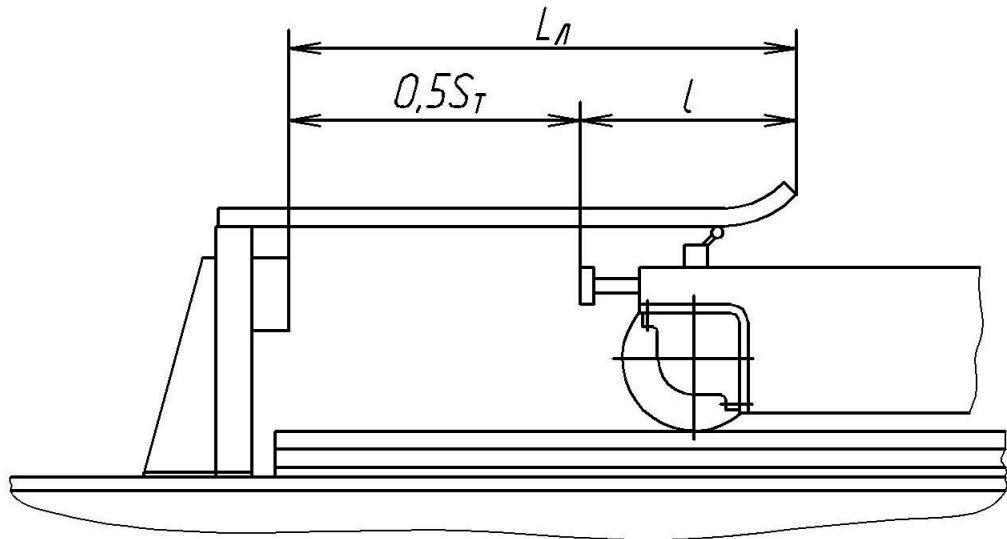


Рис. 1 – Элементы защитной системы крана

Как отмечается в [2], в ранее действовавшей методике Котлонадзора тормозной путь (м) определялся по формуле:

$$S_T = \frac{V^2}{500}, \quad (2)$$

где V – скорость передвижения крана перед срабатыванием тормоза в м/мин.

По методике ВНИИПТмаш тормозной путь должен определяться по формуле:

$$S_T = \frac{V^2}{5500}. \quad (3)$$

Сравнивая эти две формулы (2) и (3), становится очевидным, что расчетные тормозные пути, вычисленные по ним, отличаются друг от друга на порядок.

Следует отметить, что применение методики ВНИИПТмаш приводит из-за слишком короткой линейки к наезду крана на упор с большой скоростью, сильным ударам и другим негативным моментам. Кроме того, как отмечается в [3], на практике идут на нарушение [1] и либо ослабляют затяжку тормозов, либо отключают их совсем, переходя на торможение электротоком. Поэтому проф. С.А. Казак предложил свою формулу для определения тормозного пути

$$S_T = \frac{V^2}{720}. \quad (4)$$

3. Постановка задачи

Определить рациональную длину отводной линейки, положение отводной линейки и величину тормозного пути, необходимых для безопасной работы грузоподъемных кранов.

4. Основной материал

Рассмотрим различные варианты установки отключающих линеек и требования нормативных документов к соответствующим параметрам.

Согласно [4] «ограничители механизмов передвижения должны обеспечивать отключение двигателей механизмов на следующем расстоянии до упора: для башенных, порталных, козловых и мостовых перегружателей – не менее полного пути торможения; для остальных кранов – не менее половины пути торможения».

На рис. 2 показана схема установки отключающей линейки согласно [4]. На рис. 2 а) показан момент времени, когда при отклонении рычага ограничителя передвижения после контакта с пандусом ограничителя (кран

при этом движется со скоростью, равной номинальной) происходит отключение двигателей, и до тупикового упора остается расстояние равное полному или половине (в зависимости от типа крана) пути торможения. Но торможения еще не происходит, кран продолжает двигаться по инерции со скоростью, равной номинальной. Лишь спустя некоторое время (время, за которое выбирается свободный ход тормозов) происходит наложение тормозов, и кран начинает замедляться (рис. 2 б)). Но скорость при этом остается почти неизменной, т.е. близкой к номинальной, а расстояние до упора уменьшается.

Время, которое проходит между отключением двигателей и наложением тормозов, составляет не менее 0,3 с, а иногда оно может доходить и до 1 с, в зависимости от модели тормоза [5]. При больших скоростях кран за это время может пройти около метра, и фактически до тупикового упора остается расстояние, которое будет значительно меньше регламентируемого [4], что является небезопасным.

Требования Правил, действовавших в СССР, [6] по установке ограничителей передвижения практически не отличаются от российских Правил [4].

Следовательно, установка отключающих устройств согласно [6] и [4] не учитывает время срабатывания тормоза и не обеспечивает регламентированной скорости наезда крана на тупиковый упор.

Согласно Правил, действовавших в Украине с 1993 г., а также ныне действующих Правил [1] «ограничитель передвижения крана, тележки или тали устанавливается таким образом, чтобы наложение тормозов происходило на расстоянии до упора, которое равняется не менее половины пути торможения механизма, а в механизмах передвижения башенных, порталных и козловых кранов и перегружателей – не менее полного пути торможения».

На рис. 3 показана схема установки отключающей линейки согласно [1]. Из рис. 3 видно, что при наезде рычага ограничителя передвижения на

пандус (кран при этом движется со скоростью, равной номинальной) происходит наложение тормозов, и до тупикового упора есть расстояние равное полному или половинному (в зависимости от типа крана) тормозному пути.

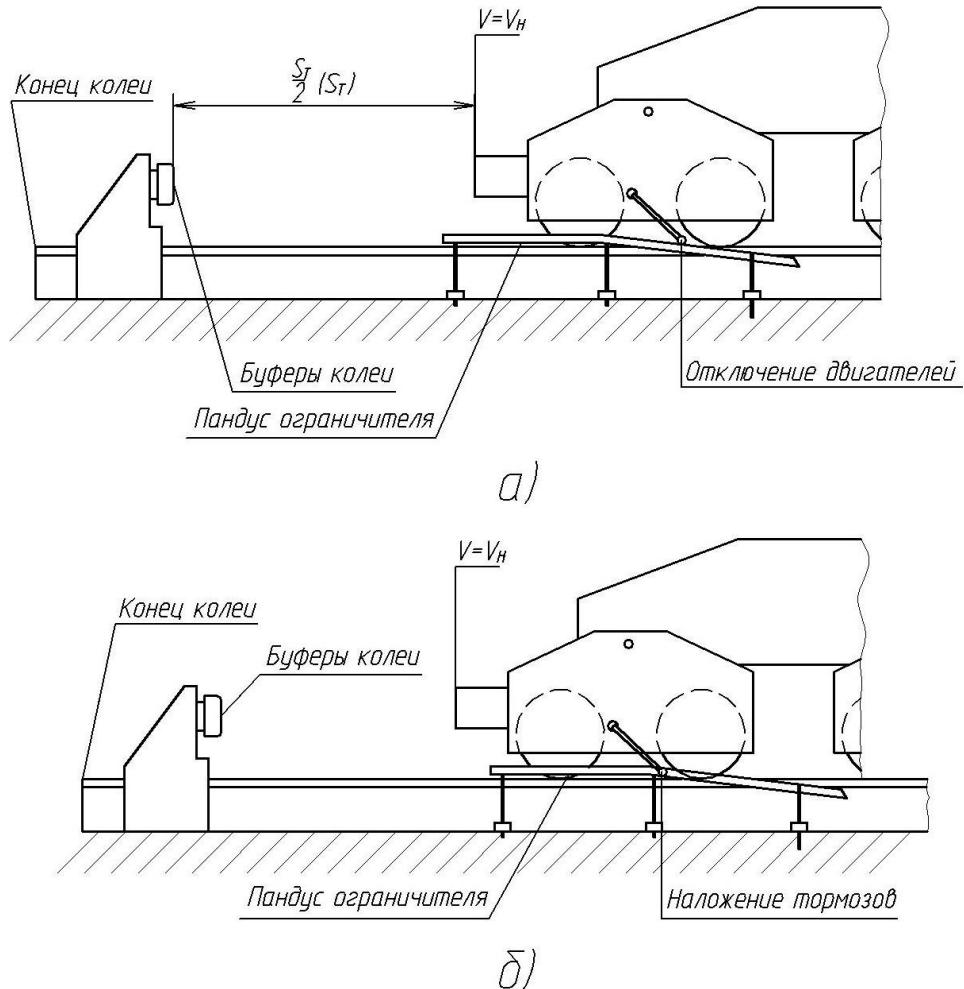


Рис. 2 – Схема установки отключающей линейки согласно [5]
 а) положение колес крана во время отключения двигателей;
 б) положение колес крана во время наложения тормозов.

В этой связи интересно обратиться к опыту Европы. Например, фирма Comansa (Испания) [7] предъявляет следующие требования к защитной системе своих грузоподъемных кранов: подкрановый путь должен быть

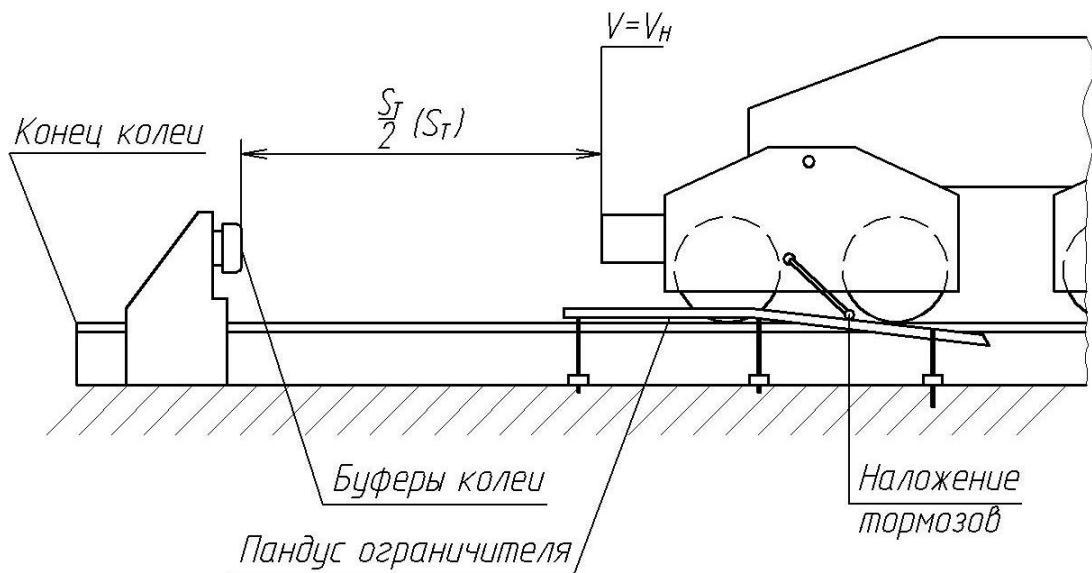


Рис. 3 – Схема установки отключающей линейки согласно [1]

оборудован пандусом ограничителя передвижения крана и тупиковыми упорами. Причем тупиковый упор устанавливаются как минимум в 1 м от конца рельса, а пандус ограничителя должен устанавливаться так, чтобы кран останавливался на минимальном расстоянии 0,5 м до тупикового упора.

На рис. 4 показана схема защитной системы грузоподъемного крана Comansa.

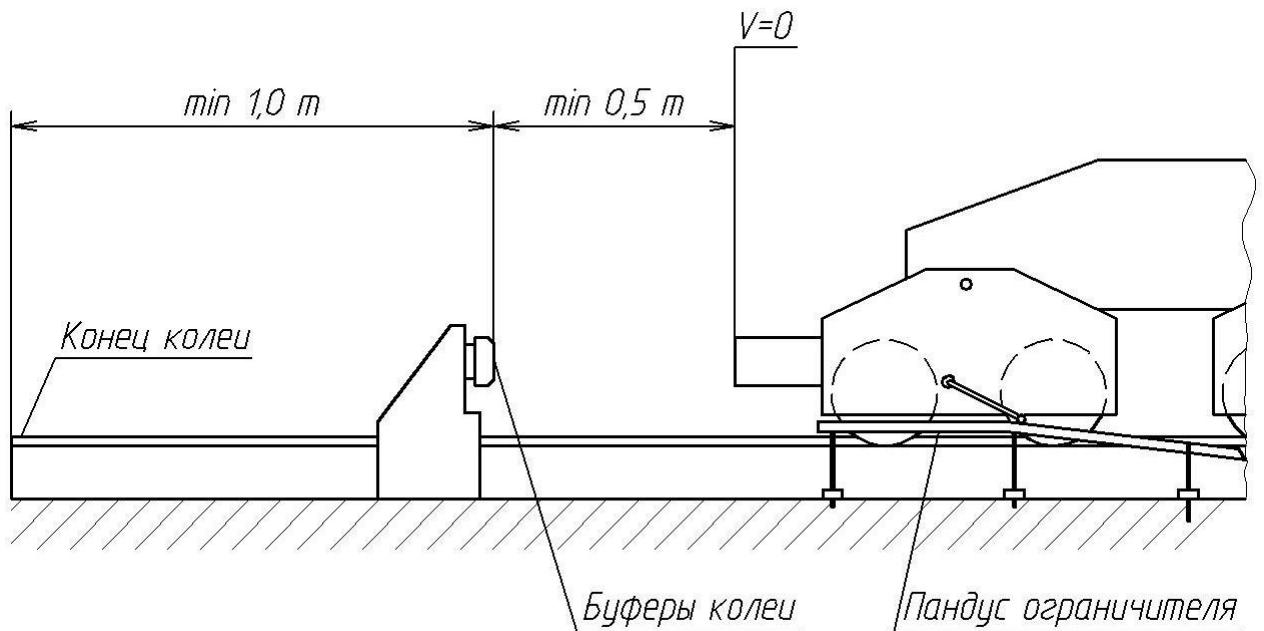


Рис. 4 – Схема защитной системы грузоподъемного крана Comansa

Как видно из рис. 4 соударение грузоподъемного крана с тупиковым упором вообще не происходит, что говорит о высокой безопасности, но в то же время данная система защиты грузоподъемных кранов имеет существенный недостаток – значительно увеличивается длина подкранового пути.

Европейские нормы [8] предъявляют следующие требования:

1. Передвижные грузоподъемные краны или грузовые тележки, должны быть снабжены противоугонными башмаками, резиновыми, пружинными или гидравлическими буферами или буферами других специальных конструкций, которые могут воспринимать половину энергии движущихся масс при номинальной скорости передвижения, причем максимальное замедление металлоконструкции крана не должно превышать 5 м/с^2 . При частых наездах на тупиковые упоры замедление не должно превышать $2,5 \text{ м/с}^2$.

2. При радиоуправлении подтележечные и подкрановые пути должны оборудоваться концевыми выключателями, если скорость передвижения составляет более 40 м/мин .

Если сравнивать требования [8] с положениями, имеющимися в отечественной литературе, то, например, в отечественной литературе указано, что замедление кранов не должно превышать 4 м/с^2 .

При сравнении требований, предъявляемых Comansa, и требований [8] можно сделать вывод, что требования фирм производителей в какой-либо отдельной стране часто бывают жестче требований национальных и международных стандартов. Требования к безопасности, предъявляемые [8], обеспечивают безопасную работу грузоподъемных кранов в тупиковых участках пути.

При наезде грузоподъемного крана на тупиковый упор необходимо учитывать нагрузку от удара крана об упор, которая определяется следующим образом [5]:

$$P = \frac{mV^2}{f}, \quad (5)$$

где m – приведенная масса крана;

V – скорость передвижения крана в момент удара, равная половине номинальной, м/с;

f – возможная наибольшая осадка буфера, принимая равной 0,1 для кранов с гибким подвесом груза, грузоподъемностью не более 50 тонн.

Поскольку в формуле (5) скорость возведена в квадрат, очевидно, что в случае неправильной установки отводной линейки и несвоевременного наложения тормоза это приведет к значительному увеличению ударной нагрузки, воспринимаемой тупиковым упором.

5. Выводы.

Таким образом, европейские правила эксплуатации грузоподъемных кранов предъявляют более жесткие требования к безопасной работе кранов. С перспективой входа в ЕС необходимо гармонизировать украинские Правила с европейскими требованиями.

Список литературы:

1. НПАОП 0.00-1.01-07 Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів.
2. Иванов В.Н., Лукин И. Ф. Защитная система мостовых кранов и крановых тележек в концевых участках пути. Отчет по НИР № гос.регистра № 01870004381, 1987.
3. Казак С. А. Величина пути торможения механизма передвижения крана // Безопасность труда в машиностроении. – 1971 №5. – С. 50-51.
4. ПБ 10-380-00 Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов

5. Дейнега В. И. Защита мостовых кранов от ударов при наездах на тупиковые упоры. Дис... канд.техн.наук. – Новочеркасск, 1988. – 137 с.
6. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. М., «Металлургия», 1981, 168 с.
7. Иванов В.Н. Устройство, монтаж и демонтаж современных башенных кранов: Монография. – Х.: Изд-во «Форт», 2008. – 278 с.
8. Berechnungsgrundlagen fuer Krane. Heft 7. Sicherheitsregeln. E. M. 1.001 3. Ausgabe 1987.10.01.

Иванов В.Н., Исьемини И.И. «О гармонизации параметров защитной системы грузоподъемных кранов в тупиковых участках пути».

В статье рассматриваются и анализируются требования к установке отключающих линеек и тупиковых упоров, предъявляемые различными нормативными документами. Сделаны выводы относительно того, какими должны быть требования для обеспечения наиболее безопасной работы защитных систем грузоподъемных кранов.

Ключевые слова:

Іванов В.М., Ісьеміні І.І. «Про гармонізацію параметрів захисної системи вантажопідйомних кранів у кінцевих ділянках шляху».

В статті розглядаються та аналізуються вимоги до установки вимикальних лінійок та тупикових упорів, які пред'являються різними нормативними документами. Зроблені висновки відносно того, якими повинні бути вимоги для забезпечення найбільш безпечної роботи захисних систем вантажопідйомних кранів.

Ключові слова:

Ivanov V.N., Isyemini I.I. “About harmonization of the protective system’s parameters of the hoist cranes at the ends of the rails”.

In the article the installation requirements of the end position controls and end buffers, which are preferred by different normative documents, are examined and analyzed. The conclusions concerning what should be requirements for maintenance of the safest operation of protective systems of hoisting cranes are drawn.

Key words:

Кравцов М.К., Оболенская Т.А., Ващук С.А.

ВЛИЯНИЕ КОНТАКТОРНОГО ПУСКА АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА УСИЛИЯ В КАНАТАХ

1. Постановка проблемы

В процессе навивки на барабан шахтной подъемной машины (с постоянным радиусом навивки) канат испытывает статические и динамические усилия, которые во многом определяются характеристиками запуска, осуществляемого электроприводом. Ниже исследуются динамические явления, возникающие в поднимающейся и опускающейся ветвях (обособлено) подъемного каната при заданной скорости подъема, при учете механических характеристик асинхронного электродвигателя.

2. Основной материал

Рассмотрим движение свободно висящего каната с грузом на конце находящегося в начальный момент в состоянии покоя. Расчетная схема представлена на рис.1 .

При решении задачи канат принимается идеально гибким, упругим, подчиняющимся закону Гука; модуль упругости считается величиной постоянной; не учитывается диссипация энергии в канате; в точке схода каната с барабана нет проскальзывания; не учитываются поперечные и кривильные колебания каната.

Дифференциальное уравнение движения имеет вид:

$$m \ddot{X} + T - mg = 0, \quad (1)$$

где m – масса груза, кг;

T – натяжение каната, кН;

X – расстояние от груза до точки схода каната с барабана, м.

По методу Б. С. Ковальского [1] уточним значение недеформированной длины каната. Обозначая dx – элемент нерастянутого каната и учитывая что за время dt – на барабан навивается часть растянутого каната длиной

$$(1 + \varepsilon)dx = vdt,$$

получим, что времени t соответствует длина недеформированного

$$\text{каната } \int_0^t dx = \int \frac{v}{1 + \varepsilon} dt,$$

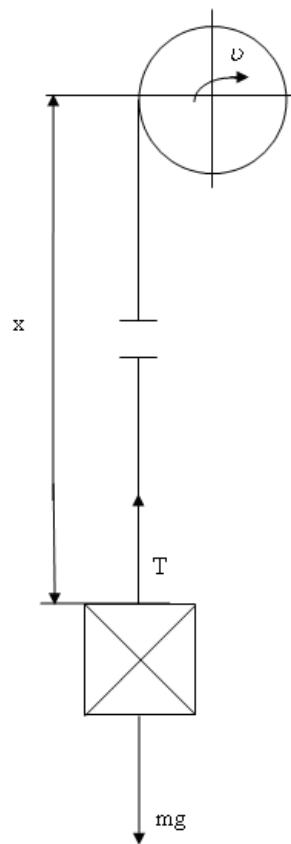


Рис. 1 – Расчетная схема

где: $\varepsilon = \frac{T}{E_k F_k}$ – относительное удлинение каната.

Вычтя эту часть из первоначальной длины нерастянутого каната l получим переменную длину ненавитой на барабан части каната:

$$\ell(t) = \ell - \int_0^t \frac{\nu}{1 + \frac{T}{E_k F_k}} dt.$$

Таким образом длины поднимающегося и опускающегося концов становятся равными:

Для поднимающейся ветви:

$$X_1 = (1 + \frac{T_1}{B})(\ell_1 - \int_0^t \frac{\nu}{1 + \frac{T_1}{B}} dt) \quad (2)$$

Для опускающейся ветви:

$$X_2 = (1 + \frac{T_2}{B})(\ell_2 + \int_0^t \frac{\nu}{1 + \frac{T_2}{B}} dt) \quad (3)$$

где ℓ_1 и ℓ_2 – первоначальные длины соответственно поднимающейся и опускающейся частей недеформированного каната;

ν – скорость навивки каната на барабан;

$B = E_k F_k$ – жесткость сечения каната.

Модуль упругости каната E_k считаем постоянной величиной. Как показали опыты, величина напряжения мало влияет на значение модуля упругости растянутого каната.

Исключая из исходного уравнения (1) величину X , получаем соответствующее уравнение непосредственно относительно натяжений T . Дифференцируя (2) получим:

$$\dot{X} = \frac{\dot{T}}{B} \left(\ell - \int_0^t \frac{\nu dt}{1 + \frac{T}{B}} \right) - \nu,$$

$$\ddot{X} = \frac{\ddot{T}}{B} \left(\ell - \int_0^t \frac{\nu dt}{1 + \frac{T}{B}} \right) - \frac{\dot{T}}{B} \frac{\nu}{1 + \frac{T}{B}} - \dot{\nu}.$$

Подставляем \ddot{X} в уравнение (1) имеем:

$$(1 - \frac{1}{\ell_1} \int_0^t \frac{\nu dt}{1 + \frac{T_1}{B}}) \ddot{T}_1 - \frac{\nu}{\ell_1 (1 + \frac{T_1}{B})} \dot{T}_1 + B \frac{T_1}{m_1 \ell_1} = \frac{B}{\ell_1} (g + \dot{\nu}). \quad (4)$$

Мы получили в форме Б. С. Ковальського [1] интегро-дифференциальное уравнение движения груза на канате непосредственно в натяжениях для поднимающейся ветви. Пренебрегаем отношением $T/B \approx 10^{-3}$.

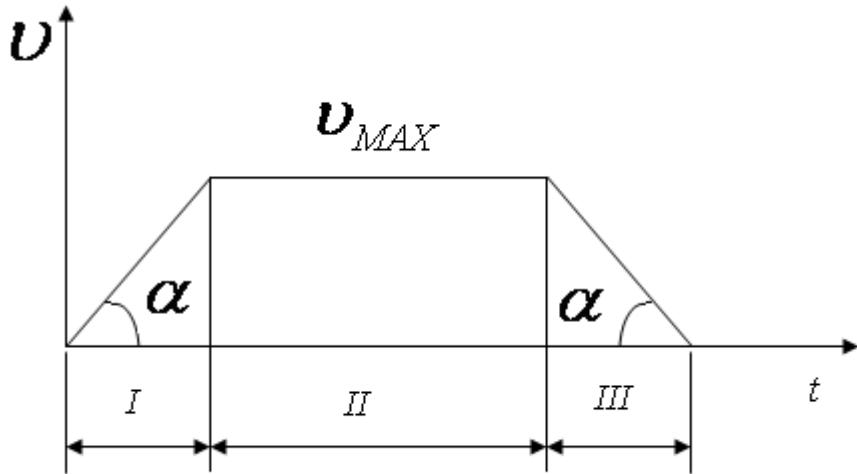


Рис. 2 – Тахограмма подъема груза

Запишем уравнение в более простой форме:

$$(1 - \frac{1}{\ell_1} \int_0^t \nu dt) \ddot{T}_1 - \frac{\nu}{\ell_1} \dot{T}_1 + \frac{B}{m_1 \ell_1} T_1 = \frac{B}{\ell_1} (g - \dot{\nu}), \quad (5)$$

Соответственно для опускающейся ветви получим:

$$(1 + \frac{1}{\ell_2} \int_0^t \nu dt) \ddot{T}_2 + \frac{\nu}{\ell_2} \dot{T}_2 + \frac{B}{m_2 \ell_2} T_2 = \frac{B}{\ell_2} (g - \dot{\nu}). \quad (6)$$

Уравнения (5), (6) дают картину изменения натяжений T_1 и T_2 при любом законе изменения скорости ν .

Применяя трапецидальную тахограмму подъема груза (рис. 2) для всех ветвей соответственно трем этапам подъема, получим 6 дифференциальных уравнений движения, которые приведены в таблице. Из этой таблицы видно что движение обеих ветвей каната при постоянном

ускорении (положительном или отрицательном) описывается гипергеометрическим уравнением Гаусса, общий вид которого

$$Z(1-Z)T'' + [c - (\alpha + \beta + 1)Z]T' - \alpha\beta T = 0, \quad (7)$$

Уравнения (5) и (6), определяющие равнозамедленное движение опускающейся ветви и равноускоренное поднимающейся ветви, совершенно идентичны по виду. Различие заключается в значениях переменной z . Решение этих уравнений также имеет совершенно идентичный вид:

$$T = m(g + a) - \frac{1}{\sqrt{\cos\varphi}} (c_1 \cos 2\gamma\varphi + c_2 \sin 2\gamma\varphi), \quad (8)$$

где $\sin\varphi = \sqrt{Z}$.

Торможение поднимающейся ветви описывается уравнением, общее решение которого:

$$\begin{aligned} T_1 = m(g - a) + C_1 F_1 & \left(\frac{1}{4} - \sqrt{\frac{1}{16} - \gamma_1^2}; \frac{1}{4} + \sqrt{\frac{1}{16} - \gamma_1^2}; \frac{1}{2}; Z \right) + \\ & + C_2 \sqrt{Z} F_2 \left(\frac{3}{4} - \sqrt{\frac{1}{16} - \gamma_1^2}; \frac{3}{4} + \sqrt{\frac{1}{16} - \gamma_1^2}; \frac{3}{2}; Z \right), \end{aligned} \quad (9)$$

где: F_1 и F_2 – гипергеометрические ряды;

C_1 и C_2 – произвольные постоянные, определяемые начальными условиями.

Разгон опускающейся ветви описывается уравнением, общее решение которого:

$$\begin{aligned} T_2 = -m_2(g - a) + C_1 F_1 & \left(-\frac{5}{4} + \sqrt{\frac{25}{16} - \gamma_2^2}; -\frac{5}{4} - \sqrt{\frac{25}{16} - \gamma_2^2}; -\frac{1}{2}; Z \right) + \\ & + C_2 Z^{\frac{3}{2}} F_2 \left(\frac{1}{4} + \sqrt{\frac{25}{16} - \gamma_2^2}; -\frac{9}{4} - \sqrt{\frac{25}{16} - \gamma_2^2}; \frac{5}{2}; Z \right) \end{aligned}, \quad (10)$$

где: F_1 и F_2 – гипергеометрические ряды;

C_1 и C_2 – произвольные постоянные уравнения.

Приводимые уравнения, однако, не дают решения, пригодного для численных расчетов.

Решение в гипергеометрических функциях с помощью асимптотики может дать лишь картину изменения в натяжения в III этапе опускающейся ветви каната (без учета внутренних сопротивлений в канате) и максимальных значений натяжений в поднимающейся ветви при разгоне. И если предположить, что торможение действительно возможно при почти постоянном ускорении (замедлении), что замена этого движения равноускоренным недопустима.

В связи с этим, учтем изменение ускорения подъема груза при разгоне шахтной подъемной машины асинхронным двигателем с контакторным управлением.

Известно, что механическая характеристика асинхронного двигателя с нормальным ротором описывается уравнением Клосса. Если же пренебречь малым активным сопротивлением, то зависимость $M(S)$ представится выражением:

$$M = \frac{\frac{2M_{\max}}{S_{\max}} - \frac{S}{S_{\max}}}{\frac{S}{S_{\max}} + \frac{S}{S_{\max}}}, \quad (11)$$

где: M – текущий момент, развиваемый двигателем, кНм;

M_{\max} – максимальный момент двигателя, кНм;

S_{\max} – критическое скольжение соответствующее M_{\max} .

Известно, что если криволинейные участки характеристик заменить секущими, проходящими через истинные точки характеристик на ординатах переключающих моментов M_1 и M_2 , то они все пересекутся в одной точке, абсциссу которой обозначим M' . При линейной зависимости момента от скольжения текущий момент M_i на i -ой ступени выразится зависимостью (рис. 4)

$$M_i = M_1 - (M_1 - M') \frac{\nu - \nu_{li}}{\nu_c - \nu_{li}}, \quad (12)$$

где: M_1 – наибольший момент переключения, кНм;

M' – момент, соответствующий абсциссе пересечения линейных характеристик двигателя, кНм;

v - текущая линейная скорость i на окружности барабана, м/с;

v_{li} - начальная скорость на ступени, м/с;

v_c - Скорость каната соответствующая синхронной скорости двигателя, м/с;

Уравнение движения в период запуска

$$\frac{I}{R} \cdot \frac{dv}{dt} = M - M_0, \quad (13)$$

где: I – приведенный к валу двигателя момент инерции движущихся частей подъемной машины, $\text{кг}^* \text{м}^2$;

R – радиус навивки каната, м;

M_0 – момент статистического сопротивления, кНм.

Подставляя (12) в (13) получаем дифференциальное уравнение:

$$\frac{I}{R} \cdot \frac{dv}{dt} = M_1 - (M_1 - M') \frac{v - v_{li}}{v_c - v_{li}} - M_0.$$

Его решение дает изменение скорости во времени на отдельных ступенях

$$v = b - ae^{-kt}, \quad (14)$$

где $b = \frac{v_c(M_1 - M_0) - v_{li}(M' - M_0)}{M_1 - M'} ;$

$$a = (v_c - v_{li}) \frac{M_1 - M_0}{M_1 - M'};$$

$$k = \frac{M_1 - M'}{v_c - v_{li}} \cdot \frac{R}{I}.$$

При вращении двигателя осуществляется одновременно подъем одного каната с грузом и опускание другого. Используя выражение (14) для уравнений движения поднимающейся и опускающейся ветвей, получаем

обыкновенные дифференциальные уравнения с переменными коэффициентами:

$$(\ell_1 + \frac{a}{k} - bt - \frac{a}{k}e^{-kt})\ddot{T}_1 - (b - ae^{-kt})\dot{T}_1 + \frac{b}{m_1}(T_1 - m_1g + km_1ae^{-kt}) = 0, \quad (15)$$

Для опускающейся ветви

$$(\ell_2 + \frac{a}{k} + bt + \frac{a}{k}e^{-kt})\ddot{T}_2 - (b - ae^{-kt})\dot{T}_2 + \frac{b}{m_2}(T_2 - m_2g + km_2ae^{-kt}) = 0, \quad (16)$$

Начальные условия для уравнений (15) и (16) подъема из условия непрерывности функций T_1 и T_2 и их первых производных \dot{T}_1 и \dot{T}_2 .

Для случая подъема груза с положения на весу для первой ступени при $t=0$:

$$T_1 = m_1g; \quad T_2 = m_2g;$$

$$\dot{T}_1 = 0; \quad \dot{T}_2 = 0;$$

Для последующих ступеней при $t=0$:

$$T_{1i}(0) = T_{1i-1}(t_i); \quad T_{2i}(0) = T_{2i-1}(t_i);$$

$$\dot{T}_{1i}(0) = T_{1i-1}(t_i); \quad \dot{T}_{2i}(0) = T_{2i-1}(t_i);$$

Величины b , a и k в выражении (14) различны для каждой ступени, так как зависят от скольжения по ступени, от количества ступеней и разбивки по ступеням.

Расчет разбивки продолжительности работы асинхронного двигателя на отдельных ступенях при контакторном управлении выполняется в двух вариантах по методике [3]. В первом среднее ускорение на всех пусковых ступенях одинаково ($j_{cp} = \text{const}$), во втором варианте учитывается ограниченная величина скорости во время схода кривых т. е. сложная диаграмма подъема (рис. 3). Здесь и дальше ускорение обозначено j , чтобы не путать с коэффициентом a в уравнениях.

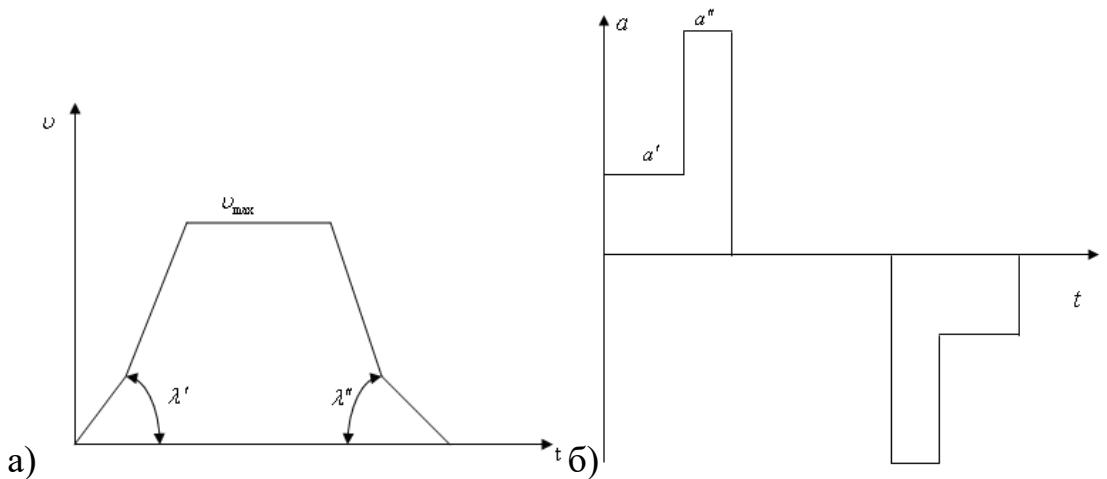


Рис. 3 - Сложная диаграмма скорости (а) и ускорения (б) (второй вариант)

Определим величины, характеризующие разгон подъемной машины.

Линейные скорости в начале и в конце i -й ступени:

$$v_{1i} = v_c \left[1 - \left(\frac{M_2 - M'}{M_1 - M'} \right)^{i-1} \right]; \quad (17)$$

$$v_{2i} = v_c \left[1 - \left(\frac{M_2 - M'}{M_1 - M'} \right)^i \right], \quad (18)$$

где: v_c – линейная скорость, соответствующая синхронному числу оборотов двигателя.

Продолжительность работы на i -й ступени

$$t_i = \frac{1}{K_i} \ell n \frac{j_2}{j_1} = \frac{I_i}{R} \cdot \frac{v_c - v_{1i}}{M_1 - M_0} \ell n \frac{M_1 - M_0}{M_2 - M_0},$$

где j_1 и j_2 – соответственно начальное и конечное ускорение ступени:

$$j_1 = \frac{M_1 - M'}{I_i}; \quad j_2 = \frac{M_2 - M'}{I_i};$$

$$j_{cp.} = \frac{j_1 - j_2}{\ell n \frac{j_1}{j_2}} = \frac{v_{2i} - v_{1i}}{t_i}.$$

Таблица 1 – Дифференциальные уравнения движения каната

Этапы движения	Наименование ветви	Значение переменной уравнения	Дифференциальное уравнение движения	Вид уравнения
I $v = b + at$	Поднимающаяся	$z = \frac{(b+at)^2}{b^2 + 2al_1}$	$Z(1-Z)T_1'' + (\frac{1}{2} - \frac{3}{2}z)T_1' + \gamma_1^2(T_1 - m_1g - m_1a) = 0$	Гипергеометрическое уравнение Гаусса в действительной форме
	Опускаемая	$z = \frac{b+at}{b^2 + 2al_2}$	$Z(1-Z)T_2'' + (\frac{1}{2} - \frac{3}{2}z) - \gamma_1^2(T_2 - m_2g + m_2a) = 0$	Гипергеометрическое уравнение Гаусса в комплексной форме
II $v = b = const$	Поднимающаяся	$z = 2\mu_1 \times \sqrt{1 - \frac{bt}{l_1'}}$	$Z^2 T_1'' + zT_1' + z^2(T_1 - m_1g) = 0$	Бесселя с действительным аргументом
	Опускаемая	$z = 2\mu_2 \times \sqrt{1 - \frac{bt}{l_1'}}$	$Z^2 T_2'' + zT_2' + z^2(T_2 - mg) = 0$	То же
III $v = b - at$	Поднимающаяся	$z = \frac{(b-at)^2}{b^2 - 2al_1}$	$Z(1-Z)T_1'' + (\frac{1}{2} - \frac{3}{2}z)T_1' - \gamma_1^2(T_1 - m_1g - m_1a) = 0$	Гипергеометрическое уравнение в комплексной области
	Опускаемая	$z = \frac{(b-at)^2}{b^2 - 2al_2}$	$Z(1-z)T_2'' + (\frac{1}{2} - \frac{3}{2}z)T_2' + \gamma_2^2(T_2 - m_2g - m_2a) = 0$	Гипергеометрическое уравнение в действительной области

Интегрирование дифференциальных уравнений (15) и (16) производилось методом Рунге-Кутта без преобразований.

В результате решения получена картина распределения натяжения в опускающейся и поднимающейся ветвях каната в процессе запуска

асинхронного двигателя для двух вариантов разбивки ступеней сопротивления.

Исходные уравнения движения ветвей каната не учитывают сопротивления в канатах. Для первого этапа подъема, характеризующегося частными возмущениями при переключении ступеней сопротивлений, как показатели исследования [4], упругими несовершенствами можно пренебречь.

Для второго и третьего этапов подъема -равномерного движения торможения с постоянным замедлением диссиацию энергии в канате следует учесть.

3. Выводы

Из анализа полученных на результатов можно сделать следующие выводы:

- 1) динамические натяжения в обеих ветвях каната носят колебательный характер;
- 2) наибольшие натяжения каната превышают расчетные статические для поднимающейся ветви в первом варианте на 20% и менее, чем на 10% во втором;
- 3) изменения динамических усилий в опускающейся ветви на первом этапе движения намного больше по амплитуде, чем в поднимающейся ветви, так как длина каната противовеса значительно меньше свободной длины поднимающейся ветви каната;

В III этапе имеет место противоположное явление

- 4) максимум натяжений в первом варианте приходится на начало движения, во втором -на переключение с первой на вторую ступень;
- 5) контакторное управление по ступеням сопротивлений при запуске значительно снижает динамические явления в канатах;
- 6) в поднимающейся ветви в первый момент величина натяжения расчет от начальной точки в обоих вариантах, в опускающейся -уменьшается;

7) степень крутизны огибающих колебаний по ступеням зависит от частоты

$$K = \frac{M_1 - M'}{\nu_0 - \nu_{li}} \cdot \frac{I}{R}, \text{ с}^{-1}$$

т.е. продолжительность работы на данной ступени в конечном счете зависит от жесткости механических характеристик ступеней

8) большее значение имеет момент, в который произошло переключение механических ступеней. Особенно это важно для первой ступени. Поэтому, зная время выдержки на первой ступени и частоту колебаний, можно заранее предвидеть характер поведения огибающей и выбрать наиболее рациональный вариант разбивки по ступеням.

Список использованных источников:

1. Ковальский Б.С. Грузоподъемные машины. Канаты, блоки, барабаны. Харьков ХВАИУ. 1961г. – 87 с.
2. Давыдов Б.Л. Машины угольной промышленности. т.2. Машины транспорта и подъема. 1959г. м. «Недра». – 766 с.
3. Борисов Ю.М., М.М. Соколов. Электрооборудование подъемно-транспортных машин: М. «Машиностроения». 1971г. – 372 с.
4. Александров М.П.. Подъемно-транспортные машины м. «Высшая школа». 1985г. – 515 с.

Кравцов М.К., Оболенская Т.А., Ващук С.А. «Влияние контакторного пуска асинхронного двигателя на усилия в канатах».

Статья посвящена исследованию малоизученного вопроса. Рассматривается шахтная подъемная машина с опускающимися и поднимающимися канатами, приводом которой является асинхронный двигатель с контакторным управлением. При переключении отдельных ступеней контактора наступает резкое изменение крутящего момента электродвигателя, что вызывает дополнительные усилия в канатах.

Кравцов М.К., Оболенська Т.А., Ващук С.А. «Вплив контакт орного пуску асинхронного двигуна на зусилля у канатах»

Стаття присвячена дослідженю маловідомого питання. Розглядається шахтна підйомна машина з канатами, що піднімаються і опускаються, приводом якої є асинхронний двигун з контакторним керуванням. При переключенні окремих ступенів контактору настає різка зміна закручувального моменту електродвигуна, що викликає додаткові зусилля в канатах.

Kravtsov M.K. Obolenskaya T.A. Vashyuk S.A. “The influense of contact start of asynchrony engine on the forces in threads”

The article is devoted to investigation for unknown question. The mine lifting machine with threads that lift up and down is investigated. The engine is asynchron with contact control. During the switching of different steps of contactor the torsion moment of engine is changing, that adds the forces in the thread.

Чернышенко А.В., Мельниченко А.А., Павлова А.А.

РАДИАЛЬНАЯ ЖЕСТКОСТЬ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ В БУКСАХ КРАНОВЫХ КОЛЕС

1. Постановка проблемы

При исследовании динамических моделей различного типа возникает задача определения жесткости подшипников для учета их влияния на общую картину динамических процессов. В большинстве динамических исследований кранов жесткость подшипников можно не рассматривать так как она либо многократно больше жесткости других элементов динамической системы (динамика в металлоконструкциях крана при подъеме и опускании груза), или подшипники выполняют обслуживающую функцию (поддержка осей и валов) и их жесткость не влияет на динамическую систему (динамика механизмов подъема крана, механизмов передвижения крана и т.д.). Однако существуют задачи, при которых учитывать жесткость подшипников крайне необходимо. К таким задачам можно отнести динамические нагрузки при передвижении кранов по рельсовому пути [1].

2. Анализ существующих решений

Работы по определению жесткости и податливости различных подшипников качения встречаются у многих авторов. Но они направлены в основном на определение смещения оси вращения подшипников под различными нагрузками и уточнения ее геометрического положения. Особенno эта тема развита в станочном оборудовании, где жесткость подшипников существенным образом влияет на точность обработки деталей. В справочниках по подшипникам качения в основном рассматривается податливость подшипников качения, расчет которой был опубликован

фирмой SKF. Для радиальных сферических роликовых подшипников радиальная податливость определяется по формуле[2]:

$$\delta_r = \frac{1.2 \cdot 10^{-3}}{\cos \alpha} \frac{\sqrt[4]{Q^3}}{\sqrt{l}}, \quad (1)$$

где α – угол контакта в подшипниках качения;

Q – радиальная нагрузка, воспринимаемая наиболее нагруженным телом качения;

l – длина ролика в подшипнике качения.

Радиальную нагрузку определяют по формуле [3]:

$$Q = \frac{5F_r}{i \cdot z \cos \alpha}, \quad (2)$$

где F_r – радиальная нагрузка;

i – число рядов;

z – число тел качения в одном ряду.

Так же рассматривается податливость с учетом радиального и осевого зазоров [3]. Однако в буксах механизмов перемещения крановых колес могут устанавливаться не только роликовые но и шариковые двурядные сферические подшипники, что меняет формулу (1) на следующую [2]:

$$\delta_r = \frac{3.2 \times 10^{-3}}{\cos \alpha} \sqrt[3]{\frac{Q^2}{D_T}}, \quad (3)$$

где D_T – диаметр шарика.

Однако данные расчеты не позволяют провести оценку жесткости подшипников с учетом их геометрии, свойств металла и нагрузки.

3. Цели исследования

Как уже было сказано выше, для решения некоторых задач, которые связаны с динамикой работы металлоконструкций кранов, необходимо учитывать механические свойства всех элементов конструкций, которые

могут существенным образом повлиять на динамическую картину. При рассмотрении движения крана по рельсовому пути особенно важно учесть жесткость подшипников буск крановых колес, так как по своим значениям она близка к жесткости металлоконструкций. Так же при прохождении краном стыков рельсового пути жесткость подшипников буск крановых колес может оказывать существенное влияние на динамическую картину всего крана.

Необходимо разработать универсальную схему расчета, которая позволила для любых шариковых сферических подшипников, по геометрическим параметрам тел качения определять их определять жесткость.

4. Основной материал исследования

Для решения поставленной задачи необходимо в начале определить основные подходы к понятию жесткости подшипников. Предлагается подойти к жесткости подшипников как к жесткости пружины, которая определяется по следующему закону:

$$F = \delta \cdot c, \quad (4)$$

где c – жесткость подшипника;

δ – радиальное смещение внутреннего вала подшипника (рис. 1).

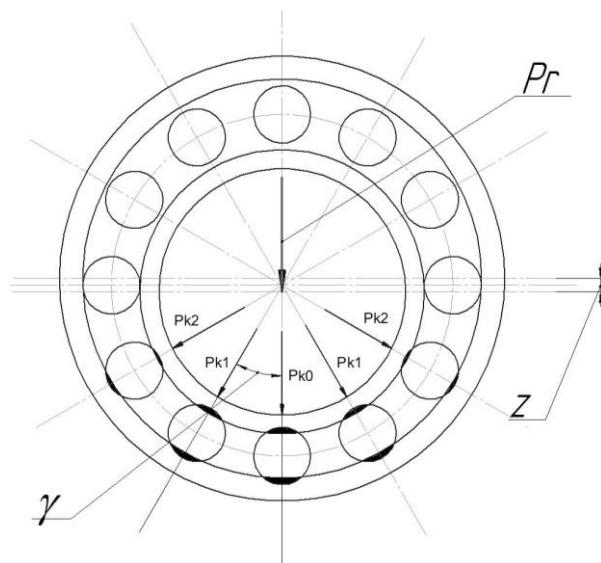


Рис. 1 – Распределение сил между телами качения в радиальном подшипнике от радиальной силы.

Исходя из (4), необходимо найти жесткость подшипников исходя из свойств металла и геометрической формы колец и тел качения подшипников.

Каждое из тел качения, которое воспринимает нагрузку, имеет два пятна контакта и воспринимает деформацию от внутреннего кольца, передавая его на наружное кольцо.

Общее выражение для вычисления величины упругого сближения кольца и тела качения имеет вид [5]

$$\delta = \frac{3}{8} \cdot \frac{P}{\pi} \cdot \frac{g_1 + g_2}{a} J, \quad (5)$$

где P – нагрузка на одно тело качения;

a – наибольшая полуось эллипса контакта;

g_1 и g_2 – коэффициента эластичности которые соответственно равны

$$g_1 = \frac{4(1-\mu_1^2)}{E_1} \quad \text{и} \quad g_2 = \frac{4(1-\mu_2^2)}{E_2}.$$

В основном все подшипники качения изготавливаются из легированной стали ШХ 15 и все их элементы имеют одинаковую твердость. Учитывая, что для стали модуль Юнга – $E = 2.15 \cdot 10^5$ МПа, а коэффициент Пуассона – $\mu = 0.3$. Тогда формулу (5) можно записать в следующем виде;

$$\delta = 3 \frac{P(1-\mu^2)}{a E \pi} J = 4.042 \cdot 10^{-6} \frac{P}{a} J. \quad (6)$$

Жесткость при сближении кольца и тела качения подшипника можно определить с учетом (1)

$$c = \frac{P}{\delta} = 4.042 \cdot 10^6 \frac{a}{J}, \quad (7)$$

для общего случая контакта тел качения

$$a = J1 \cdot \sqrt[3]{\frac{4}{3} \left(\frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{21}} + \frac{1}{R_{22}} \right) \sin^2 \frac{\tau}{2}}$$

Учитывая преобразования, приведенные Пинегиным [4], получаем следующую расчетную формулу для определения полуоси эллипса контакта

$$a = J1 \bullet \frac{4}{3} \sqrt[3]{\left(\frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{21}} + \frac{1}{R_{22}} \right) \left(1 - \frac{\frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{21}} + \frac{1}{R_{22}}}{2} \right)}, \quad (8)$$

где $J1 = \int_0^{\infty} \frac{dz}{\sqrt{K \left(1 + \frac{z^2}{K^2} \right)^3 \left(1 + z^2 \right)}}$ - эллиптический интеграл.

В сферических подшипниках контакт шара с внешним кольцом можно рассмотреть как контакт двух тел имеющих одинаковые радиусы кривизны, то есть $R_{11} = R_{12} = R_1$ - радиус шара, а $R_{21} = R_{22} = R_2$ - радиусы наружного сферического кольца. Для таких радиусов кривизны пятно контакта будет иметь форму шара. Тогда проведя преобразования, с учетом кривизны вступающих в контакт поверхностей и решения эллиптического интеграла $J1 = 0.785$ мы получим.

$$a = 0.785 \bullet \sqrt[3]{\frac{4}{3} \left(\frac{2}{R_1} - \frac{2}{R_2} \right)} = 0.864 \bullet \sqrt[3]{\frac{Pk}{\left(\frac{4}{D_{\phi}} - \frac{4}{D_{\hat{n}\hat{o}}} \right)}}. \quad (9)$$

где D_{ϕ} – диаметр шара,

$D_{\hat{n}\hat{o}}$ – диаметр сферы подшипника.

Учитывая (7) и (9), а также, что при вышеприведенных геометрических параметрах $J = 1.571$, определяем жесткость при сжатии наружного кольца и шара сферического подшипника в следующем виде:

$$c_1 = 2.223 \cdot 10^6 \sqrt[3]{\frac{Pk}{\left(\frac{4}{D_{\phi}} - \frac{4}{D_{\hat{n}\hat{o}}} \right)}}. \quad (10)$$

Для определения жесткости между шаром и внутренним кольцом воспользуемся тем же алгоритмом, учитывая, что для определения полуоси

эллипса контакта между шаром и внутренним кольцом мы воспользуемся предложенным ранее решением [5]

$$a = J1 \bullet \sqrt[3]{\frac{4}{3} \frac{Pk}{\left(\frac{4}{D_\phi} + \frac{1}{R_{\ddot{a}}} - \frac{1}{R_a} \right) \left(1 - \frac{\frac{1}{R_{\ddot{a}}} - \frac{1}{R_a}}{\frac{4}{D_\phi} + \frac{1}{R_{\ddot{a}}} - \frac{1}{R_a}} \right)}}. \quad (11)$$

Учитывая основные геометрические параметры внутреннего кольца подшипника и шара, можем записать (11) в следующем виде

$$a = 3.364 \bullet \sqrt[3]{\frac{Pk}{\left(\frac{4}{D_\phi} + \frac{1}{R_{\ddot{a}}} - \frac{1}{R_a} \right) \left(1 - \frac{\frac{1}{R_{\ddot{a}}} - \frac{1}{R_a}}{\frac{4}{D_\phi} + \frac{1}{R_{\ddot{a}}} - \frac{1}{R_a}} \right)}}. \quad (12)$$

Тогда с учетом (7) и (12), а так же значений эллиптических интегралов $J = 4.049$ и $J1 = 3.056$ мы получаем жесткость при контакте внутреннего кольца и шара

$$c_2 = 5.506 \cdot 10^7 \sqrt[3]{\frac{Pk}{\left(\frac{4}{D_\phi} + \frac{1}{R_{\ddot{a}}} - \frac{1}{R_a} \right) \left(1 - \frac{\frac{1}{R_{\ddot{a}}} - \frac{1}{R_a}}{\frac{4}{D_\phi} + \frac{1}{R_{\ddot{a}}} - \frac{1}{R_a}} \right)}}. \quad (13)$$

Общая жесткость при взаимодействии колец и шара в подшипнике состоит из двух жесткостей c_1 и c_2 взаимодействующих последовательно.

Согласно [6] при последовательном взаимодействии жесткостей их общую составляющую можно найти через податливость следующим образом,

$$e_{1,2} = e_1 + e_2, \quad (14)$$

где $e = 1/c$ - величина обратная жесткости.

Следовательно, податливость будет равна;

$$e_{1,2} = 2.223 \cdot 10^{-6} \sqrt[3]{\left(\frac{4}{D_\phi} - \frac{4}{D_{\tilde{a}\phi}} \right)} + 5.506 \cdot 10^{-7} \sqrt[3]{\left(\frac{4}{D_\phi} + \frac{1}{R_{\tilde{a}}} - \frac{1}{R_a} \right) \left(1 - \frac{\frac{1}{R_{\tilde{a}}} - \frac{1}{R_a}}{\frac{4}{D_\phi} + \frac{1}{R_{\tilde{a}}} - \frac{1}{R_a}} \right)} \quad (15)$$

Так как внутреннее кольцо обычно с натягом садится на вал, а наружное устанавливается в буксу то их можно принять абсолютно жесткими и ограничиться учетом только контактной жесткости. Однако при расчете необходимо учесть также жесткость самого тела качения, то есть шара. Сжатие шара можно рассмотреть как сжатие полусферы умноженное на 2 для того, чтобы упростить расчет и избежать работы с мнимыми числами. Тогда сжатие шара можно представить в виде суммы отдельных тел с изменяемой площадью,

$$\Delta l = 2 \frac{Pk}{E \cdot \pi} \sum_{i=1}^n \frac{l_{i+1} + l_i}{\frac{D_{sh}^2}{4} - l_i^2}. \quad (16)$$

В данном случае сумма легко заменяется интегрированием, тогда,

$$\Delta l = 2 \frac{Pk}{E \cdot \pi} \cdot \int \frac{1}{\frac{D_{sh}^2}{4} - l^2} dl = 2 \frac{Pk}{E \cdot \pi} \cdot \frac{\arctg \left(\frac{l}{\sqrt{\frac{D_{sh}^2}{4}}} \right)}{\sqrt{\frac{D_{sh}^2}{4}}}. \quad (17)$$

Подставляя в (17) (4) и проводя соответствующие преобразования получаем, что податливость шара изготовленного из стали и сжимаемого силой Pk будет равна

$$e_{sh} = 3.183 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\operatorname{arctg} \left(\frac{\frac{D_{sh}}{2}}{\sqrt{\frac{D_{sh}^2}{4}}} \right)}{\sqrt{\frac{D_{sh}^2}{4}}} = \frac{2.499 \cdot 10^{-6}}{\frac{D_{sh}}{2}} \quad (18)$$

Податливость всей группы (наружное кольцо, шар, внутреннее кольцо) можно определить как сумму податливостей при контакте шара с кольцами подшипника и податливости самого шара. Тогда суммарная податливость будет равна

$$e = 2.223 \cdot 10^{-6} \sqrt[4]{\frac{Pk}{\left(\frac{4}{D_{uu}} - \frac{4}{D_{cph}} \right)}} + \frac{2.499 \cdot 10^{-6}}{\frac{D_{sh}}{2}} + \\ + 5.506 \cdot 10^{-7} \sqrt[4]{\left(\frac{4}{D_{uu}} + \frac{1}{R_o} - \frac{1}{R_{sc}} \right) \left(1 - \frac{\frac{1}{R_o} - \frac{1}{R_{sc}}}{\frac{4}{D_{uu}} + \frac{1}{R_o} - \frac{1}{R_{sc}}} \right)} \quad (19)$$

Нагрузка Pk_i определяется, согласно [5], по формуле

$$Pk_i = 2Pk_0 \cdot \cos^3(\gamma i) \cdot \cos \alpha, \quad (20)$$

а Pk_0 находим из следующего выражения

$$Pk_0 = \frac{P_r}{\cos(\alpha) \left[1 + 2 \sum_{i=0}^{n/2-1} \cos^3(i \cdot \gamma) \right]} \quad (21)$$

В радиальном подшипнике, в восприятии радиальной нагрузки участвуют только те шарики, которые расположены на дуге не превышающей 180^0 . Следовательно, необходимо учесть жесткость всех тел

качения, которые воспринимают нагрузку. Как видно из (19) жесткость зависит от воспринимаемой нагрузки. Жесткость всего подшипника можно рассчитать как сумму всех жесткостей от взаимодействия внутреннего и внешнего кольца с телами, которые вступают во взаимодействие. Для упрощения расчета допустим, что при работе нагруженного подшипника жесткость его не изменяется в зависимости от геометрического положения тел качения относительно линии действия силы. Также необходимо учесть только радиальную составляющую жесткости. Тогда суммарная жесткость подшипников будет равна

$$c = c_0 \cdot \cos(\alpha) + \cos(\alpha) \cdot \sum_1^{n/2-1} c_i \cdot \cos(\gamma \cdot i), \quad (22)$$

где $c = \frac{1}{e}$ – жесткости тел качения;

α – угол между телами качения в плоскости, проходящей через ось вращения подшипника;

γ – угол между телами качения, который можно найти из следующего выражения

$$\gamma = \frac{2\pi}{z}, \quad (23)$$

где z – количество тел качения в подшипнике.

5. Выводы

Нами получена четкая методика расчета, позволяющая оценить жесткость радиальных двурядных сферических подшипников качения. Последовательность расчета рекомендуется проводить следующим образом:

1. по формуле (21) оценить нагрузку, которая приходиться на самое нагруженное тело качения;
2. по формуле (20) найти нагрузку, которая приходиться на каждое из тел качения, которые воспринимают радиальную нагрузку;
3. по формуле (19) рассчитать податливость каждого из тел качения и перевести податливости всех тел качения в жесткости.
4. по формуле (22) рассчитать общую жесткость всего подшипника.

Список использованных источников:

1. Лобов Н.А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути. Учебное пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 232 с.
2. SKF bearing in machine tools N 2580 E, 1973, - 172 р.
3. Бейзельман Р.Д., Ципкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. Изд. 6-е, перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1975.
4. Пинегин С.В. Контактная прочность и сопротивление качению Москва «Машиностроение» 1969. – 342 с.
5. Мельниченко А.А., Фидровская Н.Н., Чернишенко А.В. «Распределение нагрузки между телами качения в радиальных подшипниках» Вестник Харьковского Национального Автомобильно-дорожного Университета, выпуск 27, Харьков 2004.
6. Федорова З.М., Лукин И.Ф., Нестеров А.П. Подъемники, «Вища школа», Киев, 1976, - 296 с.
7. Решетов Д.Н. “Детали машин”, Москва, «Машиностроение », 1989.

Чернишенко А.В., Мельниченко А.А., Павлова А.А. «Радиальная жесткость подшипников качения в буксах крановых колес».

В статье рассмотрен метод определения радиальной жесткости сферических двухрядных шариковых подшипников качения с учетом геометрической формы тел качения и колец, а также нагрузки, воспринимаемой подшипниками.

Чернишенко О. В., Мельниченко О.А., Павлова А.О. «Радіальна жорсткість підшипників кочення в буксах кранових коліс».

У статті розглянутий метод визначення радіальної жорсткості сферичних дворядних кулькових підшипників кочення з урахуванням геометричної форми тіл кочення й кілець, а також навантаження, сприйманої підшипниками.

Chernyshenko A.V., Melnichenko A.A., Pavlova A.A. "Radial acerbity bearing swings in bushes crane travell wheel".

In this article is considered the method of the determination of the radial rigidity of spherical double-row frictionless bearing with taking into account geometric forms of solids of rolling and rings, also load, what is taken by bearings.

Нестеров А.П., Осипова Т.Н., Иваночко В.М.

МАКСИМАЛЬНЫЕ ИНЕРЦИОННЫЕ НАГРУЗКИ ОДНОКОНЦЕВОГО КЛЕТЕВОГО ПОДЪЕМНИКА

1. Постановка проблемы

При расчете динамических нагрузок в канатах подъемника принимают усредненные значения ускорений и замедлений, что приводит к занижению инерционных нагрузок. На основе проведенных промышленных экспериментов на шахтной подъемной установке необходимо определять ее действительные максимальные значения кинематических и динамических параметров.

2. Цель исследований

Цель исследований – определить максимальные инерционные силы в канатах одноконцевого клетевого подъемника типа 1–6x2,4Д на основе экспериментальных исследований и их влияние на запас прочности каната.

3. Основное содержание

При расчете движущего динамического усилия на радиусе обода органа навивки по формуле академика М.М. Федорова [1] для двухконцевого шахтного подъемника проектировщики принимают ускорение и замедление постоянными величинами, а диаграмму скорости – трапецидальной [2]

$$F_{\text{дв}} = kQ_{\text{гр}} - \Delta(H_{\text{под}} - 2x) \pm M(d^2x/dt^2), \quad (1)$$

где k – коэффициент сопротивления движению подъемных сосудов в стволе шахты для клетевых подъемников;

$Q_{\text{гр}}$ – вес полезного поднимаемого груза;

$\Delta = (q - p)$ – разность веса 1 м хвостового q и головного p канатов;

$H_{\text{под}}$ – высота подъема;

x – путь, который прошел сосуд от приемной площадки;

M – приведенная масса подъемной установки;

(d^2x/dt^2) – ускорение (замедление) системы подъема.

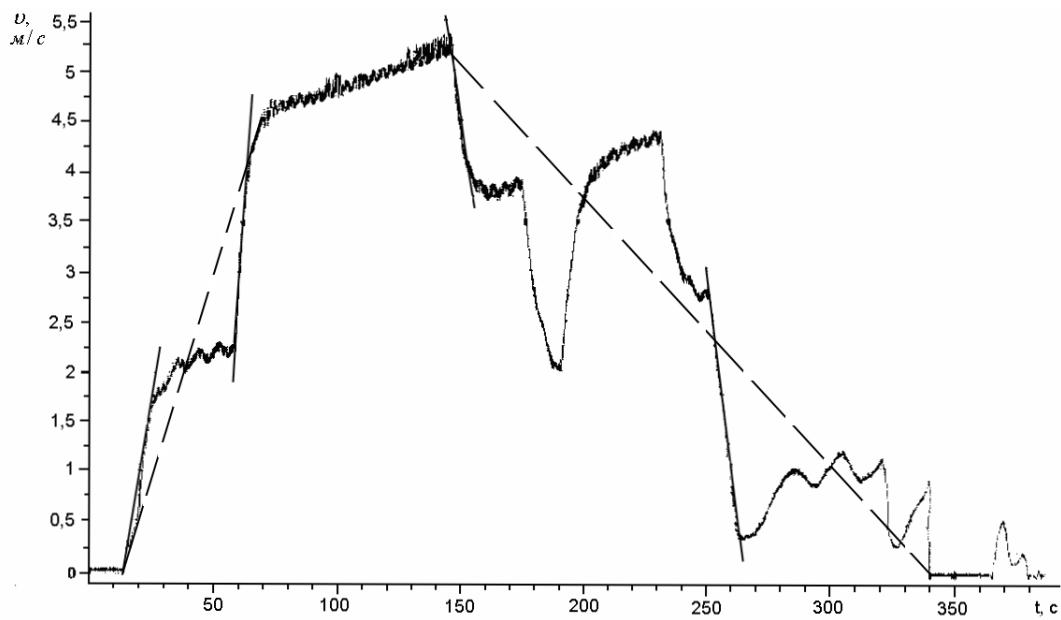
Для одноконцевого подъемника формула (1) примет вид

$$F_{дв} = kQ_{конц} + p(H_{под} - x) \pm M(d^2x/dt^2), \quad (2)$$

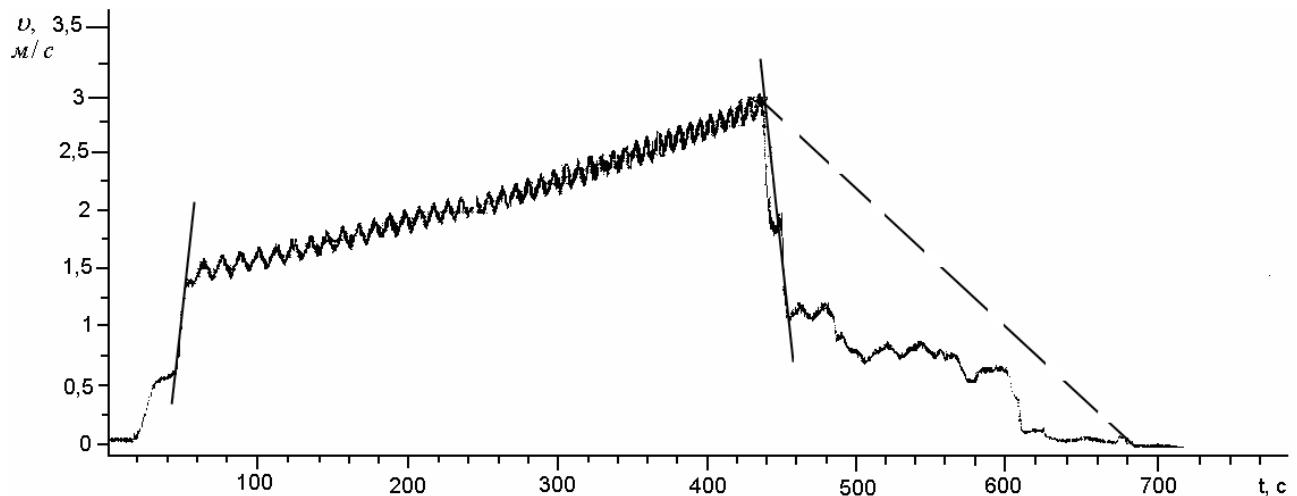
где $Q_{конц}$ – вес концевого груза;

p – вес одного метра каната.

Экспериментальные исследования на действующих промышленных установках [3] показал, что кинематические и динамические параметры подъемника при рабочих режимах изменяются не по линейному закону. На рис. 1 а,б представлены осциллограммы скорости одноконцевого клетевого подъемника при подъеме и опускании груза. Из них видно, что скорость при разгоне и замедлении изменяется ступенчато, а при равномерном ходе постоянно возрастает. При определении кинематических параметров подъема по диаграмме скорости принимают ее среднее значение [4], возрастающее по прямой линии (пунктирные линии на осциллограммах). Это ведет к уменьшению среднего ускорения, принимаемого постоянным, и соответственно, к уменьшению инерционных нагрузок в подъемнике. Из осциллограмм (см. рис. 1 а, б) видно, что ускорение и замедление изменяются скачкообразно. Прямые линии на скорости – участки максимального ускорения и замедления



а)



б)

Рис. 1 – Осциллограммы скорости подъемника: а) подъем груза; б) спуск груза

В табл. 1 приведены средние и максимальные значения ускорений и замедлений подъемной машины.

Таблица 1 - Значения ускорений и замедлений подъемной машины при рабочих режимах

Режим работы подъемника	Ускорение, м/с ²		Замедление, м/с ²	
	среднее расчетное	максимальное	среднее расчетное	максимальное
Подъем груза	0,0778	0,156	0,0262	0,167
Спуск груза	0,035	0,176	0,0142	0,161

Из табл. 1 видно, что их максимальные значения гораздо больше, чем средние. Это ведет к увеличению динамических нагрузок в канатах и уменьшению их запасов прочности, которые рассчитываются по следующим формулам с заданными исходными данными:

✓ для нижнего сечения $m_i = \frac{Q_{\delta a_i}}{Q_{\hat{e}i\hat{t}\hat{o}} \pm k' Q_{\hat{e}i\hat{t}\hat{o}} + m_{\hat{e}i\hat{t}\hat{o}} a_j}, \quad (3)$

где $Q_{\text{раз}} = 1500000 \text{ Н}$ – разрывное усилие всех проволок каната;

$Q_{\text{конц}} = Q_{\text{кл}} + Q_{\text{гр}} + Q_{\text{ваг}} = 142833,6 \text{ Н}$ – вес концевого груза;

$Q_{\text{кл}} = 71613 \text{ Н}$ – вес клети;

$Q_{\text{гр}} = 58860 \text{ Н}$ – полезный вес груза;

$Q_{\text{ваг}} = 12360,6 \text{ Н}$ – вес вагонетки;

$k = 0,15$;

$m_{\text{конц}} = 14560 \text{ кг}$ – масса концевого груза;

a_j – ускорение (замедление) системы подъема ($j = 1, 2$);

в знаменателе знак «+» ставится при подъеме груза, знак «-» - при спуске груза (см. рис. 2);

✓ для верхнего сечения $m_{\hat{a}} = \frac{Q_{\delta a_{\hat{a}}}}{Q_{\hat{e}\hat{i}\hat{t}\hat{o}} \pm k Q_{\hat{e}\hat{i}\hat{t}\hat{o}} + Q_{\hat{e}\hat{a}\hat{i}} + (m_{\hat{e}\hat{i}\hat{t}\hat{o}} + m_{\hat{e}\hat{a}\hat{i}} + m_{i\phi}) a_j} \quad (4)$

где $Q_{\text{кан}} = p H_{\text{от}} = 86606,6 \text{ Н}$ – вес каната [2];

$m_{\text{кан}} = 9254,3 \text{ кг}$ – масса длины каната до барабана [5];

$m_{\text{н.ш}} = 625 \text{ кг}$ – масса направляющего шкива.

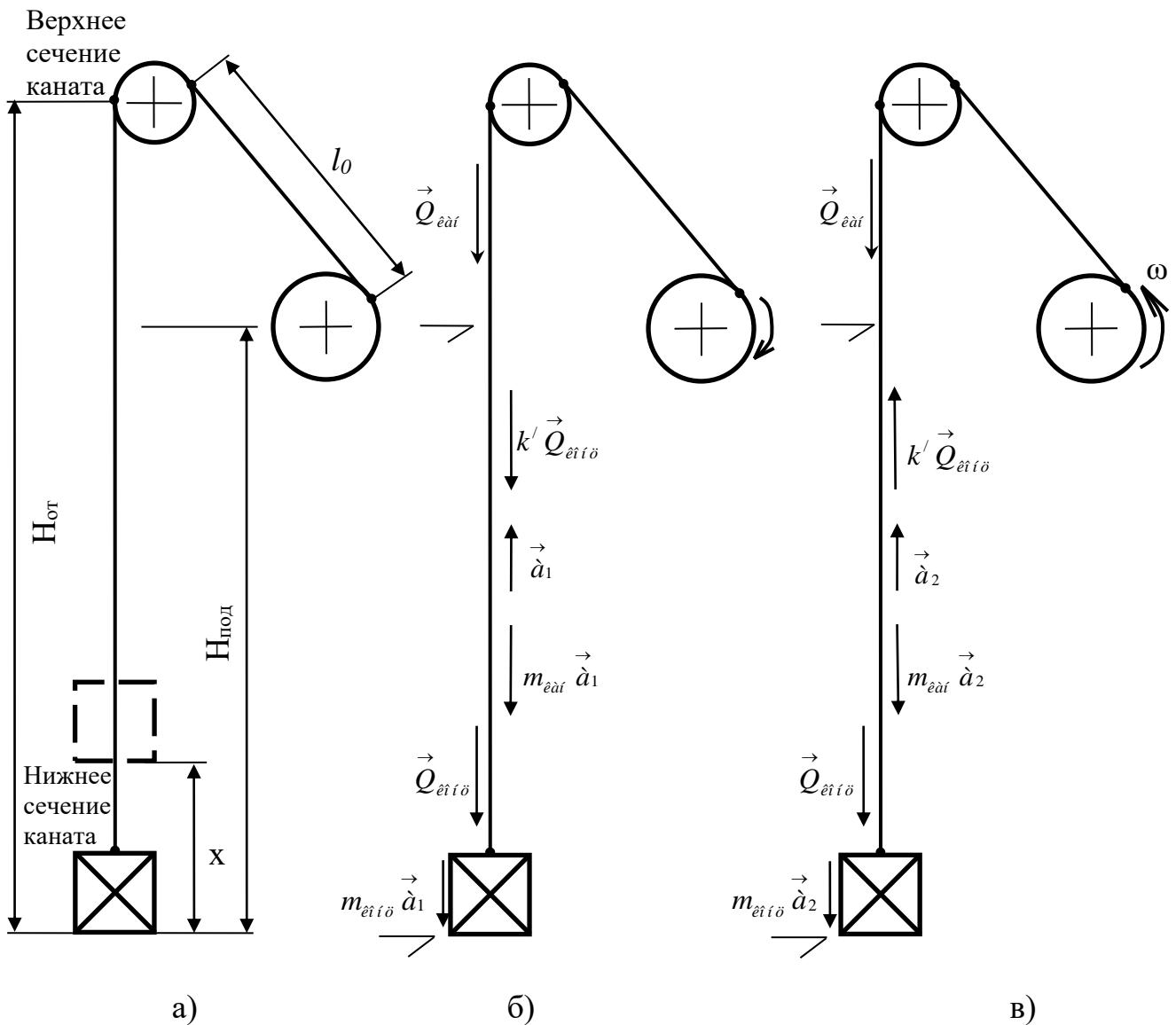


Рис. 2 – Схемы одноконцевой подъемной установки: а) конструктивная;

б) при подъеме груза; в) при спуске груза и предохранительном торможении

В табл. 2 приведены динамические запасы прочности каната при максимально допустимых значениях ускорений и замедлений по правилам безопасности [6] и технической эксплуатации в угольных шахтах [4] для грузолюдского клетевого подъемника.

Таблица 2 - Динамические запасы прочности каната при подъеме и спуске груза при максимально допустимых значениях ускорений и замедлений для грузолюдского подъемника

Параметр	Подъем груза	Спуск груза
Ускорение, м/с^2	1,0	-
Замедление, м/с^2	-	0,75

Запас прочности в нижнем сечении	8,39	11,34
Запас прочности в верхнем сечении	5,46	6,64

Из табл. 2 видно, что запасы прочности каната при подъеме груза отличаются при спуске груза.

В табл. 3 приведены значения запасов прочности каната статических и с учетом действительных инерционных нагрузок для исследуемой подъемной установки.

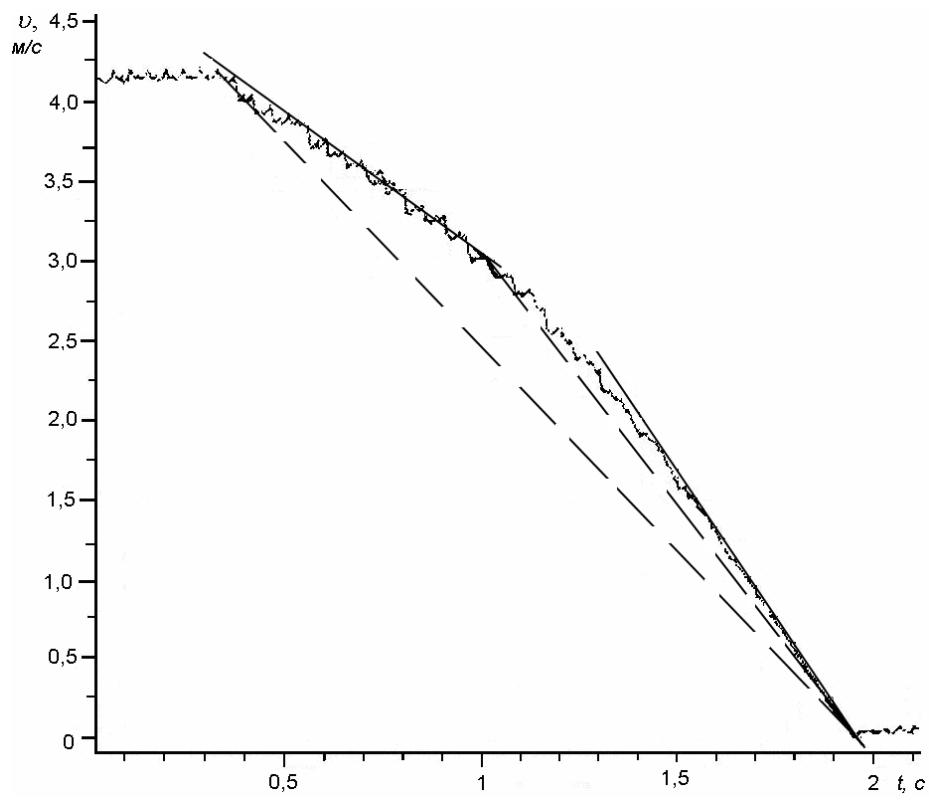
Таблица 3 - Запасы прочности каната исследуемой подъемной установки

Сечение каната	С учетом инерционных нагрузок		Статические	
	При подъеме груза	При спуске груза	Допустимые по ПБ [2, 6]	Фактические
Нижнее	9,01	12,1	10	10,5
Верхнее	5,89	7,08	5	6,54

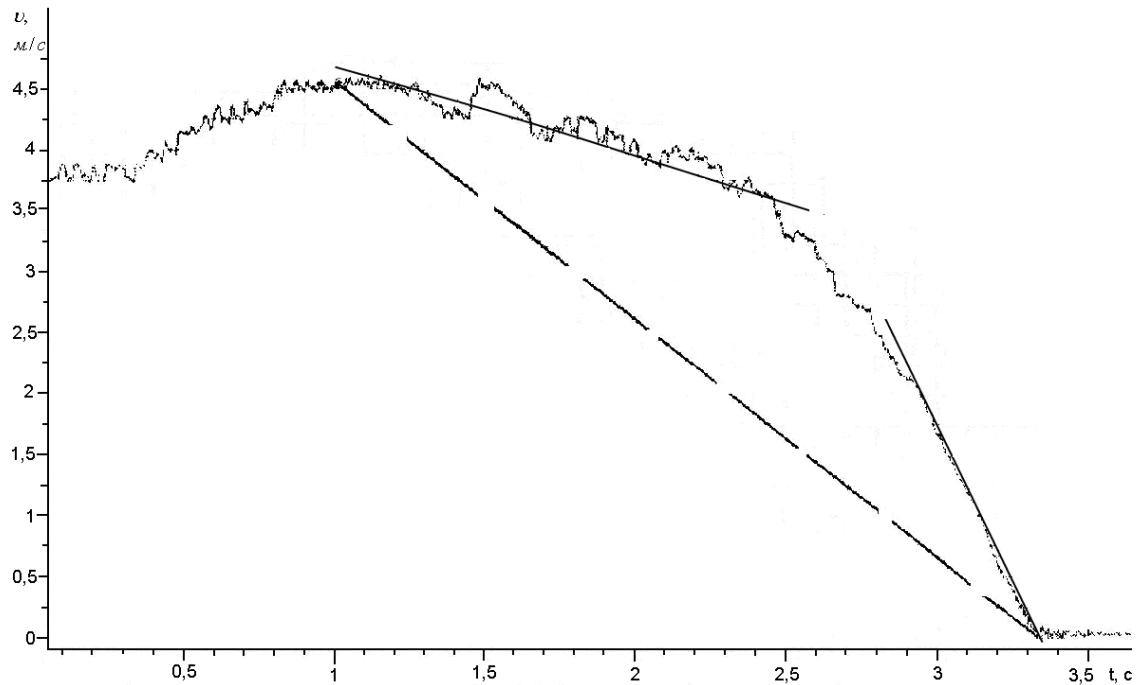
Анализируя данные табл.2 и табл. 3 можно сделать вывод:

- ✓ запасы прочности каната при спуске груза увеличиваются за счет сил сопротивления движению по сравнению со статическими и допустимыми инерционными;
- ✓ запасы прочности каната при подъеме груза увеличиваются по сравнению с допустимым за счет меньшего значения ускорения и уменьшаются по сравнению с фактическими статическими из-за наличия сил инерции.

На рис. 3 приведены осциллограммы скорости подъема при предохранительном торможении на глубине ствола **800 м** при подъеме и спуске груза. Анализ осциллограмм показал, что скорость подъема изменяется по нелинейному (выпуклому) закону из-за колебания каната. Среднее замедление значительно меньше максимального (см. табл. 4).



a)



б)

Рис. 3 – Осциллограммы скорости при предохранительном торможении на глубине ствола 800 м: а) подъем груза; б) спуск груза

Таблица 4 – Замедления при предохранительном торможении подъемника

Режим работы подъемника	Среднее допустимое по ПБ [6], м/с ²	Среднее расчетное, м/с ²	Максимальные, м/с ²
Подъем груза	не более 5,0	3,16	3,6
Спуск груза	не менее 1,5	1,94	4,83

Данные табл. 4 показывают, что максимальные замедления при предохранительном торможении больше средних. В результате увеличиваются действительные инерционные нагрузки на канат и уменьшается его запас прочности по сравнению с допустимыми статическими (см. табл. 5).

Таблица 5 - Значения запасов прочности каната при предохранительном торможении

Сечение каната	Запасы прочности каната с учетом динамических нагрузок	
	при подъеме груза	при спуске груза
Нижнее	13,41	7,82
Верхнее	9,12	4,63

Из табл. 5 видно, что при предохранительном торможении запасы прочности каната при подъеме груза увеличиваются, а при спуске – уменьшаются по сравнению со статическими за счет инерционных сил.

Выводы

Численная обработка осциллограмм экспериментальных исследований скорости, ускорения и замедления одноконцевой грузолюдской подъемной установки показали, что ее действительные максимальные ускорения и замедления больше средних, что ведет к увеличению инерционных нагрузок на канат и уменьшению его запаса прочности по сравнению со статическими. Однако эти запасы прочности не ниже допустимых значений 2,5 ... 2,7, принимаемых в технике [5, 7].

Список использованных источников

1. Федоров М.М. Избранные труды. Изд-во АН УССР, т. 1 1957, т. II. 1960.

2. Федорова З.М., Лукин И.Ф., Нестеров А.П. Подъемники. – Киев: Вища школа, 1976. – 296 с.
3. Ловейкин В.С., Нестеров А.П. Динамическая оптимизация подъемных машин. – Луганск: Вид – во СНУ, 2002. – 368 с.
4. Правила технічної експлуатації вугільних шахт. – Київ, 2006. – 353 с.
5. Флоринский Ф.В. Динамика шахтного подъемного каната. – М.: Углехиздат, 1955. – 238 с.
6. НПАОП 10.0 – 1.01 – 05. Правила безпеки у вугільних шахтах. – Київ, 2005. – 398 с.
7. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989, - 496 с.

Нестеров А.П., Осипова Т.Н., Иваночки В.М. «Максимальные инерционные нагрузки одноконцевого клетевого подъемника».

В статье рассмотрены результаты экспериментальных исследований одноконцевого подъемника, определены его максимальные значения кинематических и динамических параметров, а также их влияние на запас прочности каната.

Ключевые слова: инерционные нагрузки, клетевой подъемник, динамические параметры, запас прочности каната.

Нестеров А.П., Осипова Т.М., Иваночки В.М. «Максимальні інерційні навантаження однокінцевого кліткового підйомника».

У статті розглянуті результати експериментальних досліджень однокінцевого підйомника, визначені його максимальні значення кінематичних і динамічних параметрів, а також їхній вплив на запас міцності каната.

Ключові слова: інерційні навантаження, клітковий підйомник, динамічні параметри, запас міцності канату.

Nesterov A., Osypova T., Ivanochko V. «Maximal inertias loadings of mono-side cage lift».

In the article considered results of experimental researches of mono-side lift, his maximal values of kinematics and dynamic parameters, and also their influence, are certain on the margin of safety of rope.

Key words: inertias loadings, cage lift, dynamic parameters, margin of safety of rope.

Подоляк О.С.

МНОГОФАКТОРНЫЙ АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ПОДЪЕМА ГРУЗА АВТОМОБИЛЬНЫМ КРАНОМ

1. Постановка проблемы

Грузоподъемные машины работают в режиме повторно-кратковременного включения механизмов, характеризующимся частыми пусками и остановками. Переходные процессы оказывают одно из решающих влияний на показатели работы кранов. Исследование переходных процессов с целью установления закономерностей возникновения динамических нагрузок является актуальной задачей в деле повышения технико-эксплуатационных показателей работы грузоподъемных машин.

2. Анализ публикаций

Анализ публикаций [1, 2, 3] свидетельствует, что часть теоретических вопросов динамики грузоподъемных машин требует дальнейшего развития: так, применение многофакторного анализа динамики кранов позволит установить влияние и взаимное влияние различных факторов на переходные процессы и, следовательно, осуществлять рациональное проектирование или модернизацию крановых механизмов.

3. Цель статьи

Целью данной статьи является анализ переходных процессов при подъеме груза с жесткого основания автомобильным краном с помощью численного интегрирования уравнений движения.

4. Основная часть

Динамическую модель механизма подъема автомобильного крана представим в виде трехмассовой двухсвязной эквивалентной схемы (рис.1). Массу стрелы крана представим в виде приведенной к оголовку стрелы сосредоточенной массы [1], соединенной упруго-вязкой связью, характеризующуюся коэффициентом жесткости стрелы и стрелового каната, а также демпфирования металлоконструкции.

Подъем груза с жесткого основания можно разделить на три этапа: первый - этап холостого хода, когда масса вращающихся частей привода m_p под воздействием силы привода P_{dq} выбирает суммарный зазор Δ_k в канатах и приводе; второй этап - развитие нагрузки в канатах до усилия в них, равного весу груза Q , причем масса m_g на протяжении второго этапа находится в состоянии покоя; третий этап - совместное движение всех упруго связанных масс системы.

На первом этапе выбирается зазор Δ_k в канатах и приводе, а динамические нагрузжения в металлоконструкции и в канатах отсутствуют.

Второй этап движения описывается уравнениями

$$\begin{aligned} m_{\pi} \cdot \frac{d^2 y_{\pi}}{dt^2} + P_{K2} - P_{\delta q} &= 0; \\ m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} - P_{K2} + k_D \cdot \frac{dy_c}{dt} + c_c \cdot y_c &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Заканчивается второй этап движения при натяжении грузовых канатов

$$P_{K2} = c_c (y_{\pi} - y_c) + k'_D (\dot{y}_{\pi} - \dot{y}_c) = Q.$$

Третий этап движения описывается уравнениями:

$$\begin{aligned} m_{\pi} \cdot \frac{d^2 y_{\pi}}{dt^2} + P_{K3} - P_{\delta q} &= 0, \\ m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} - P_{K3} + k_D \cdot \frac{dy_c}{dt} + c_c \cdot y_c &= 0, \\ m_{\Gamma} \cdot \frac{d^2 y_{\Gamma}}{dt^2} - P_{K3} + m_{\Gamma} \cdot g &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

где $P_{K3} = c_c (y_{\pi} - y_c - y_{\Gamma}) + k'_D (\dot{y}_{\pi} - \dot{y}_c - \dot{y}_{\Gamma})$ – натяжение в канатах на третьем этапе движения.

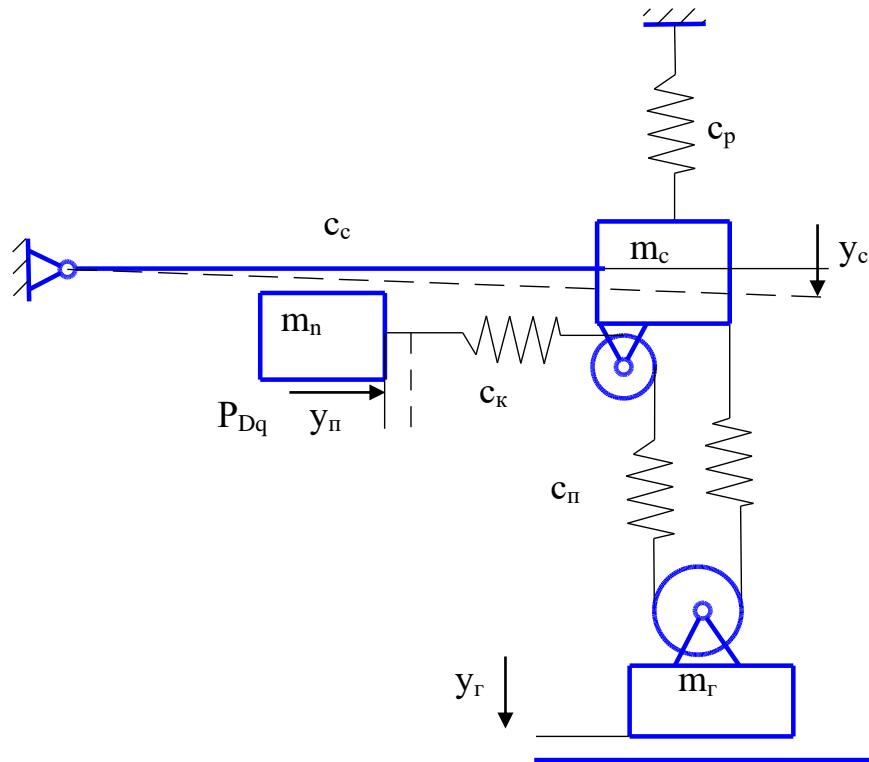


Рис. 1 – Трехмассовая эквивалентная схема механизма подъема автомобильного крана при подъеме груза с жесткого основания

Здесь m_n – приведенная к канатам масса вращающихся частей привода подъема груза, кг; m_c – приведенная масса стрелы крана, кг; m_g – масса груза, кг; c_c – коэффициент жесткости стрелы рана, Н/м; c_p – коэффициент жесткости стрелового каната, Н/м; c_k – коэффициент жесткости грузового каната на участке от барабана до полиспаста, Н/м; c_n – коэффициент жесткости грузового полиспаста, Н/м; k_D – коэффициент затухания колебаний (демпфирования) металлоконструкции, $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}$; k'_D – коэффициент затухания колебаний (демпфирования) канатов, $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}$; P_{Dq} – приведенная к канатам сила двигателя, Н; y_n , y_c , y_g – пути, проходимые соответственно массами m_n , m_c , m_g от начала координат (М).

Расчет коэффициентов в дифференциальных уравнениях выполнен по правилам сопротивления материалов и прикладной механики [4].

Приведение уравнений движения к виду, удобному для численного интегрирования

Для применения стандартных программ численного интегрирования системы дифференциальных уравнений второго порядка (1) и (2) преобразованы в системы дифференциальных уравнений первого порядка. Введены обозначения:

$$\begin{aligned} y_n &= Y_1; & \dot{y}_n &= Y_2; \\ y_m &= Y_3; & \dot{y}_m &= Y_4; \\ y_e &= Y_5; & \dot{y}_e &= Y_6. \end{aligned} \quad (3)$$

Тогда вместо системы дифференциальных уравнений движения второго порядка (1) и (2) получим системы уравнений первого порядка:

- второй этап движения:

$$\begin{cases} \dot{y}_n = Y_2; \\ \ddot{y}_n = (P_d - P_{k2})/m_n; \\ \dot{y}_m = Y_4; \\ \ddot{y}_m = (P_{k2} - S_m)/m_m. \end{cases} \quad (4)$$

- третий этап движения:

$$\begin{cases} \dot{y}_n = Y_2; \\ \ddot{y}_n = (P_{\partial q} - P_{\kappa 3})/m_n; \\ \dot{y}_m = Y_4; \\ \ddot{y}_m = (P_{\kappa 3} - P_m)/m_m; \\ \dot{y}_e = Y_6; \\ \ddot{y}_e = (P_{\kappa 3} - m_e \cdot g)/m_e. \end{cases} \quad (5)$$

Здесь

$$P_{k2} = c_\kappa \cdot (Y_1 - Y_3) + k_D \cdot (Y_2 - Y_4); \quad (6)$$

$$P_{\kappa 3} = c_\kappa \cdot (Y_1 - Y_3 - Y_5) + k_D \cdot (Y_2 - Y_4 - Y_6); \quad (7)$$

$$P_m = c_m \cdot Y_3 + k_D \cdot Y_4; \quad (8)$$

$$P_{\dot{a}q} = \eta \cdot \frac{u_M}{r_a} \cdot M_k = \eta \cdot \frac{u_M}{r_a} \cdot (a \cdot \dot{y}_n^2 + b \cdot \dot{y}_n + c) \quad (9)$$

Анализ процесса подъема груза с жесткого основания

Для определения динамических нагрузок возникающих при подъеме груза введем значения коэффициентов дифференциальных уравнений (табл.1). Проведя численное интегрирования при помощи ЭВМ определим динамические нагрузки, возникающие при подъеме груза с жесткого основания автомобильным краном.

Таблица 1

Значения коэффициентов дифференциальных уравнений

Номер передачи	m_n , кг	m_c , кг	m_r , кг	c_c , Н/см	c_k , Н/см	k_D , кН·с/м	k'_D , кН·с/м	V_h , м/с
1 передача	287700	617	5000	1985000	101300	10	25	0,05
2 передача	93930	617	5000	1985000	101300	10	25	0,35

На рисунках 2 – 5 представлены графики изменения параметров переходного процесса подъема груза с жесткого основания. Рассмотрены случаи работы крана с начальной скоростью подъема груза $v_h = 0,35$ м/с и $v_h = 0,05$ м/с, что соответствует подъему груза на второй и первой ступени коробки скоростей.

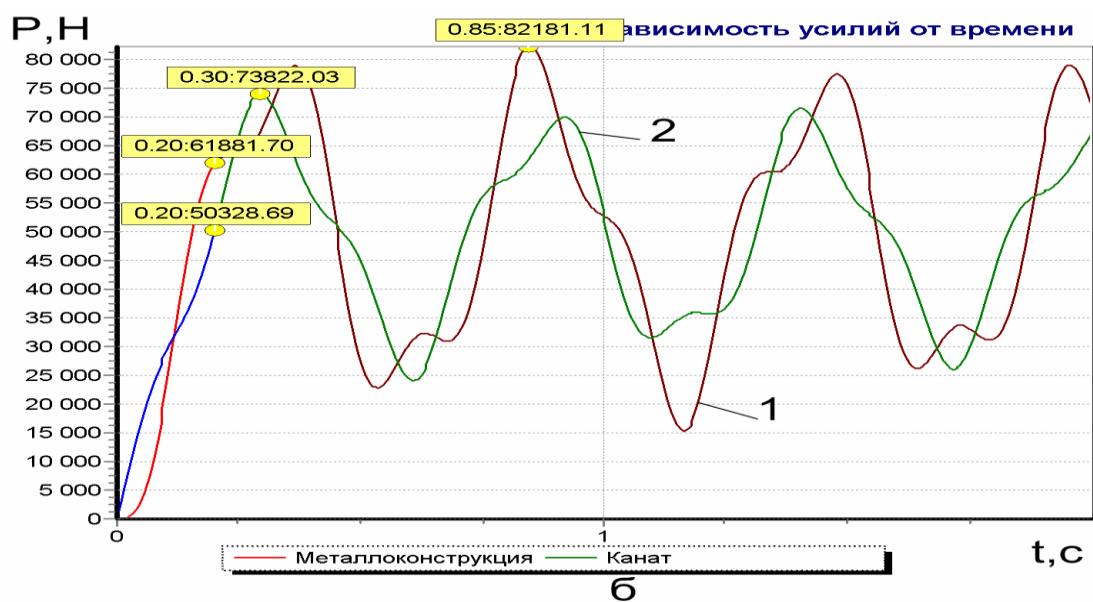


Рис.2 – Графики изменения скорости (а) и усилия (б) от времени при подъеме груза на второй ступени со скоростью подъема 0,35 м/с: 1 – металлоконструкция; 2 – канат.

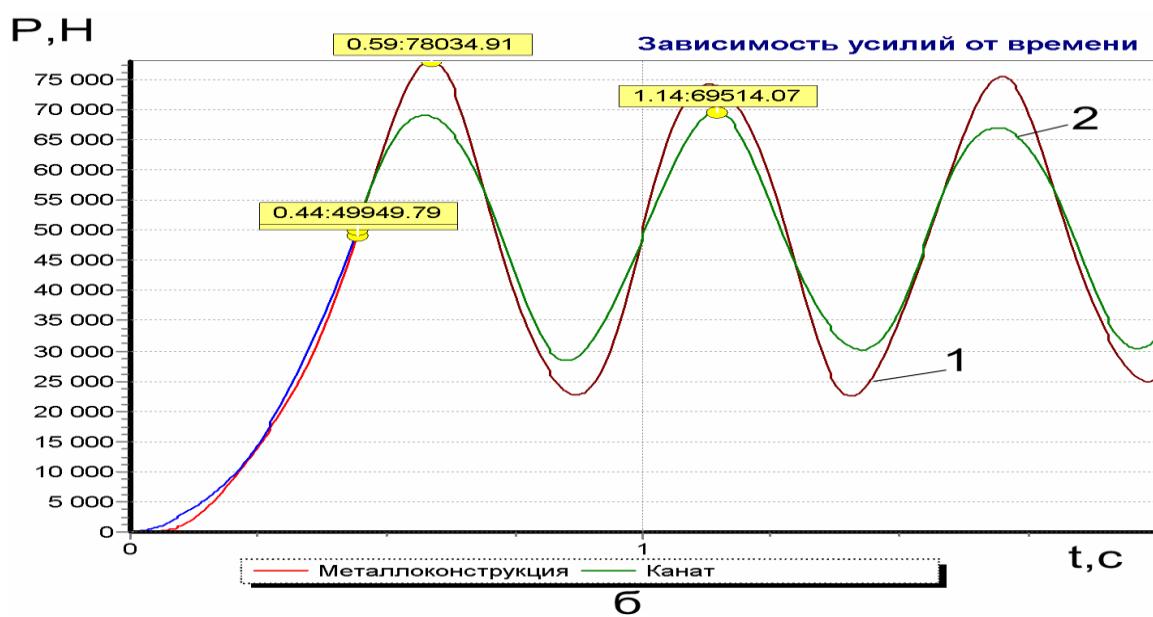


Рис. 3 – Графики изменения скорости (а) и усилия (б) от времени при подъеме груза на второй ступени со скоростью подъема 0,05 м/с: 1 – металлоконструкция; 2 – канат.

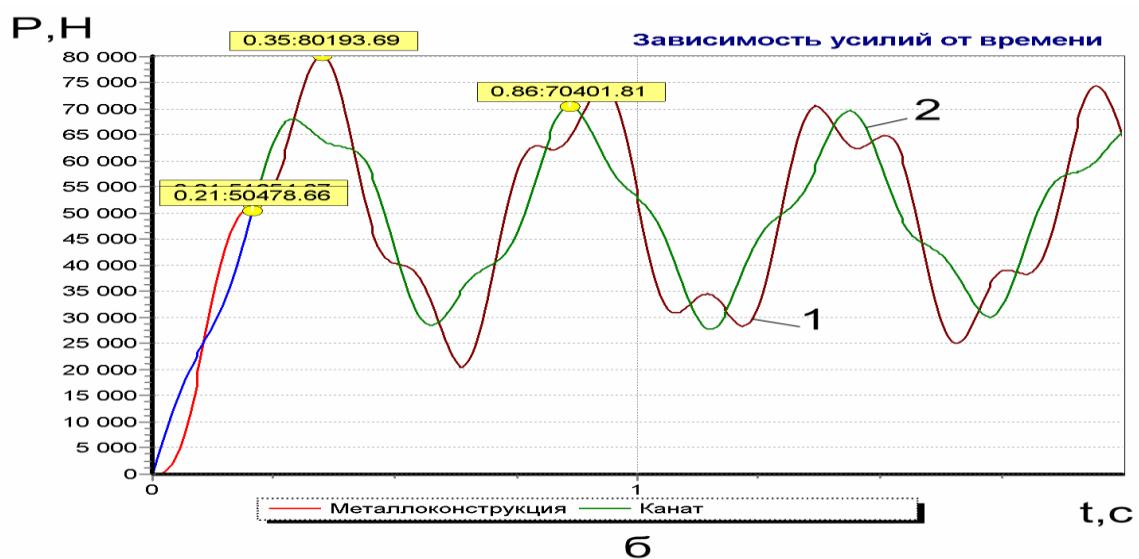


Рис.4 – Графики изменения скорости (а) и усилия (б) от времени при подъеме груза на первой ступени со скоростью подъема 0,35 м/с: 1 – металлоконструкция; 2 – канат.

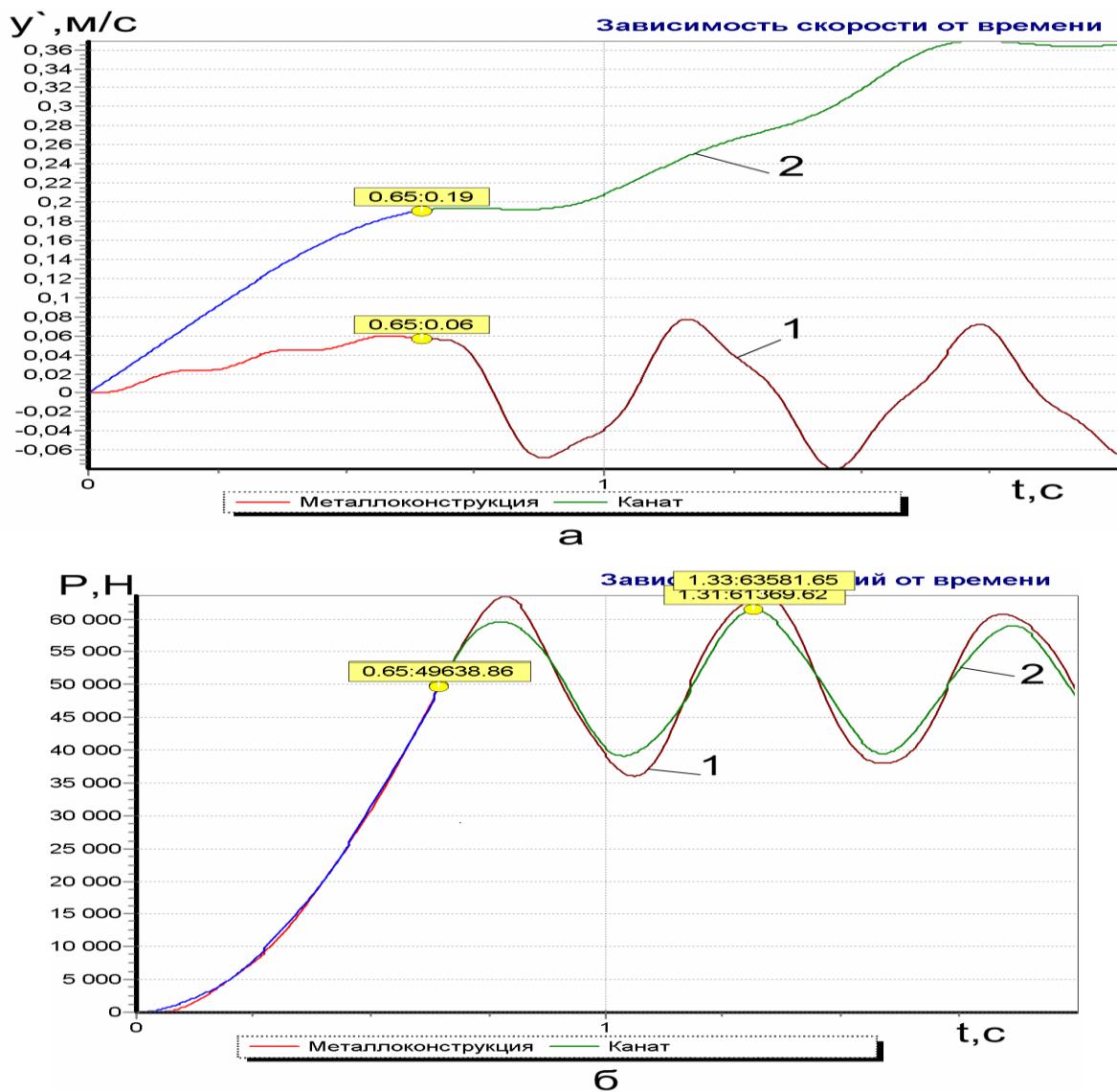


Рис.5 – Графики изменения скорости (а) и усилия (б) от времени при подъеме груза на первой ступени со скоростью подъема 0,05 м/с: 1 – металлоконструкция; 2 – канат.

Анализ представленных на рис. 2 - 5 графиков показывает, что при подъеме груза с начальной скоростью подъема $V_n = 0,35 \text{ м/с}$ уже через 0,2с на второй ступени и 0,21с на первой ступени коробки передач после начала нагружения канатов усилие в них становится равным весу груза, т.е. происходит отрыв груза от основания. Усилие в канате и металлоконструкции резко увеличивается, достигая максимальных значений уже через 0,3 – 0,4 с. В случае подъема груза с $V_n = 0,05 \text{ м/с}$ усилие в канатах становится равным весу

груза через 0,44 и 0,65с (на второй и первой ступени соответственно). Увеличение усилий и скоростей в этом случае происходит медленнее, чем в предыдущем случае, что отражается как на величине максимальных усилий, так и на характере их изменения. При подъеме груза с номинальной скоростью коэффициенты динамичности составляют: для грузовых канатов $K_{Дк} = 1,4$ и $1,35$ для металлоконструкции $K_{Дс} = 1,6$ и $1,5$ (на второй и первой ступени соответственно). Подъем груза с начальной скоростью $V_n = 0,05$ м/с сопровождается значительно меньшими динамическими нагрузками. В этом случае коэффициент динамичности грузовых канатов $K_{Дк} = 1,3$ и $1,22$, а металлоконструкции $K_{Дс} = 1,56$ и $1,27$ (на второй и первой ступени соответственно).

5. Выводы

1. Одними из определяющих влияний на значения коэффициентов динамичности металлоконструкции являются механическая характеристика привода и скорость подъема в начале нагружения канатов.
2. Величина динамических нагрузок металлоконструкций зависит от номинальной скорости подъема.
3. Динамические усилия в металлоконструкции достигают максимальных значений уже через $0,3 - 0,4$ с после начала нагружения канатов, поэтому учет демпфирования существенно не сказывается на этих усилиях.

Список литературы:

1. Будиков Л.Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа: Монография.- Луганск: изд-во СНУ им. В. Даля, изд. 2-е, 2003.-210с.
2. Демідас С.В. Мінімізація динамічних навантажень в елементах баштового крана на основі оптимізації режиму руху механізма підйому: Дис. канд. техн. наук. – Київ, 2000.-193с.

3. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Київ: Арістей, 2006. – 175с.
4. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов, М., 1965. – 480 с.

Подоляк О.С. «Многофакторный анализ динамики подъема груза автомобильным краном»

В статье построены динамическая и математическая модели автомобильного крана при подъеме груза с жесткого основания, проведен анализ переходных процессов с помощью численного интегрирования уравнений движения.

Подоляк О.С. «Багатофакторний аналіз динаміки підйому вантажу автомобільним краном»

В статті побудовані динамічна та математична моделі автомобільного крана при підйомі вантажу з жорсткої основи, проведений аналіз переходних процесів за допомогою чисельного інтегрування рівнянь руху.

Podoliak O.S. «Multiple-factor analysys of dynamics of hoisting a load by an autocrane».

In the article the dynamic and mathematical models of an autocrane hoisting of a load from the rigid base were built, the analysis the transient processes at a help of numerical integration the motion equations.

Фидровская Н.Н.

ОЦЕНКА НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ КАНАТНОГО БАРАБАНА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМАХ НАГРУЗКИ

1. Введение

При расчете крановых барабанов толщину стенки определяют из расчета на прочность по условиям сжатия. Максимальные напряжения сжатия внутри толстостенного цилиндра, нагруженного равномерным внешним давлением, определяют по формуле Ламе:

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{\max}}{t\delta} \quad (1)$$

где S_{\max} – максимальное статическое натяжение каната;

t - шаг нарезки барабана;

δ – толщина стенки барабана.

Проверка устойчивости стенки барабана проводится крайне редко. Это вызвано тем, что при принимаемых значениях толщин стенок, радиусов (R) и длин обечайек (L) для крановых барабанов потеря устойчивости обечайки практически невозможна, хотя очевидно, что цилиндрическая оболочка, нагруженная равномерно внешним давлением и не имеющая дополнительных подкрепляющих элементов жесткости (таких, как ребра и кольца), может выйти из строя вследствие потери устойчивости при высоких значениях $\frac{R}{\delta}$ и $\frac{L}{R}$.

2. Основная часть

На несостоятельность расчетов по формуле [1] указывает и тот факт, что эта зависимость была получена для бесконечной трубы, поэтому при такой постановке задачи не учитывается ни длина барабана, ни заделка обечайки. Как

показали приведенные нами исследования, влияние этих факторов на величину критической нагрузки достаточно велико (рис.1).

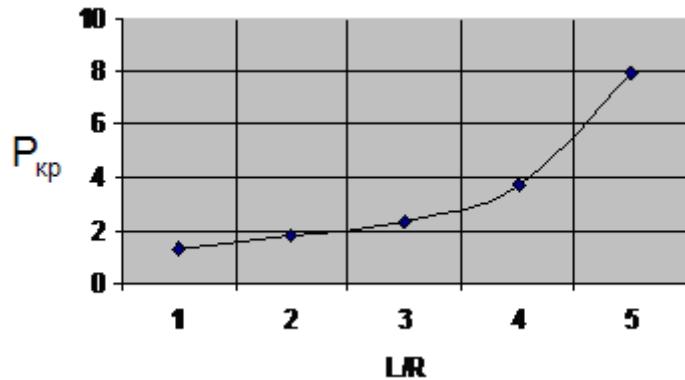


Рис. 1 – Влияние длины оболочки на величину критического давления

Влияние заделки обечайки барабана на величину критического давления

можно оценить коэффициентом Θ , который будет равен

$$\Theta = \pi^4 \sqrt{\frac{\psi_0^2 + 0,9\psi_0 + 1,5}{\psi_0^2 + 0,9\psi_0 + 0,21}}, \quad (2)$$

где

$$\psi_0 = 2,66 \cdot C \cdot \sqrt{\frac{R}{\delta}} \left(\frac{\delta}{\delta_n} \right)^3 \quad (3)$$

$$C = \frac{1 - \frac{r^2}{R^2}}{1 + \nu + (1 - \nu) \frac{r^2}{R^2}} \quad (4)$$

R – радиус обечайки r - радиус ступицы;

δ_n – толщина торцевой стенки;

ν – коэффициент Пуассона.

Для случая внешнего давления по всей поверхности оболочки критическое давление определяется по формуле:

$$P_{kp} = \frac{D(n^2 - 1)}{R^3} \left[1 + \frac{\Theta^4 R^6 E \delta}{D L^4 n^4 (n^2 - 1)} \right], \quad (5)$$

где n - количество полуволн по окружности оболочки;

$D = \frac{E \delta^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)}$ - цилиндрическая жесткость.

В случае неполного заполнения обечайки витками каната, т.е. когда давление распределено не по всей длине оболочки L , а только по величине B , и приложено на расстоянии I от конца оболочки, критическое давление будет равняться:

$$P_{kp} = \frac{\frac{D(n^2 - 1)}{R^3} \left[A + B \frac{R^4 E \delta}{DL^4 n^4 (n^2 - 1)^2} \right]}{C}, \quad (6)$$

где

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{105} (56L^3l^4 - 48L^2l^5 + 7Ll^6 - 28L^5l^2 + 8L^7); \\ B &= 12L^3 - 24L^2l + 12Ll^2; \\ C &= Llb \left(\frac{5}{2}L^3l^3 + \frac{3}{4}L^3l^2b + \frac{5}{24}L^3lb^2 - 10L^2l^4 - \frac{7}{2}L^2l^3b - \frac{25}{2}L^2l^2b^2 - \frac{1}{16}L^2lb^3 - \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{80}L^2b^4 + 15Ll^5 + 6Ll^4b + \frac{16}{3}Ll^3b^2 + \frac{1}{4}Ll^2b^3 + \frac{1}{5}Llb^4 - \frac{1}{64}Lb^5 - 10b^6 - \frac{9}{2}l^5b - \right. \\ &\quad \left. - \frac{31}{80}l^2b^4 + \frac{1}{64}lb^5 \right) + l^4b \left(\frac{5}{2}l^4 + \frac{5}{4}l^3b + \frac{43}{24}l^2b^2 + \frac{1}{8}lb^3 + \frac{3}{16}b^4 \right). \end{aligned}$$

Расчеты обечаек крановых барабанов показывают, что при параметрах, принятых в современной практике, потере устойчивости отвечает значение $n=2:4$, причем основной массе конструкций соответствует $n=3$. При этом [5] переходит в

$$P_{kp} = 0,15E \left[4,89 \left(\frac{\delta}{R} \right)^3 + \frac{\delta}{R} \left(\frac{R}{L} \right)^4 \right] \quad (7)$$

или

$$\sigma_{kp} = P_{kp} \frac{R}{\delta} = 0,15E \left[4,89 \left(\frac{\delta}{R} \right)^2 + \frac{\delta}{R} \left(\frac{R}{L} \right)^4 \right] \quad (8)$$

Назначая σ_{kp} , мы получаем уравнение, связывающее параметры δ/R и R/L .

Например, для барабанов из стали 20 с $\sigma_m = 240$ МПа принимаем $\sigma_{kp} = 200$ МПа, тогда из (8) при $E = 2,05 \cdot 10^5$ МПа следует

$$0,0065 = 4,89 \left(\frac{\delta}{R} \right)^2 + \left(\frac{R}{L} \right)^4. \quad (9)$$

Задаваясь приемлемым для крановых барабанов соотношением $L/R=4$, из (9) находим $R/\delta = 44$. На практике же принимается $R/\delta \leq 35$.

Любые геометрические неточности изготовления оболочек снижают критическое давление. Наиболее вероятными формами несовершенств обечайек крановых барабанов являются овальность и разностенность.

В первом приближении овальную в сечении цилиндрическую оболочку можно полагать эллиптической. Если рассматривать эллиптическую оболочку как цилиндрическую, принявшую одну из своих устойчивых форм под действием внешних сил, то устойчивость такой оболочки будет зависеть от степени ее сжатия, т.е. от величины $k=a/b$, где a — большая полуось эллипса, b — меньшая. Для оценки этого момента введем множитель $1/(2k - 1)$, тогда

$$P_{kp} = \frac{1}{2k-1} \left[\frac{64D(n^2-1)}{b^3 \sqrt{(7k^2+2k+7)^3}} + \left(\frac{\Theta}{L} \right)^4 \frac{E\delta b^3 \sqrt{(7k^2+2k+7)^3}}{64n^4(n^2-1)} \right] \quad (10)$$

Расчет по этой формуле дает лучшее согласие с экспериментом, приведенным Яо и Дженкинсом, чем расчет американских авторов (см. рис. 2).

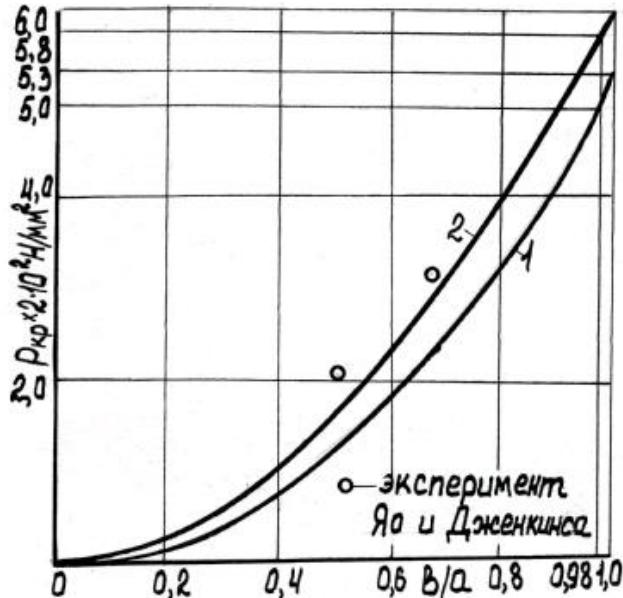


Рис. 2 – Влияние эллиптичности оболочки на критическое давление:
1 – по данным Яо и Дженкинса, 2 – расчет по (10).

Рассматривая влияние эллиптичности вблизи возможной для крановых барабанов области ($b/a=0,98$), видим, что изменение критической нагрузки не превышает 6% по формуле Яо и Дженкинса и 3% при расчете по (10).

Мы рассмотрели также влияние эксцентричности внутреннего диаметра этого барабана на устойчивость стенки, критическая нагрузка уменьшается не более, чем на 1,3%.

3. Вывод

Как видим, толщина обечайки кранового барабана берется неоправданно завышенной. Уменьшив ее до разумных пределов, мы обеспечим значительную экономию металла и снизим динамические нагрузки в приводе.

Список литературы:

1. Фидровская Н.Н. Устойчивость стенки канатного барабана./ Подъёмно-транспортное оборудование. Респ. межвед. науч. - техн. сб.- 1986. Вып. 17. С. 46 - 48.
2. Яо Д., Дженкинс В. Выпучивание эллиптических цилиндров под нормальным давлением. / Ракетная техника и космонавтика. - №1, с. 25 - 31.

Фидровская Н.Н. «Оценка нагрузочной способности канатного барабана при различных схемах нагрузки».

Толщина стенки кранового барабана должна определяться из расчета на устойчивость. В статье рассмотрено влияние геометрических отклонений на устойчивость.

Фідрівська Н.М. «Оцінка навантажувальної здатності канатного барабана при різних схемах навантаження».

Товщина стінки кранового барабана повинна визначатись із розрахунку на стійкість. В статті розглянутий вплив геометричних відхилень на стійкість.

Fidrovskaya N.N. “The assessment of the output capability of the rope drum under different loading conditions”.

The choice of thickness of a wall of a crane drum should be carried out at the rate of on stability. In clause the influence initial geometrical deviations on stability of an environment is considered.

Маршуба В.П., Сичов Ю.И., Чернякова О.В.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ И АДГЕЗИОННОЙ СОСТАВЛЯЮЩИХ СИЛЫ ТРЕНИЯ ПО ПЕРЕДНЕЙ ПОВЕРХНОСТИ СПИРАЛЬНОГО СВЕРЛА НА МОДЕЛИРУЮЩЕЙ УСТАНОВКЕ

1. Постановка проблемы

По данным работ А.Я. Котлярова и др. [1], И.В. Крагельского и др. [2] известно, что адгезионное взаимодействие на контактных поверхностях инструмента приводит к цикличности нагрузок (вибрации), дестабилизирует силу резания и коэффициент трения в зоне контакта, способствует возникновению усталостных разрушений и отрыву микро - и макрочастиц инструментального материала. Следовательно, силы адгезии инициируют возникновение таких физических явлений как: образование и рост наростов, износ контактных площадок инструмента и обрабатываемых деталей, пакетирование стружки и др.

Исходя из того, что наросты возникают в результате совместного действия высоких температур и больших контактных напряжений, часто по интенсивности их образования судят об адгезионном взаимодействии инструментального и обрабатываемого материалов. Но это может привести к ошибочным выводам по доле адгезионного взаимодействия в силе резания, так как наросты возникают в результате не только адгезионного, но и механического взаимодействия (при заклинивании небольших объемов приконтактного слоя металла в микронеровностях поверхности инструмента). При этом поверхностные слои обрабатываемого материала, в связи с высокой скоростью деформации, сильно упрочняются, и разрушение стружки при трении будет происходить в нижележащих слоях, а внедрившиеся частицы металла останутся на поверхности $A\gamma$ даже при небольшом адгезионном

взаимодействии. Это явление наблюдается в виде белого налета на рабочей части сверла даже после его непродолжительной эксплуатации, причем увеличение интенсивности наблюдается по направлению к вершине инструмента, что и подтверждает данное предположение.

Установить цикличность образования наростов на контактных поверхностях (передняя и задняя) инструмента можно лишь на основе количественной оценки адгезионной и механической составляющей силы трения. Это позволит установить природу сил трения и тангенциальную прочность адгезионной связи, а также выявить и объяснить закономерности износа режущего инструмента и пакетирования стружки в стружечных канавках на основе действия составляющих силы трения.

Закономерности изменения тангенциальной прочности адгезионной связи зависят от нормальных контактных напряжений и величины температуры, как в зоне резания, так и в зоне обработки, т.е. для каждого конкретного набора параметров значение τ_a будет постоянным для передней поверхности. Тогда как закономерности изменения величин адгезионного и механического взаимодействия претерпевают, в зависимости от зоны действия, большие изменения, т.е. могут переходить из одного агрегатного состояния в другое. Следовательно, необходимо разделить задачу по исследованию механической и адгезионной составляющей силы трения разделить на две части: исследовав влияние составляющих силы трения, как по передней поверхности режущего инструмента, так и по задней.

При решении этой задачи определяли отдельно по передней и задних поверхностях изменение тангенциальной прочности адгезионной связи от нормальных напряжений и температуры.

Необходимые сведения о природе образования пакетов стружки в стружечных канавках спиральных сверл и количественная оценка величины силы трения при взаимодействии пар аллюминий – быстрорежущая сталь, аллюминий – нитрид и карбид титана приведены в работе [3]. Других данных по этому вопросу в отечественной и зарубежной литературе нет, кроме общих

сведений о коэффициентах адгезии различных пар материалов, т.е. в них имеются отрывочные данные о взаимодействии различных материалов применительно к процессу чистого трения. Поэтому необходимо провести ряд исследований, направленных на определение адгезионной (тангенциальной) составляющей силы трения по передней поверхности на моделирующей установке [4].

2. Анализ последних исследований

Измерение составляющих механического и адгезионного взаимодействия силы трения для разнообразных исследуемых пар материалов по данным различных авторов [1...3], проводилось при разных значениях температуры, как в естественных условиях (на воздухе), так и вакууме, с охлаждением зоны контакта, так и без него, при трении или статическом контакте поверхностей под давлением.

Поэтому на базе существующих в настоящее время исследований по вопросу определения адгезионного взаимодействия силы трения, автором разработан метод, который основан на определении тангенциальной составляющей контактных напряжений (тангенциальной силы адгезионной связи) при трении исследуемых двух видов материалов. Опыты проводились при температурах и других параметрах рассматриваемого процесса, соответствующих условиям протекания процесса резания при обработке глубоких отверстий [4].

3. Цель статьи

Определение величины адгезионной составляющей силы трения в процессе резания различных материалов по передней поверхности спирального сверла. Взяв за основу разработанный метод исследований составляющих силы трения, а также существующие закономерности взаимодействия физических явлений, возникающих и протекающих в процессе резания, создать физическую и математическую модель процесса образования наростов на основе

исследованного механизма механической и адгезионной составляющей силы трения.

3. Изложение основного материала

Экспериментальная установка [4] для определения адгезионной составляющей силы трения включает в себя: устройство для определения тангенциальной прочности адгезионной связи, динамометр, блок питания и реостат для нагревательных элементов, регистрирующую аппаратуру.

Во время проведения опытов использовали цилиндрические образцы из различных марок литьевых алюминиев, имеющие центральное отверстие $\varnothing 5$ мм и паз шириной и глубиной 5 мм (рис. 1) с двух сторон. Кроме этого на образце выполнялись контактные поверхности в виде переходного конуса под углом 140° с торцовой поверхности на центральное отверстие.

Образец сжимали, между двумя короткими спиральными сверлами из быстрорежущей стали Р6М5Ф3, либо между такими же сверлами с нанесенными на их рабочую поверхность износостойкими тонкими покрытиями (ИзТП), оксида или нитрида титана по ГОСТ 9.073–77.

Сверла располагали таким образом, чтобы главные режущие кромки располагались перпендикулярно к пазу под углом 90°, после этого образец сжимали до необходимого усилия и поворачивали на 90°.

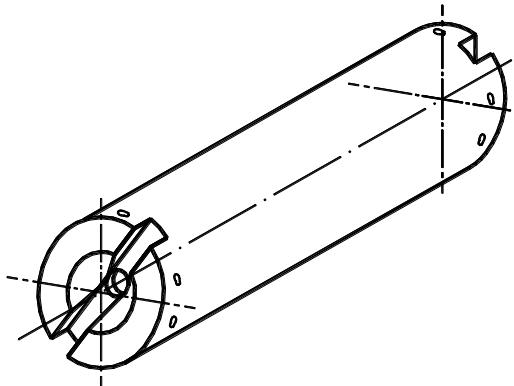


Рис. 1 – Образец из алюминиевых сплавов для измерения тангенциальной прочности адгезионной связи

Измеряя усилие, необходимое для вращения образца, при различных температурах и давлениях, определяли удельную силу трения, которая при достаточно высокой геометрической точности контактных поверхностей сверл и низкой шероховатости, равна тангенциальной прочности адгезионной связи. Задние поверхности сверла затыловали под большим углом, чтобы уменьшить до минимума величину контакта по задней поверхности. Переднюю поверхность инструмента шлифовали и

полировали, обеспечив шероховатость поверхности $R_a=0,04...0,063$ мкм.

Плотность контакта между образцом и сверлом осуществлялась путем врезания инструмента в поверхность заготовки.

Контактную зону сверл нагревали с помощью никромовых нагревательных элементов, охватывающих их цилиндрическую поверхность. Температуру в зоне контакта контролировали с помощью шести хромель-алюмелевых термопар, термоэлектроды, которых были установлены в радиальных отверстиях образца.

Сверло и образец перед проведением опытов обезжиривали в кипящем толуоле и протирали активированным углем.

В своей работе И.В. Крагельский [2] привел характерную кривую распределения нормальных напряжений β на поверхности $A\gamma$ (рис. 2), начало координат, которой находится в точке A , удаленной от режущей кромки сверла на расстояние C , равное ширине контакта стружки с передней поверхностью и соответствующая точке отрыва ее от передней поверхности. Следовательно, расстояние C' и C'_1 , находим по формулам:

$$C' = 1 - \sqrt[n]{\frac{\tau_T - \tau_o}{\rho\beta}}; \quad C'_I = C'(1 - \sqrt[n]{\frac{\tau_T - \tau_o}{\rho\beta}})$$

где n – показатель степени; τ_o – сопротивление сдвигу материала стружки.

По мере приближения к режущей кромке (точке О) нормальные напряжения ρ возрастают в десятки раз, так как они изменяются по экспоненциальному закону. Поэтому этот участок передней поверхности стандартных сверл условно делится на две части: первый «ОВ», или зона торможения (застойная); второй – «АВ» зона внешнего трения. Зона «ОВ» является участком активного наростообразования при определенных режимах резания (от 10 до 50 м/мин), что подтверждается различными работами. Из этого следует, что тангенциальная прочность адгезионной связи на этом участке имеет некоторое среднее значение $\Delta\tau_y$ (см. табл.).

Форма эпюры нормальных напряжений не изменяется от условий об

Таблица - Суммарные значения $\Delta\tau_y$, МПа на поверхности $A\gamma$ стандартных сверл

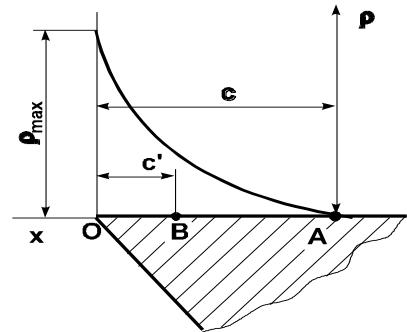


Рис. 2 – Характерная эпюра распределения нормальных напряжений ρ на поверхности $A\gamma$ режущего инструмента

N, H	20° C	100° C	200° C	300° C	400° C	ρ , МПа
						$\Sigma\Delta\tau_y$, МПа
P6M5Ф3	500	29,7	25,1	23,2	23,3	57,9
	1000	48,9	33,5	41,2	34,8	115,7
	1500	65,3	54,7	52,4	44,4	173,6
	2000	81,3	70,2	58,7	47,8	231,4
$\Delta\tau_y$, МПа		56,30	47,87	43,87	37,57	32,42
P6M5Ф3 +покрытие КОН Ti 6	500	20,9	20,6	19,0	17,7	57,9
	1000	37,6	35,5	28,9	24,9	115,7
	1500	59,0	47,8	41,9	33,0	173,6

изн.	2000	67,9	61,3	51,7	38,8	36,3	231,4
$\Delta\tau_\gamma$, МПа		46,35	41,30	35,37	28,60	24,32	
P6M5Ф3 +покрытие КОН TiN 10	500	19,8	19,9	17,5	14,5	10,2	57,9
	1000	32,5	29,6	26,7	19,4	17,5	115,7
	1500	48,8	37,7	35,5	25,6	19,8	173,6
	изн.	2000	65,4	50,0	44,3	33,1	28,7
$\Delta\tau_\gamma$, МПа		41,62	34,30	31,00	23,15	19,05	

работки для различных материалов, поэтому можно полагать, что при изменении среднего значения тангенциальной прочности адгезионной связи $\Delta\tau_\gamma$ (см. рис. 3) на поверхности $A\gamma$ сверла в зависимости от скорости резания будет отражаться изменение силы адгезионного взаимодействия. Тангенциальная прочность адгезионной связи $\Delta\tau_\gamma$ на поверхности $A\gamma$ меньше, чем такое же значение на задних поверхностях, поэтому $\Delta\tau_\alpha$ имеет некоторое среднее значение.

В процессе проведения исследований было установлено, что около 90% всех нормальных и касательных напряжений приходится на участок ОВ внутреннего скольжения, что согласуется с данными работ Н.Н. Зорева и Б.И. Костецкого и др., а 10% на участок АВ. Отсюда следует, что весьма важно знать пути влияния различных параметров резания на протяженность участка ОВ, а также адгезионную составляющую коэффициента трения μ_{a_γ} (рис. 4) и соотношения адгезионной составляющей к суммарной удельной силе трения $\tau_{a_\gamma} / \Delta\tau_\gamma$ (см. рис. 5).

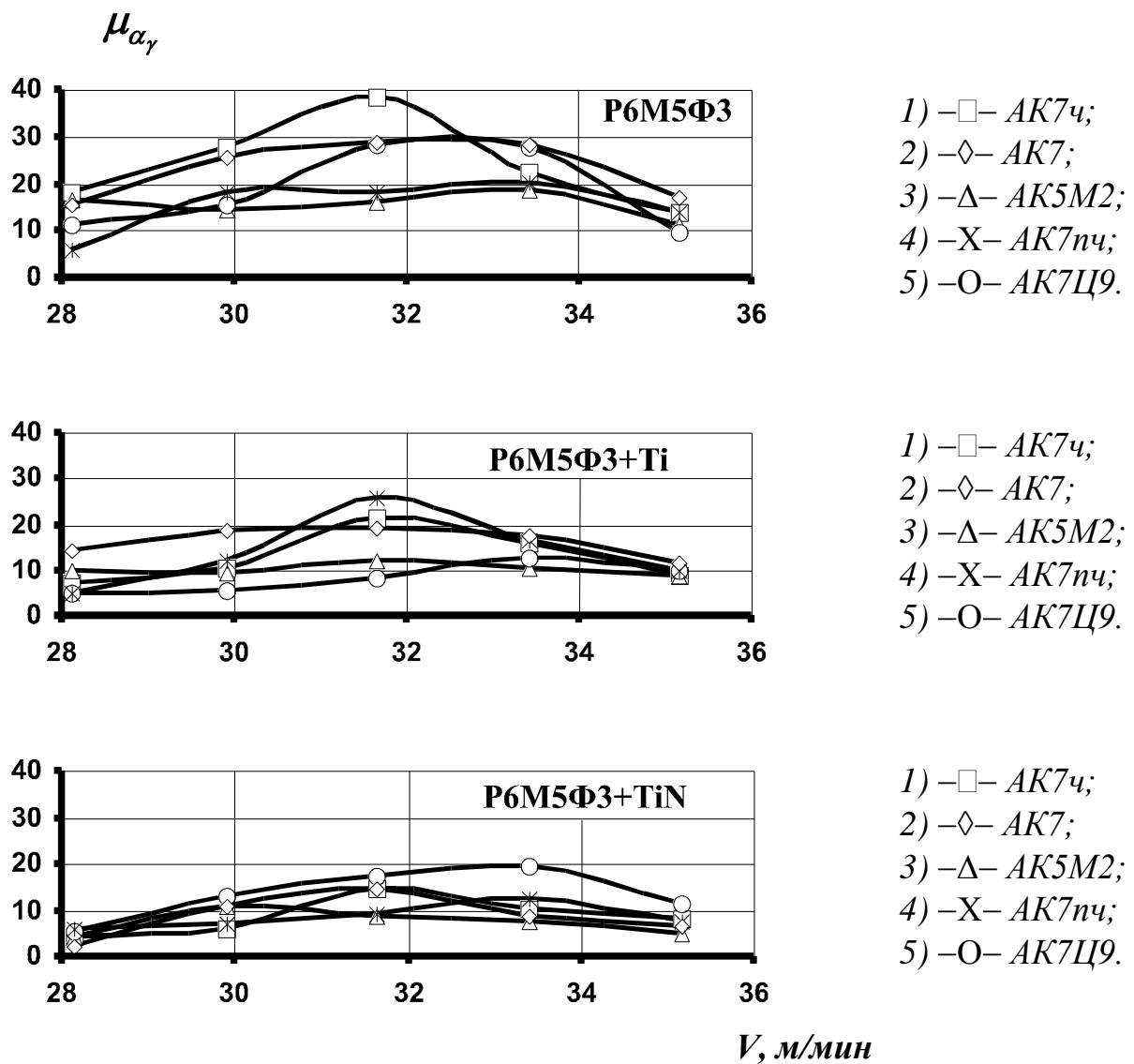


Рис. 3 – Влияние скорости резания $V, \text{м/мин}$ на адгезионную составляющую коэффициента трения μ_{α_γ} на поверхности $A\gamma$, при взаимодействии стали P6M5Ф3, износостойких покрытий КОН Ti 6 изн. и КОН TiN 10 изн. с алюминия.

На прочность адгезионного шва на поверхности $A\gamma$ между обрабатываемым и инструментальным материалом, оказывают влияние два фактора тепловое разупрочнение и наклеп под действием нормальных напряжений.

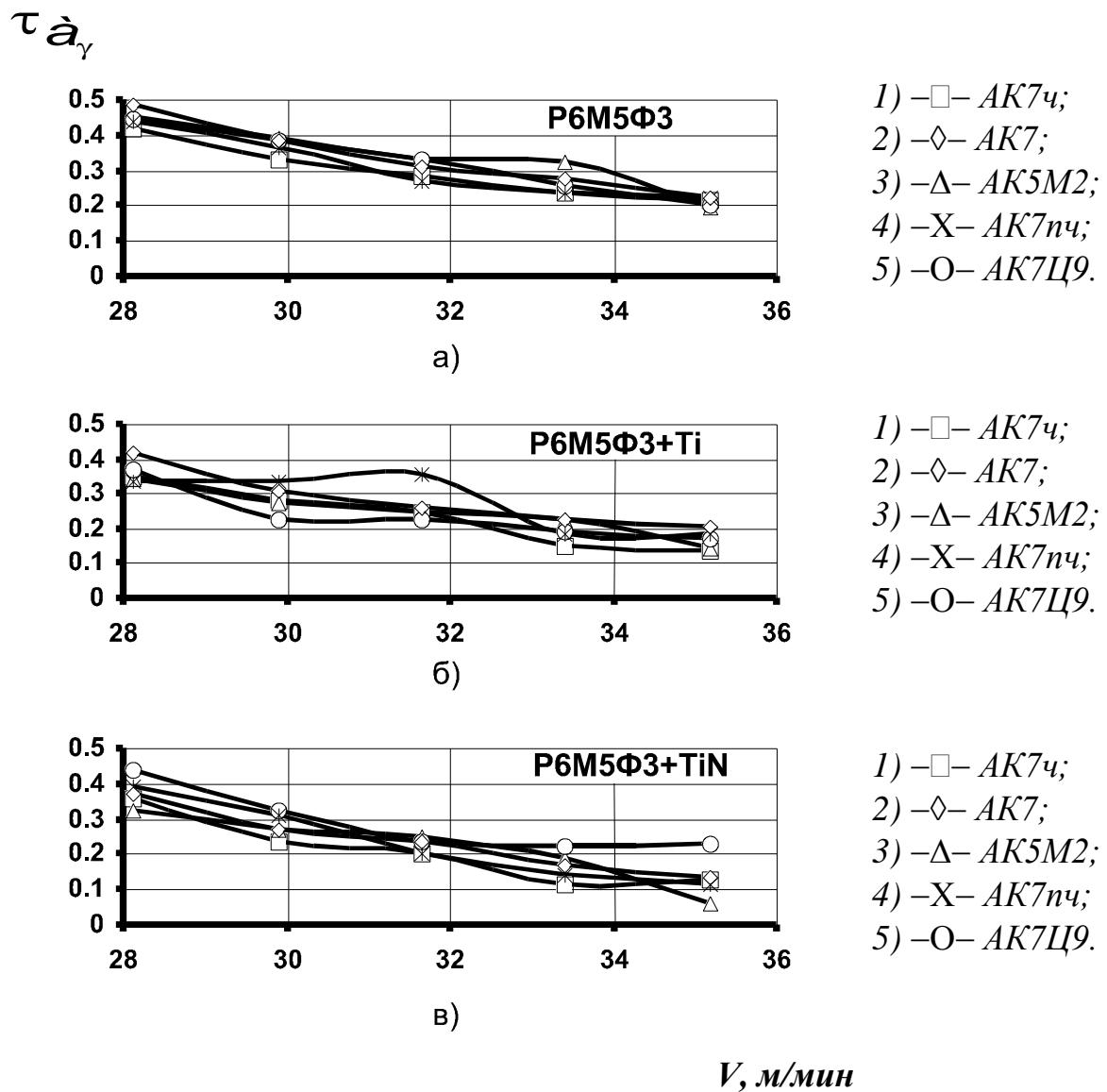
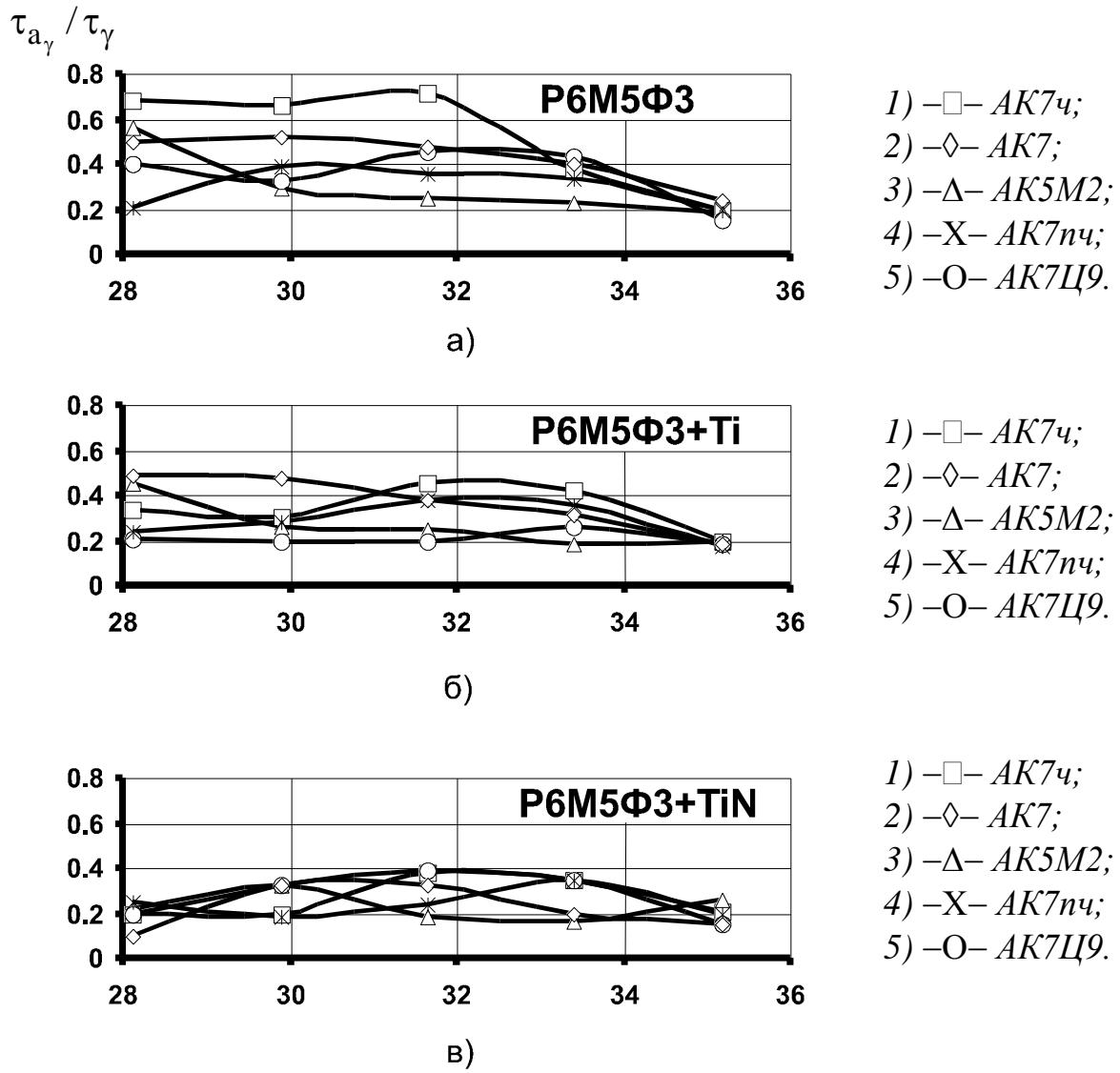


Рис. 4 – Влияние скорости резания V , м/мин на адгезионную составляющую суммарной удельной силы трения $\Delta\tau_{\gamma}$, МПа на поверхности $A\gamma$, при взаимодействии стали Р6М5Ф3, износостойких покрытий КОН Ti 6 изн. и КОН TiN 10 изн с алюминиями.

Для литейных алюминиев коэффициент упрочнения β на поверхности $A\gamma$ с увеличением температуры $\Theta^\circ C$ уменьшается, но вместе с тем он немного меньше, чем по задней поверхности. Поэтому преимущественное влияние оказывает снижение прочности мостиков схватывания под действием возрастающей температуры в зоне резания. В результате чего прочность адгезионного шва, при увеличении скорости резания в начале выбранного

интервала несколько возрастает, а затем резко снижается по аналогии с коэффициентом упрочнения β . В связи с этим зависимость $\Delta\tau_\gamma$ от скорости резания V , м/мин определяется характером изменения нормальных напряжений.



V , м/мин

Рис. 5 – Влияние скорости резания V , м/мин на соотношение адгезионной составляющей к суммарной удельной силы трения $\tau_{a\gamma} / \tau_\gamma$ на поверхности $A\gamma$, при взаимодействии стали Р6М5Ф3, износостойких покрытий КОН Ti 6 изн. и КОН TiN 10 изн. с ЛАС.

При обработке глубоких отверстий в литейных алюминиевых сплавах

при взаимодействии со сталью Р6М5Ф3, нормальные напряжения ρ , как отмечалось ранее, возрастают в пять раз, но это вызывает небольшое увеличение $\Delta\tau_{a_\gamma}$ в начале интервала скоростей, а в конце интервала его резкое снижение в два раза (рис. 4). Следовательно, уменьшение нормальных напряжений сопровождается снижением тангенциальной прочности адгезионной связи $\Delta\tau_\gamma$.

Адгезионная составляющая коэффициента трения μ_{a_γ} уменьшается с увеличением скорости резания V , м/мин, что вызвано повышением нормальных напряжений, потому что влияние скорости резания на μ_{a_γ} , подобно влиянию скорости резания на адгезионную составляющую коэффициента трения μ_{a_γ} .

Деформационная составляющая коэффициента трения μ_{∂_γ} по поверхности $A\gamma$ рассчитана по формуле: $\mu_{\partial_\gamma} = \mu_\gamma - \mu_{a_\gamma}$, где μ_γ – коэффициент трения по поверхности $A\gamma$, μ_{a_γ} – адгезионная составляющая коэффициента трения по поверхности $A\gamma$.

Коэффициент трения μ_γ находим из соотношения тангенциальной прочности адгезионной связи к нормальному напряжению по формуле М.Ф. Полетики: $\mu_\gamma = \tau_\gamma / \rho$.

Коэффициент μ_{∂_γ} на поверхности $A\gamma$ изменяется в небольших пределах от 0,05 до 0,006, и значительно меньше, чем по задней поверхности приблизительно в три раза, при взаимодействии литьевых алюминиевых сплавов со сталью Р6М5Ф3, ИзТП. То есть, изменение среднего коэффициента трения μ_γ на поверхности $A\gamma$, обусловлено, преимущественно, изменением адгезионной составляющей.

При резании сплава АК7 влияние скорости резания на μ_{a_γ} имеет нелинейный вид, коэффициент трения изменяется в пределах от 0,5 до 0,13. Наибольшее значение μ_{a_γ} имеет при скорости резания 28,13 м/мин. При этом

применение ИзТП снижает в среднем значение μ_{a_γ} для покрытия Ti в 1,1 раза, а для TiN в 1,4 раза.

При резании сплава АК7ч влияние скорости резания на μ_{a_γ} имеет нелинейный вид, коэффициент трения изменяется в пределах от 0,5 до 0,06. Наибольшее значение μ_{a_γ} имеет при скорости резания 28,13 м/мин. Применение ИзТП Ti и TiN снижает в среднем значение μ_{a_γ} на 1,4 и 1,6 раза соответственно.

При резании сплава АК7пч влияние скорости резания на μ_{a_γ} имеет нелинейный вид, коэффициент трения изменяется в пределах от 0,5 до 0,2. Наибольшее значение μ_{a_γ} имеет при скорости резания 28,13 м/мин. Применение ИзТП Ti и TiN снижает в среднем значение μ_{a_γ} на 1,4 и 1,1 раза соответственно.

При резании сплава АК5М2 влияние скорости резания на μ_{a_γ} имеет нелинейный вид, при взаимодействии со сталью Р6М5Ф3 и покрытием TiN, а при взаимодействии с Ti ярко выраженный горообразный характер. Наибольшее значение μ_{a_γ} имеет при скорости резания для Ti 1,65 м/мин, а для остальных при скорости резания 28,13 м/мин. Применение ИзТП Ti и TiN снижает в среднем значение μ_{a_γ} на 1,1 и 1,3 раза соответственно.

При резании сплава АК7Ц9 влияние скорости резания на μ_{a_γ} имеет нелинейный вид, и изменяется незначительно в пределах от 0,5 до 0,15. Наибольшее значение μ_{a_γ} имеет при скорости резания 28,13 м/мин. Применение ИзТП Ti и TiN снижает в среднем значение μ_{a_γ} в 1,2 и 1,4 раза соответственно.

Адгезионная составляющая коэффициента трения μ_{a_γ} для литейных

алюминиевых сплавов не одинакова. Это обусловлено наличием в структуре этих сплавов различных компонентов, и адгезионным взаимодействием этих сплавов с быстрорежущей сталью и тонкими износостойкими покрытиями.

Отношение адгезионной составляющей к суммарной силе трения $\tau_{a_\gamma} / \Delta\tau_\gamma$ (рис. 5) характеризует вклад сил адгезии при взаимодействии в процессе фрикционного контакта исследуемых пар материалов по поверхности $A\gamma$. Применение ИзТП снижает значение отношения $\tau_{a_\gamma} / \Delta\tau_\gamma$ в этом интервале скоростей резания.

Отношение $\tau_{a_\gamma} / \Delta\tau_\gamma$ имеет наибольшее значение при резании сплава АК7 сталью Р6М5Ф3 в начале выбранного интервала скоростей резания. При увеличении скорости резания отношение $\tau_{a_\gamma} / \Delta\tau_\gamma$ в начале увеличивается до 0,7, а затем резко снижается до 0,15, то есть имеет горообразный вид. Поэтому в области относительно низких скоростей выбранного интервала для этой пары исследуемых материалов преобладает адгезионное взаимодействие, а в области относительно высоких скоростей здесь преобладает механическое взаимодействие. В этом случае основное влияние на интенсивность износа на поверхности $A\gamma$ будут оказывать силы механического взаимодействия микронеровностей поверхности инструмента с обрабатываемым материалом.

При обработке литьевых алюминиевых сплавов быстрорежущей сталью Р6М5Ф3 с ИзТП по поверхности $A\gamma$ преобладает механическое взаимодействие в выбранном интервале скоростей резания. Поэтому для снижения значений механического взаимодействия микронеровностей поверхности стружкоудалительных канавок с обрабатываемым материалом, необходимо подвергать их дополнительной механической обработке (шлифованию и полированию), эти выводы подтверждаются различными работами.

Таким образом, на основе совместного анализа данных моделирования и закономерностей изменения контактных характеристик в зоне резания, на поверхностях $A\gamma$ установлены соотношения адгезионной и механической

составляющих удельной силы трения, дающие представление о роли адгезионного и механического факторов в процессе фрикционного взаимодействия инструмента и обрабатываемого материала. Очевидно, что чем выше тангенциальная прочность адгезионной связи на поверхности $A\gamma$ по сравнению с суммарной силой трения, тем значительнее будет роль сил адгезии.

При глубоком безвыводном сверлении в литейных алюминиевых сплавах основное влияние на поверхность $A\gamma$ оказывают в процессе трения силы адгезионного взаимодействия для сплава АК7, для остальных сплавов – механического взаимодействия.

Выводы:

1. На специально разработанной моделирующей установке по определению тангенциальной прочности адгезионной связи τ_a и механической составляющей силы трения μ_{def} , были проверены закономерности изменения τ_a и μ_{def} для исследуемых пар материалов в зависимости от контактного давления и температуры. При анализе данных, полученных в ходе проведения экспериментов, было установлено: исследуемые закономерности адгезионного и механического взаимодействия литейных алюминиев с поверхностями $A\gamma$ и $A\alpha$ сверл из стали Р6М5Ф3, с нанесенными на них ИзТП подчиняются биноминальному закону молекулярного трения. Следовательно, на поверхности $A\gamma$ тангенциальная прочность адгезионной связи хорошо описывается уравнением:

$$\tau_\gamma = \tau'_o + \beta\rho$$

2. Сдвиговое сопротивление адгезионной связи экстремально изменяется в зависимости от температуры в связи с противоположным влиянием двух факторов: а) термической активацией адгезионного взаимодействия; б) тепловым разупрочнением мостиков схватывания. Коэффициент упрочнения адгезионной связи β с повышением температуры изменяется при фрикционном контакте исследуемых пар материалов в пределах от 1,6 до 3,8 на поверхности $A\gamma$.

3. Основное влияние на тангенциальную прочность адгезионного взаимодействия по контактных площадках на поверхностях $A\gamma$ сверла при глубоком безвыводном сверлении в литейных алюминиях оказывают нормальные

напряжения ρ , в соответствии с изменением которых прочность адгезионной связи между обрабатываемым и инструментальным материалом изменяется в значительных пределах от 2 до 7 раз. Тепловое разупрочнение адгезионной связи (мостиков схватывания) и упрочнение поверхностного слоя заготовки под действием нормальных напряжений оказывает одинаковое влияние на прочность адгезионного взаимодействия, в связи с чем тангенциальная прочность адгезионной связи для наших условий изменяется в незначительных пределах до 15%.

4. При фрикционном контактировании сверл с тонкими износостойкими покрытиями нитрида и карбида титана и литейных алюминиев по поверхности A_{γ} инструмента преобладает механическое взаимодействие.

Список используемых источников:

1. Котляров А.Я. и др. Прочность адгезионной связи резца со стружкой при прерывистом резании сплавов титана. // Станки и инструмент. - 1979. - №9. - С. 19-21.
2. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. - М.: Машиностроение, 1977. - 526 с.
3. Маршуба В.П.. Адгезионное взаимодействие быстрорежущей стали с литейными алюминиевыми сплавами. // Труды VII Международного семинара 24-28 сентября "Высокие технологии в машиностроении: тенденции развития, менеджмент, маркетинг." - Харьков: ХГПУ, - 1997. - С. 185-187.
4. Маршуба В.П., Плахотникова И.Б., Маршуба О.В. Моделирующая установка по определению адгезионной составляющей силы трения в процессе резания материалов. // Вісник НТУ "ХПІ". Зб. наук. пр. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Х.: НТУ "ХПІ", 2008. № 23, - С. 56-64.

Маршуба В.П., Сичов Ю.И., Чернякова О.В. «Определение механической и адгезионной составляющих силы трения по передней поверхности спирального сверла на моделирующей установке»

Статья посвящена определению тангенциальной прочности адгезионной связи и механической составляющей силы трения по передней поверхности спирального сверла на специально разработанной моделирующей установке. При анализе данных, полученных в ходе проведения экспериментов, было установлено: что исследуемые закономерности адгезионного и механического взаимодействия литейных алюминиев с поверхностями $A\gamma$ и $A\alpha$ сверл из стали Р6М5Ф3, с нанесенными на них износостойкими покрытиями подчиняются биноминальному закону молекулярного трения. Сдвиговое сопротивление адгезионной связи экстремально изменяется в зависимости от температуры в связи с противоположным влиянием двух факторов: термической активацией адгезионного взаимодействия; тепловым разупрочнением мостиков схватывания.

Ключевые слова: адгезия; трение; спиральное сверло; тепло; мостики схватывания.

Мариуба В.П., Сичов Ю.І., Чернякова О.В. «Визначення механічною і адгезійною складових сили тертя по передній поверхні спірального свердла на моделюючій установці»

Стаття присвячена визначенню тангенціальної міцності адгезійного зв'язку і механічної сили тертя, що становить по передній поверхні спірального свердла на спеціально розробленій моделюючій установці. При аналізі даних, отриманих в ході проведення експериментів, було встановлено: що досліджувані закономірності адгезійної і механічної взаємодії ливарних алюминиев з поверхнями $A\gamma$ і $A\alpha$ свердел із сталі Р6М5Ф3, з нанесеними на них ізносостійкими покриттями підкоряються біноміальному закону молекулярного тертя. Сдвиговий опір адгезійному зв'язку екстремально змінюється залежно від температури у зв'язку з протилежним впливом двох чинників: термічною активацією адгезійної взаємодії; тепловим разупрочнением містків схоплювання.

Ключові слова: адгезія; тертя; спіральне свердло; тепло; містке схоплювання.

Marshuba V.P., Sichuov U.I., Chernyakova O.V. «Determination mechanical and адгезионной constituents of force of friction on the front surface of spiral drill on the designing setting»

The article is devoted to determination of tangential durability of adgezionnoy connection *and* mechanical making force of friction on the front surface of spiral drill on the specially developed designing setting. During the analysis of data, got experiments during in the process experiments it was stated that the probed conformities of adgezionneg and mechanical co-operation of castings aluminizes with the surfaces of $A\gamma$ and $i A\alpha$ of stud drills, with the wear proof coverage's inflicted on them submit to binominal'nomu law of molecular friction. Sdvigovoe resistance adgezionnoy connection changes extremely depending on the temperature in connection with opposite influence of two factors: thermal activating of adgezionnogo co-operation; and thermal razuprochneniem bridges of grasping.

Key words: adgezions; friction; spiral drill; warm; grasping bridges.

Тарасюк А.П., Кобеляков П.В.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА СУММАРНОЙ ПЛОЩАДИ СЕЧЕНИЯ СРЕЗА И МГНОВЕННОЙ ОКРУЖНОЙ СИЛЫ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ИНСТРУМЕНТАМИ С РАЗНОНАПРАВЛЕННЫМИ КРОМКАМИ

1. Постановка проблемы

Уже более двух десятилетий для обработки волокнистых полимерных композиционных материалов используются фрезы с разнонаправленными режущими кромками (рис. 1).

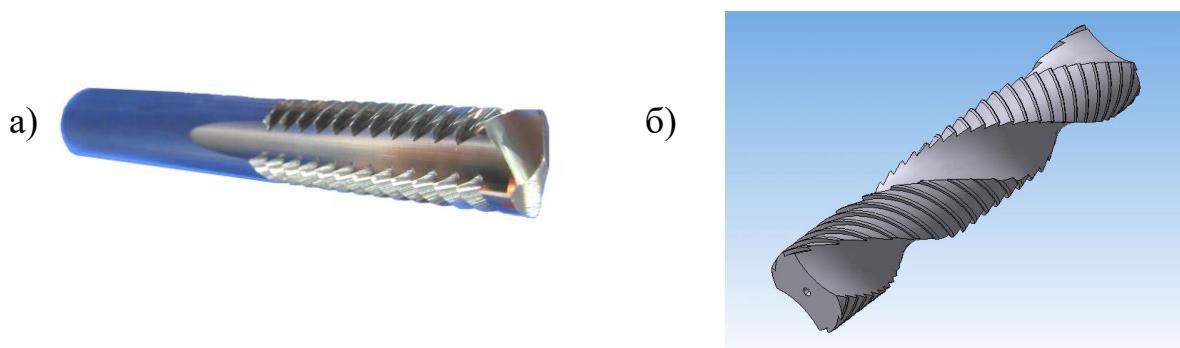


Рис. 1 - Фрезы с разнонаправленными режущими кромками

а - Фреза с РНРК с прямой стружечной канавкой; б - 3D модель рабочей части фрезы с РНРК с винтовой стружечной канавкой

Эффективность этих инструментов особенно при обработке полимеров армированных органическими волокнами обеспечивается возможностью избегать специфического дефекта на обработанной поверхности - так называемой «ворсистости» за счет конструктивных и геометрических особенностей фрез.

Однако, несмотря на уже достаточно большую длительность использования этих инструментов, процесс резания с их применением

исследован недостаточно полно. К числу вопросов, которые, по данным литературных источников, практически не исследована – относится изменение параметров среза и суммарной мгновенной окружной силы при фрезеровании. Без изучения этих вопросов нельзя исследовать динамические характеристики процесса резания, что особенно важно для использования этих инструментов, поскольку они применяются в диапазонах частот вращения шпинделя 2000÷50000 об/мин.

2. Основной материал

При проведении расчетов нами использовался более общий случай – применение фрезы с формой рабочей части в соответствии с рис. 1б.

Суммарная площадь сечения среза и суммарная мгновенная окружная сила при фрезеровании с фрезой с винтовым зубом определяются зависимостями [1]:

$$F_{cym} = \frac{s_z D}{2 \sin \omega_1} \sum_{i=1}^m (\cos \theta_1 - \cos \theta_2). \quad (1)$$

$$P_z = \frac{2^{1-k}}{2-k} C_p C_\omega D \cot \omega \cdot s_z^{1-k} \left[\sin^{2-k} \left(\frac{\theta_2}{2} \right) - \sin^{2-k} \left(\frac{\theta_1}{2} \right) \right]. \quad (2)$$

где θ_1, θ_2 – мгновенные углы контакта крайних точек зуба.

На рис. 2 представлены примеры мгновенного положения цилиндрической косозубой фрезы и косозубой фрезы с разнонаправленными режущими кромками при ширине фрезерования b и с мгновенным углом контакта θ_m . Как видно из данного рисунка, определение F_{cym} и P_z для варианта b является более сложной задачей, так как достаточно сложно определить длину рабочих зубьев находящихся в контакте, а значит и углов θ_{1i} и θ_{2i} . Также проблематично определение количества контактирующих зубьев. Это связано с тем, что для случая a мы знаем максимальную рабочую длину лезвий l_{max} , которая для всех зубьев одинакова, а в случае b максимальная рабочая длина всех зубьев, находящихся в области контакта, разная. Причиной этого являются

геометрические особенности фрезы. В результате нет единой формулы, которая бы описывала длину контакта каждого зуба. Задача усложняется тем, что в области контакта могут находиться зубья, как с левым наклоном, так и с правым.

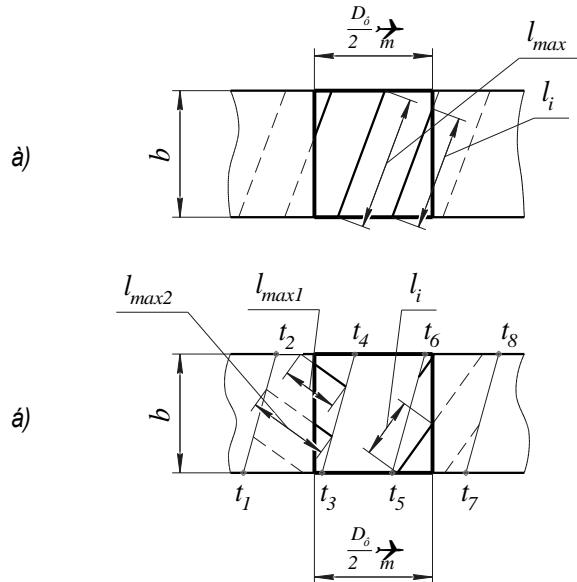


Рис. 2 – Схема расположения зубьев в области контакта с деталью при мгновенном положении фрезы:

a – цилиндрической косозубой; *б* – концевой косозубой, с разнонаправленными режущими кромками.

Вследствие этого возникла необходимость поиска новых моделей, позволяющих минимизировать переменность сил резания при обработке фрезами с РНРК. В работе проведено моделирование силовых закономерностей работы фрезы с РНРК, которые позволили определить зависимость силы резания от геометрических параметров фрезы и режимов резания.

Для решения поставленной задачи составим математическую модель, описывающую суммарную площадь сечения среза и мгновенную силу резания при некотором угле поворота фрезы вокруг своей оси ψ_i , при $0^\circ \leq \psi \leq 360^\circ$.

Изобразим развертку фрезы и внесем ее в систему координат, как показано на рис. 3:

- $A_I B_I B_I' A_I'$ – полная развертка фрезы, ограниченная сверху и снизу шириной фрезерования b .

- Точки A_1 , A_1' являются характерными точками положения фрезы, соответствующие $\psi = 0^\circ$ и $\psi = 360^\circ$.
 - $A_1B_1C_1D_1$ – поверхность с левонаправленными режущими кромками (ЛРК).
 - $A_2B_2C_2D_2$ – поверхность с правонаправленными режущими кромками (ПРК).
 - $D_1C_1B_2A_2, D_2C_2B_1'A_1'$ – винтовые канавки.
 - $EFGH$ – поверхность контакта фрезы с обрабатываемой деталью, соответствующая углу поворота фрезы $\psi = 0^\circ$.
 - $E'F'G'H'$ – поверхность контакта фрезы с обрабатываемой деталью, соответствующая углу поворота фрезы $\psi = 360^\circ$.

Положение фрезы при $\psi = 0^\circ$ идентично положению при $\psi = 360^\circ$, поэтому количество контактирующих зубьев, их длина, а соответственно и значения F_{cym} и P_z для этих положений будут идентичны. Для того чтобы это изобразить графически, на рис. 3 изображена поверхность $A_1'B_1'C_1'D_1'$ – это поверхность $A_1B_1C_1D_1$ смещенная вправо на угол полного оборота фрезы (360°), т.е. в точку, в которой она будет находиться в начале следующего оборота.

Таким образом, внутри прямоугольников $EFGH$ и $E'F'G'H'$ мы видим идентичную картину.

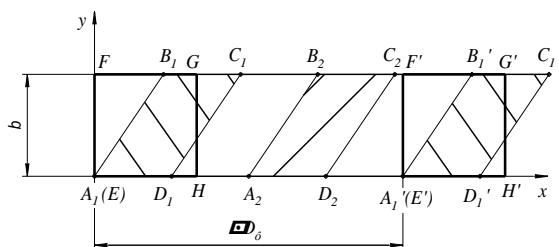


Рис. 3 – Площадь контакта развертки фрезы с обрабатываемой заготовкой

На рис. 4 изображена фреза с обрабатываемой деталью и указаны следующие параметры:

D_ϕ – диаметр фрезы;

ζ — угол наклона винтовой канавки;

ω – угол наклона режущих кромок;

t_n – нормальный шаг зубьев фрезы;

φ – угол обхвата винтовой канавки;

b – ширина фрезерования;

S_z – величина подачи на зуб;

t – глубина фрезерования;

Θ_m – максимальный угол контакта;

V – направление главного движения фрезы;

S – направление движения подачи.

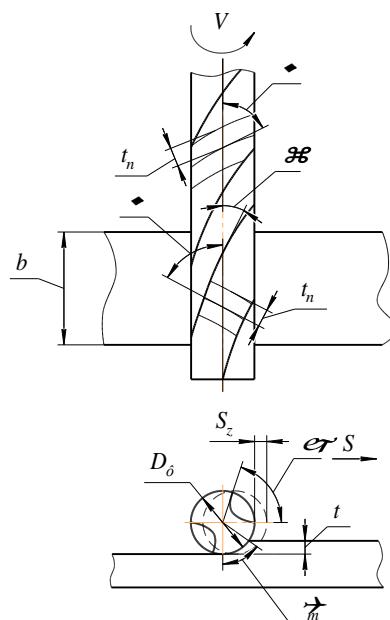


Рис. 4 – Геометрические параметры фрезы и параметры режимов резания

Для того чтобы найти углы Θ_{1i} и Θ_{2i} для i -й кромки, необходимо определить какие и сколько кромок находится в области контакта, после чего для каждой из них найти начальный и конечный углы контакта. Для более четкого представления о том, какие именно углы должны участвовать в расчетах, рассмотрим возможные варианты положения режущих кромок относительно прямоугольника $EFGH$ (рис. 5):

а – крайние точки кромки лежат внутри прямоугольника контакта;

б – точки лежат за пределами прямоугольника контакта.

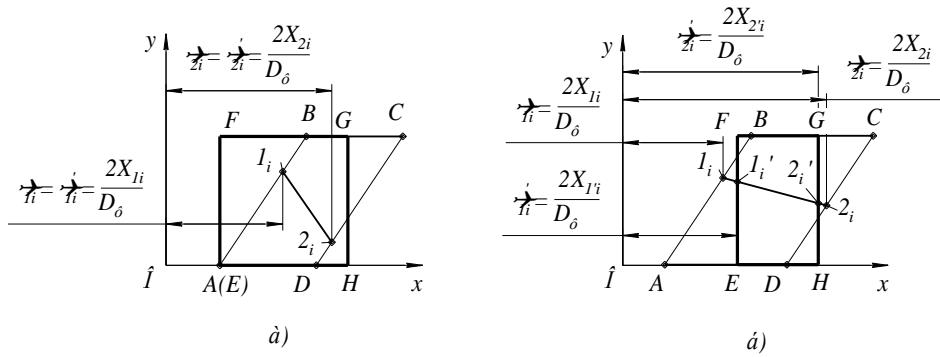


Рис. 5 – Варианты положения кромок относительно поверхности контакта инструмента и заготовки

Таким образом, кромка может полностью или частично находиться в области контакта, или же лежать за ее пределами. Если кромка полностью лежит в области контакта, как в случае (a), то искомыми будут углы между точкой O и точками 1_i и 2_i . Если же кромка находится в области контакта частично, как в случае (б), то в расчет берутся углы между точкой O и точками пересечения кромки с поверхностью контакта ($1'_i$ и $2'_i$). Возможны различные комбинации для этих вариантов, когда кромка одной из точек лежит в области контакта, а другой – за ее пределами.

Для определения искомых углов необходимо знать абсциссы соответствующих точек, после чего их можно найти по формуле (3):

$$\Theta_i = x_i \frac{2}{D_\phi}. \quad (3)$$

Имея значения этих углов можно рассчитать значения F и P_z для i -й кромки. Рассмотрим более подробно принцип нахождения углов Θ_{1i} и Θ_{2i} , используя ранее описанную методику.

Изобразим развертку винтовой рабочей поверхности фрезы $(ABCD)$, наклоненной под углом ζ к оси фрезы и ограниченной шириной фрезерования b (рис. 4). Точка A лежит в начале системы координат XOY . Через точку A под

углом ω к оси X проведем прямую N . Начиная с точки A , разобьем прямую на участки, равные нормальному шагу зубьев t_n .

В действительности шаг зубьев не совпадает с точкой A , но то, что мы приняли идеальный вариант, не влечет за собой существенный погрешностей в расчетах.

В пределах интервала проводим отрезки под углом ω к оси Y – режущие кромки фрезы. Количество зубьев, которое попадает в область поверхности $ABCD$, является величиной переменной и зависит от ширины фрезерования, угла наклона винтовой канавки и ширины рабочей поверхности фрезы.

Определение количества зубьев, находящихся в работе, мы рассмотрим ниже.

Построим точку K_1 , которая находится на пересечении прямой, проведенной через отрезок AB и прямой, проведенной из точки C параллельно режущим кромкам.

Для удобства расчетов все угловые величины принимались в радианах.

Определим вспомогательные линейные размеры $Lr_1–Lr_4$, которые необходимы для дальнейших расчетов.

Как видно из рисунка, величину Lr_1 можно определить по формуле (4):

$$Lr_1 = (\pi - \varphi) \cdot \frac{D_\phi}{2}. \quad (4)$$

Величину Lr_2 определяем из треугольника AK_2B по формуле (5):

$$Lr_2 = \frac{b}{\cos \zeta}. \quad (5)$$

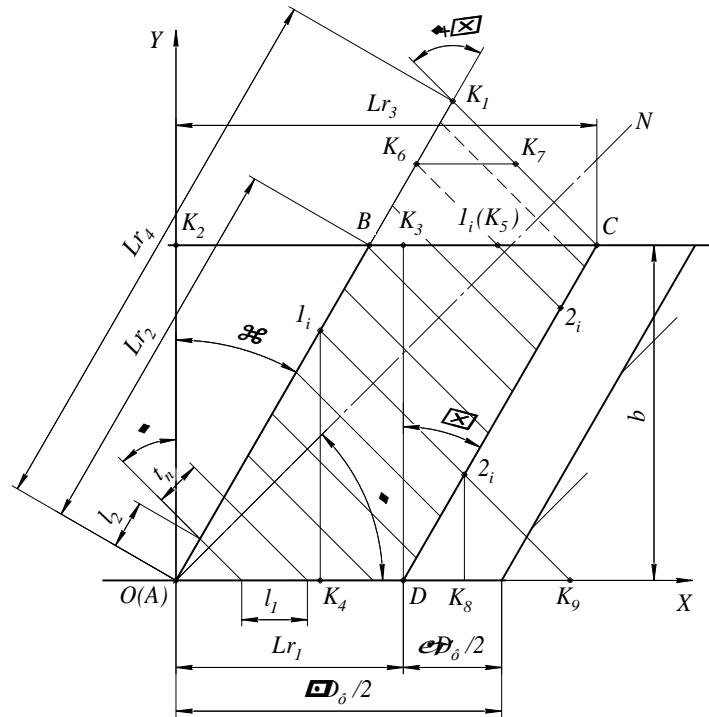


Рис. 6 – Определение координат точек I_i и 2_i для ЛРК

Lr_3 состоит из двух отрезков: $K_2 K_3 = Lr_1$ и $K_3 C$, величину которого можно найти из треугольника DK_3C . В результате получим зависимость (6):

$$Lr_3 = b \cdot \tan \zeta + Lr_1. \quad (6)$$

Lr_4 состоит из двух отрезков: $AB = Lr_2$ и $K_1 B$, величину которого можно найти из треугольника BK_1C . В результате получим зависимость (7):

$$Lr_4 = \frac{Lr_1 \cdot \cos \omega}{\sin(\omega + \zeta)} + Lr_2. \quad (7)$$

Определим количество кромок, находящихся в рабочей зоне по формуле (8). Из зависимости n_{kp} уберем дробную часть и получим искомую величину:

$$n_{kp} = \frac{Lr_4}{t_n}. \quad (8)$$

Шаг зубьев вдоль прямой AD определим по формуле (9):

$$l_1 = \frac{t_n}{\cos \omega}. \quad (9)$$

Шаг зубьев вдоль прямой AB определим по формуле (10):

$$l_2 = \frac{t_n}{\cos(\omega + \zeta)}. \quad (10)$$

К именам всех переменных, которые касаются рабочих поверхностей с ЛРК ($A_1B_1C_1D_1$) и ПРК ($A_2B_2C_2D_2$) будем прибавлять индексы соответственно «*л.*» и «*п.*».

Получим зависимости, описывающие абсциссы точек I_i каждой из режущих кромок. Как видно из рис. 6, точка I_i каждой из кромок может занимать два положения: 1) принадлежать отрезку AB ; 2) принадлежать отрезку BC .

Если точка I_i принадлежит отрезку AB , то значение ее абсциссы определяется из треугольника AK_4I_i по формуле (11):

$$X_{л.1i} = AK_4 = l_2 \cdot i \cdot \sin \zeta; \quad (11)$$

где i – номер кромки. Нумерация кромок идет, начиная от самой ближней к точке A и до самой ближней к точке C .

Если точка I_i принадлежит отрезку BC , то ее абсцисса определяется по формулам (12). Расчет параметра проведен по треугольнику $K_1 K_6 K_7$:

$$X_{л.1i} = Lr_3 - K_3C = Lr_3 - K_6K_7 = Lr_3 - \frac{(Lr_4 - l_2 \cdot i) \cdot \sin(\omega + \zeta)}{\cos \omega}; \quad (12)$$

Аналогично определим абсциссы точек для 2_i каждой из режущих кромок. Точка 2_i каждой из кромок может занимать два положения: 1) принадлежать отрезку AD ; 2) принадлежать отрезку DC .

Если точка 2_i принадлежит отрезку AD , то ее абсцисса определяются по формуле (13):

$$X_{\pi.2i} = l_1 \cdot i; \quad (13)$$

Если точка 2_i принадлежит отрезку DC , то ее абсцисса определяется з подобия треугольников $A1_iK_9 - D2_iK_9$ и $K_41_iK_9 - K_82_iK_9$ по формуле (14):

$$X_{\pi.2i} = Lr_1 + DK_8 = Lr_1 + \frac{(l_2 \cdot l_1 \cdot i - l_2 \cdot Lr_1) \cdot \sin \zeta}{l_1}; \quad (14)$$

Аналогично определяем абсциссы точек 1_i и 2_i для ПРК (рис. 6).

За начальную точку отсчета выбираем точку D . Переменные параметры Lr_4 и l_2 определяются по формулам (7), (10):

$$l_2 = \frac{t_n}{\cos(\omega - \zeta)}; \quad (15)$$

$$Lr_4 = \frac{Lr_1 \cdot \cos \omega}{\sin(\omega - \zeta)} + Lr_2. \quad (16)$$

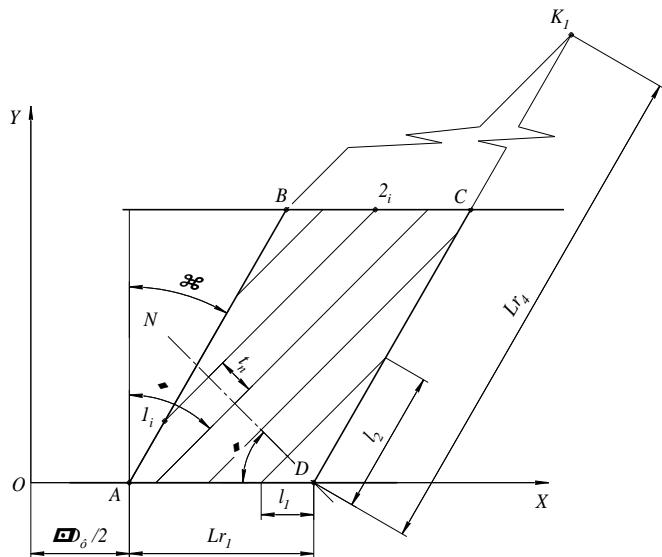


Рис. 7 – Определение абсцисс точек 1_i и 2_i для ПРК

Если точка 1_i принадлежит отрезку AD , то ее абсциссы определяются по формуле (17):

$$X_{n.1i} = \frac{\pi \cdot D_\phi}{2} + Lr_1 - l_1 \cdot i; \quad (17)$$

Если точка 1_i принадлежит отрезку AB , то ее абсциссы определяются по зависимости (18):

$$X_{n.1i} = \frac{\pi \cdot D_\phi}{2} + \frac{(l_2 \cdot l_1 \cdot i - l_2 \cdot Lr_1) \cdot \sin \zeta}{l_1}; \quad (18)$$

Если точка 2_i принадлежит отрезку DC , то ее абсциссы определяются по зависимости (19):

$$X_{n.2i} = \frac{\pi \cdot D_\phi}{2} + Lr_1 + l_2 \cdot i \cdot \sin \zeta; \quad (19)$$

Если точка 2_i принадлежит отрезку BC , то ее абсциссы определяются по зависимости (20):

$$X_{n.2i} = \frac{\pi \cdot D_\phi}{2} + Lr_1 + b \cdot \tan \zeta - \frac{l_1 \cdot l_2 \cdot i - l_1 \cdot Lr_2}{l_2}; \quad (20)$$

Как ранее сказано, необходимо так же определить абсциссы точек режущих кромок на поверхности $A_1'B_1'C_1'D_1'$ (рис. 3). Для этих точек абсциссы имеют следующие значения:

$$X_{n.i}' = X_{n.i} + \pi \cdot D_\phi; \quad (21)$$

На рис. 6 мы видим, что возможны ситуации, когда область контакта несколько раз охватывает одну из поверхностей с ЛРК и ПРК. К этому приводит увеличение ширины фрезерования и уменьшение осевого шага винтовой канавки фрезы. В таких случаях, для верности расчетов, эти наложения также необходимо учитывать.

Определим число поверхностей с режущими кромками, которые попадают в область контакта. Их количество можно определить по формуле:

$$n_{n.n.} = \frac{b - A_1 K_1}{K_1 K_2}; \quad (22)$$

где $A_1 K_1$ – осевая ширина винтовой канавки;

$K_1 K_2$ – половина осевого шага винтовой канавки.

Значения $A_1 K_1$ и $K_1 K_2$ находим из треугольников $D_2 A_1 K_1$ и $D_1'' A_1 K_1$, соответственно. Таким образом, получаем расчетную зависимость (23):

$$n_{n.n.(расч.)} = \frac{2 \cdot b \cdot \tan \zeta - \varphi \cdot D_\phi}{\pi \cdot D_\phi}. \quad (23)$$

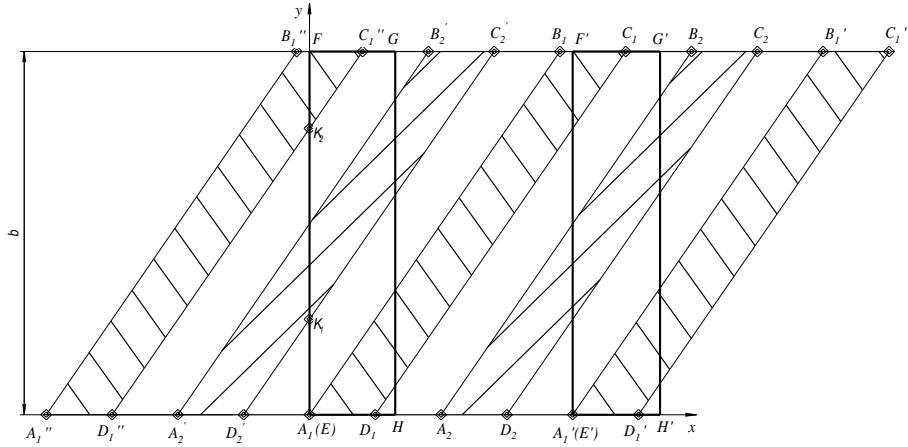


Рис. 8 – Совмещение поверхностей с режущими кромками на область контакта

Округлив расчетное число $n_{h.n.(расч.)}$ до целого в большую сторону, получим искомую величину $n_{h.n.}$. Если $n_{h.n.} \leq 0$, то это значит, что совмещения поверхностей не происходит. Если $n_{h.n.} > 0$, то следующим шагом необходимо определить число совмещений поверхностей $A_1B_1C_1D_1$ и $A_2B_2C_2D_2$. Если $n_{h.n.}$ – число четное, то эти параметры рассчитываются по формуле (24):

$$n_{\text{л.н.н.}} = n_{n.h.n.} = \frac{n_{h.n.}}{2}. \quad (24)$$

Если $n_{h.n.}$ – нечетное, то справедливы формулы (25), (26):

$$n_{\text{л.н.н.}} = \frac{n_{h.n.} - 1}{2}; \quad (25)$$

$$n_{n.h.n.} = \frac{n_{h.n.} + 1}{2}. \quad (26)$$

Далее необходимо определить абсциссы крайних точек всех режущих кромок на совмещенных поверхностях. Для поверхностей с ЛРК (27):

$$X_{\text{л.и}}^k = X_{\text{л.и}} - k \cdot \pi \cdot D_\phi; \quad (27)$$

где $k = 1 \dots n_{\text{л.н.н.}}$

Для поверхностей с ПРК (28):

$$X_{n,i}^k = X_{n,i} - k \cdot \pi \cdot D_\phi; \quad (28)$$

где $k = 1 \dots n_{n.h.n.}$.

Таким образом, мы получили универсальную методику, при помощи которой можно вычислить абсциссы крайних точек всех режущих кромок, находящихся в области прямоугольника с шириной $\pi \cdot D_\phi$ и высотой b .

Зная значения абсцисс по формуле (3), можно определить значения центральных углов для всех кромок, участвующих в процессе резания.

Определим значения углов Θ_{1i} и Θ_{2i} для всех кромок, участвующих в процессе резания в некоторый момент времени. Для этого рассмотрим все возможные варианты положения кромки относительно области контакта.

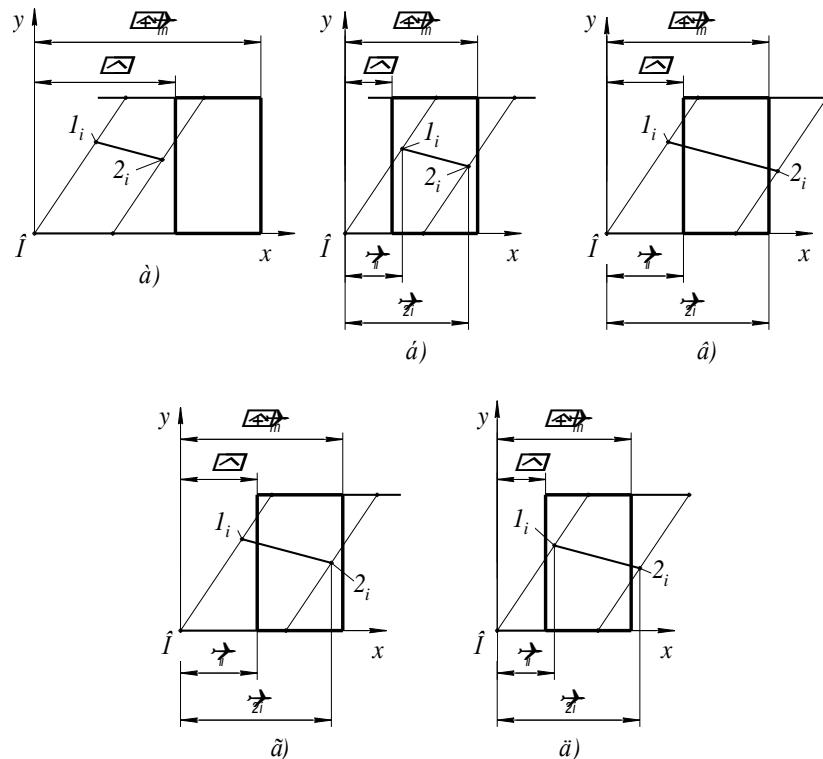


Рис. 9 – Возможные варианты положения режущей кромки относительно области контакта

Как видно из рис. 9 a , если ни одна из крайних точек кромки не попадает в область контакта (т.е. в промежуток $\psi \dots (\psi + \theta)$), то такая кромка в данный момент в процессе резания не участвует и отбрасывается из расчетов. Если обе

точки кромки лежат в промежутке $\psi \dots (\psi + \theta_m)$ (рис. 9б), то такая кромка включается в расчет, а в качестве углов Θ_{1i} и Θ_{2i} принимаются центральные расчетные углы для крайних точек кромки. Если крайние точки кромки лежат за пределами области $\psi \dots (\psi + \theta_m)$, но сама кромка проходит через эту область (рис. 9в), то начальный центральный угол равняется $\Theta_{1i} = \psi$, а конечный $\Theta_{2i} = \psi + \theta_m$. В варианте (9г) $\Theta_{1i} = \psi$, а Θ_{2i} равняется центральному расчетному углу точки 2_i . В варианте (9г) Θ_{1i} равняется центральному расчетному углу точки 1_i , а $\Theta_{2i} = \psi + \theta_m$.

Имея эти значения, мы можем найти суммарную площадь сечения срезаемого слоя F_{cym} и суммарную мгновенную окружную силу P_{z_cym} по формулам (5), (6).

Между силами P_z и P_x среднее отношение :

$$P_x = (0,2 \div 0,4)P_z \cdot \tan(\omega). \quad (29)$$

Принимаем значение коэффициента равным 0,3.

Ввиду особенностей геометрии фрезы, осевые силы, создаваемые ЛРК и ПРК направлены в противоположные стороны. Суммарной осевой силой будет разница между ними. Условно принимаем, что силы, создаваемые ЛРК имеют положительный знак, а ПРК – отрицательный.

Исходя из этого, суммарная мгновенная осевая сила P_{x_cym} рассчитывается по формуле (30):

$$P_{x_cym} = \sum_{i=1}^{k_l} 0,3 \cdot P_{z_l.i} \cdot \tan(\omega) - \sum_{i=1}^{k_n} 0,3 \cdot P_{z_n.i} \cdot \tan(\omega); \quad (30)$$

где $P_{z_l.i}$ – сила P_z на i -й ЛРК;

$P_{z_n.i}$ – сила P_z на i -й ПРК;

k_l – количество ЛРК, находящихся в области контакта;

k_n – количество ПРК, находящихся в области контакта;

Вывод

Таким образом, мы получили универсальную математическую модель, которая описывает суммарную площадь сечения среза, а также окружную и осевую силы в текущий момент поворота фрезы при заданной геометрии фрезы, а также режимах резания. Данную модель можно использовать для проведения анализа зависимости сил резания в текущий момент времени от геометрических параметров фрезы и режимов резания, а также анализировать неравномерности фрезерования.

Список использованных источников:

1. Верезуб Н.В. Научные основы высокоэффективных процессов механической обработки полимерных композитов. Дисс. Докт. Тех. Наук. – Харьков, 1995.
2. Кобобши А. Обработка пласмас резанием. – Москва: Машиностроение, 1974.
3. Робочі процеси високих технологій в машинобудуванні: Навч. посібник/ За редакцією А.І. Грабченка. – Харків, ХДПУ, 1999р. – 436с. Рос. Мовою.
4. Сенчишин В.Г., Верезуб Н.В., Лавриенко С.Н. Технология производства полимерных оптических изделий. – Киев, Техника, 1992.

Тарасюк А.П., Кобеляков П.В. «Особенности расчета суммарной площади сечения среза и мгновенной окружной силы при фрезеровании инструментами с разнонаправленными кромками».

В статье разработали универсальную математическую модель, которая описывает суммарную площадь сечения среза, а также окружную и осевую силы в текущий момент поворота фрезы при заданной геометрии фрезы, а также режимах резания.

Тарасюк А.П., Кобеляков П.В. «Особливості розрахунку сумарної площин перетину зрізу й миттєвої окружної сили при фрезеровані інструментами з різноспрямованими крайками».

У статті розробили універсальну математичну модель, що описує сумарну площину перетину зрізу, а також окружну й осьову сили в сучасний момент повороту фрези при заданій геометрії фрези, а також режимах різання.

Tarasuk A.P., Kobelyakov P.V. «Particularities of the calculation total area sections of the cut and instant district power under фрезерований instrument with разнонаправленными edge».

In article have developed the universal mathematical model, which describes the total area of the section of the cut, as well as district and axial power at the current moment of the tumbling of the milling cutter under given geometries of the milling cutter, as well as mode of the cutting.

Маршуба В.П., Дігтяр А.О.

ФІЗИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ПАКЕТУВАННЯ СТРУЖКИ ПРИ ГЛИБОКОМУ СВЕРДЛІННІ

1. Постановка проблеми

Процес перетворення безперервного потоку стружки та фрагментів наростів в щільнозапаковані пакети в стружкових канавках різального інструменту під впливом фізичних явищ в зоні обробки при глибокому свердлінні констатується багатьма дослідниками процесу різання. Зокрема, для розв'язання цієї проблеми пропонувалося багато методів і кінематичних схем обробки, форм заточування різального інструменту, основні з яких наведено нижче.

Методи, що спрямовані на усунення пакетування: послідовне свердління інструментом різного діаметра, ділення товщини та ширини зрізу, одно- і багатостороннє різання, управління процесом різання за жорстким циклом, вібраційне й адаптивне керування.

Кінематичні схеми: заготівка обертається, а різальний інструмент рухається зворотньо-поступально; заготівка обертається, а різальний інструмент здійснює одночасно зворотно-поступальний і обертальний рух ; заготівка нерухома, а різальний інструмент здійснює одночасно зворотно-поступальний і обертальний рухи; заготівка обертається, а різальний інструмент здійснює осцилюючий поступальний рух; заготівка нерухома, а різальний інструмент здійснює одночасно осцилюючий поступальний і обертальний рух.

Форми заточування різального інструменту: наявність на передній і задній поверхні інструменту елементів для подрібнення безперервного потоку стружки на окремі частини; заточування головної різальної кромки під різними

кутами в плані, або радіусна, наявність на одному зубці інструменту декількох ГРК тощо.

Станом на сьогодні науковці, що досліджують процеси різання, не проводили детального опису цього явища. Мали місце лише випадки неодноразової констатації цього факту, пропонувалося розв'язання проблеми пакетування стружки лише для якогось окремого виду механічної обробки, або груп матеріалів. На цьому процесі дослідження зупиняється. Отже, закономірності впливу фізичних явищ на процес пакетування досліджені не повністю, в технічній літературі відомості про них уривчасті та не враховують всю повноту питань, пов'язаних з фізичним явищем "пакетування" стружки в стружкових канавках різального інструменту при глибокому свердлінні різних матеріалів. Для більш детального дослідження процесу пакетування стружки та фрагментів нарости необхідно створити фізичну модель цього явища. На сьогодні вже створена фізична модель утворення пакетів стружки та фрагментів нарости в стружкових канавках різального інструменту при свердлінні ливарних алюмінієвих сплавів стандартними спіральними свердлами, запропонована доцентом Маршубою В.П.

Однак фізичної моделі процесу утворення пакетів стружки та фрагментів нарости при обробці різних матеріалів в контексті загальної теорії різання з урахуванням взаємодії всіх фізичних явищ досі не було створено. І це не зважаючи на те, що дане явище досліджувалося багатьма вченими протягом тривалого часу, на різних матеріалах і при різних умовах проведення експериментів.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

Перші дослідження закономірностей пакетування стружки в процесі різання матеріалів були проведені професором Н.І. Резніковим. Ним було встановлено, що при обробці отворів утворюються пакети стружки в стружкових канавках свердел (без визначення фізики процесу).

В останніх виданнях з цієї теми, зокрема в роботі А.К. Сінельщікова, Г.В. Філіппова [2] наведені уривчасті дані про фізичну природу процесу утворення пакетів стружки в стружкових канавках свердел малого діаметру, висунуто гіпотезу про вплив температури на цей процес. Однак в цій роботі процес утворення стружки не поєднувався в повній мірі з впливом інших фізичних явищ, що супроводжують процес тертя та теплоутворення, хоча і передбачався такий взаємозв'язок. Були приведені лише результати дослідження процесу пакетування стружки та фрагментів наросту при обробці отворів в сталі, а аналогічні процеси обробки отворів в інших матеріалах не розглядалися. Отже, при вивченні питання пакетування стружки та фрагментів наросту в струмкових канавках різального інструменту необхідно розглянути вплив теплоти на це фізичне явище.

Дослідженнями питання виникнення джерел тепла та розподілу потоків і стоків теплоти при різанні матеріалів займалися такі вчені, як Я.Г. Усачов, Н.І. Резніков, А.М. Данієлян та ін.

У останніх виданнях, присвячених теплофізиці процесу обробки металів різанням відбулося розділення питання дослідження. Зокрема, робота Резнікова А.Н., Резнікова Л.А.[3] присвячена загальній теплофізиці процесів різання, а в роботі Юдковського П.А. та ін.[4] в першу чергу досліджується процес теплоутворення при неглибокому свердлінні.

Отже, при визначенні закономірностей утворення пакетів стружки та фрагментів наросту в стружкових канавках різального інструменту необхідно розглянути питання, які враховують взаємозв'язок зазначених вище фізичних явищ, зокрема: вплив теплоти та сили тертя.

Недоліки досліджень, що вказані вище, пов'язані не з рівнем компетентності згаданих науковців, а з тим, що ці проблеми знаходяться на межі розглянутих питань.

3. Мета дослідження

Розробити комплексний метод визначення фізичних закономірностей процесу утворення пакетів стружки та фрагментів нарости в зоні обробки при глибокому свердлінні в залежності від взаємодії фізичних явищ між собою (фізичну модель). Взявши за основу розроблений комплексний метод та існуючі закономірності взаємодії фізичних явищ між собою, можна створити загальну математичну модель процесу різання при обробці глибоких отворів.

4. Викладення основного матеріалу

Як відомо, процес різання, особливо при глибокому свердлінні, є багатопараметричним — на нього впливає багато змінних і постійних факторів. До цих факторів належать наступні: фізичні та хімічні властивості інструментального та оброблюваного матеріалів (твердість, в'язкість, тепlopровідність, швидкість протікання хімічних реакцій, адгезійна активність тощо); режими різання; умови термодинаміки тощо. Okрім того, багатопараметричність процесу різання пов'язана з неповністю визначеними закономірностями впливу фізичних явищ, які в цей час виникають, друг на друга. Необхідності у визначенні нових закономірностей взаємного впливу фізичних явищ процесу різання в цей час немає, але зв'язати визначені раніше в одне ціле потрібно.

Отже, на підставі існуючих уявлень про процес різання та пакетування стружки в стружкових канавках свердл можна приступити до створення фізичної моделі цього процесу.

Фізична модель процесу утворення, транспортування та пакетування стружки встановлює взаємозв'язок між фізичними явищами, що виникають і протікають в процесі свердління різних матеріалів.

При зрізанні та деформації шару матеріалу в зоні різання діють наступні фізичні явища: формування контактних поверхонь, деформація, теплоутворення, стружкоутворення, знос різального інструменту, утворення

поверхні тощо. Вони призводять до появи безперервного потоку стружки, розігріву зони різання та передачі визначеної кількості теплоти в зону обробки.

Теплота в цій зоні з'являється внаслідок зрізу та деформації матеріалу, тертя між інструментальним матеріалом і матеріалом заготовки тощо. Наявність теплоти в зоні різання ініціює появу адгезії, дія котрої пов'язана з підвищеною температурою та наявністю ювенільних поверхонь на інструменті та матеріалі заготовки. Цей процес йде по наростаючій, передача теплоти в стружку, заготовку та інструмент є тривалою та залежить від тривалості контакту між ними, зона різання розігривається до високих температур (від 400 до 1100°, в залежності від марки інструментального матеріалу та швидкості різання). Відведення теплоти за допомогою ЗОТС з зони різання нестабільне через те, що при температурі більш ніж 100° вона випаровується, перетворюючись на пароповітряну суміш. Це знижує ефективність відведення теплоти з зони різання, тому відбувається передача визначеної кількості теплоти в зону обробки (цей процес теж протікає по наростаючій).

Значить, передача в зону обробки визначеної кількості теплоти зі стружкою призводить до вторинного перерозподілу потоків і стоків теплоти зі стружки в інструмент і заготовку. Крім цього, зона обробки отримує додаткове тепло від дії сили тертя між стружкою, інструментом і заготовкою. Отже, зі зростанням кількості теплоти в цій зоні виникає адгезійна складова сили тертя, яка в сукупності з механічною складовою призводить до гальмування безперервного потоку стружки в стружкових канавках різального інструменту.

Висновки:

1.Створення фізичної моделі закономірностей процесу утворення пакетів стружки та фрагментів наросту в стружкових канавках не протирічить існуючим уявленням про процес різання.

2.Фізична модель найбільш повно відображає закономірності взаємозв'язку між фізичними явищами, що виникають в процесі різання матеріалів.

3. Наочність фізичної моделі сприяє точнішому опису процесу утворення елемента стружки з точки зору математичної моделі.

Список використаних джерел:

1. Маршуба В.П., Дрожжин В.И. Физическая модель процесса образования, транспортирования и пакетирования стружки при глубоком безвыходном сверлении алюминиев. // Резание и инструмент в технологических системах. - Междунар. научн.- техн. сб. - Харьков: ХГПУ, 2001. Вып. №59, - С. 65-69.
2. Синельщиков А.К., Филиппов Г.В. Повышение эффективности обработки спиральными сверлами. // Станки и инструмент. - 1974. - №3. - С. 35-37.
3. Грановский Г.И., Грановский В.Г. Резание металлов. - М.: Высш. школа, 1985. - 304 с.
4. Юдковский П.А., Крючков И.К., Шевель А.П. Повышение качества спиральных сверл. - Челябинск: Южно-Уральское кн. изд., 1970. - 110 с.
5. Шпеньков Г.П. Физикохимия трения. - Минск: Университетское, 1991. - 397 с.

Маршуба В.П., Дигтярь А.А. "Физическое моделирование процесса пакетирования стружки при глубоком сверлении".

Предложена физическая модель процесса образования пакетов стружки и фрагментов наростов при обработке различных материалов в зависимости от влияния физических явлений в зоне резания и зоне обработки.

Ключевые слова: физика; процесс резания; пакет стружки; глубокое сверление.

Маршуба В.П., Дігтяр А.О. "Фізичне моделювання процесу пакетування стружки при глибокому свердлінні".

В статті запропонована фізична модель процесу утворення пакетів стружки та фрагментів наросту при обробці різних матеріалів в залежності від впливу фізичних явищ в зоні різання та зоні обробки.

Ключові слова: фізика; процес різання; пакет стружки; глибоке свердління.

Marshuba V.P., Dihtyar A.O. "The physical model of process of chip scrap packages by deep drilling".

In article the physical model for process of formation of chip scrap packages and fragments of chip buildup by cutting of different materials in dependence on influencing of the physical phenomena in the cutting area and tool zone was offered.

Key words: physics; cutting process; package of shaving; deep boring.

Кондратюк О.Л., Мельниченко А.А., Скоркина В.А., Скоркин А.О.,
Рубцова Г.С.

ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ФОРМООБРАЗУЮЩИХ ДВИЖЕНИЙ ПРИ СВЕРЛЕНИИ ГЛУБОКИХ ОТВЕРСТИЙ МАЛОГО ДИАМЕТРА.

Известные схемы сверления глубоких отверстий малого диаметра базируются на управлении скоростью подачи режущего инструмента при неизменной частоте вращения шпинделя. Однако можно существенно увеличить эффективность процесса, если обеспечить управление путем одновременного варьирования скоростью подачи и частотой вращения шпинделя. Это связано с тем, что скорость резания существенно влияет на особенности динамики процесса и особенно на интенсивность нарастания крутящего момента сверла, который непосредственно связан с вероятностью его поломки.

Схема динамической системы сверлильной головки показана на рис.1.

на станине 1 неподвижно установлен электромагнитный линейный двигатель 2, якорь 3 которого жестко соединен с двигателем 4, сообщающим главное (вращательное) движение сверлу 5. Электродвигатель 4 с якорем 3 линейного двигателя установлены на каретке 6, которая под действием электромагнитной силы линейного двигателя перемещается по направляющим станины в направлении оси х. Каретка 6 присоединена к станине через пружину с жесткостью c и демпфером с коэффициентом

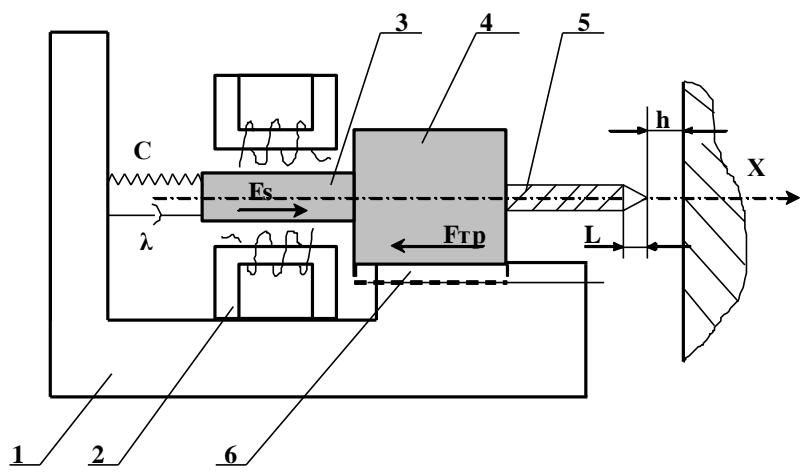


РИС. 1. - СХЕМА ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ СИЛОВОЙ ГОЛОВКИ

демпфирования λ . Пружина необходима для удержания силовой головки в отведенном положении при выключенном подаче.

Необходимость демпфера очевидна в связи с тем, что при подводе сверла к детали происходит значительный разгон каретки, что при врезании приведет к поломке инструмента из-за превышения условия прочности. Сила сопротивления демпфера пропорциональна скорости перемещения головки, что позволяет, выбрав значения λ и i , как следствие, конструктивные параметры демпфера, уменьшить скорость врезания.

Как линейный электромагнитный двигатель, так и двигатель вращательного движения являются двигателями постоянного тока с бесступенчатым регулированием за счет изменения напряжения, подведенного на их якоря.

Поскольку глубокое сверление предполагает последовательное выполнение нескольких циклов врезания и отвода сверла из зоны резания для удаления стружки и охлаждения нами предложен следующий алгоритм управления силовой головкой (рис.2).

В исходном положении головка отведена от детали на расстояние h . Оба электродвигателя выключены. После установки заготовки и её закрепления включается двигатель вращательного движения и с небольшой задержкой-

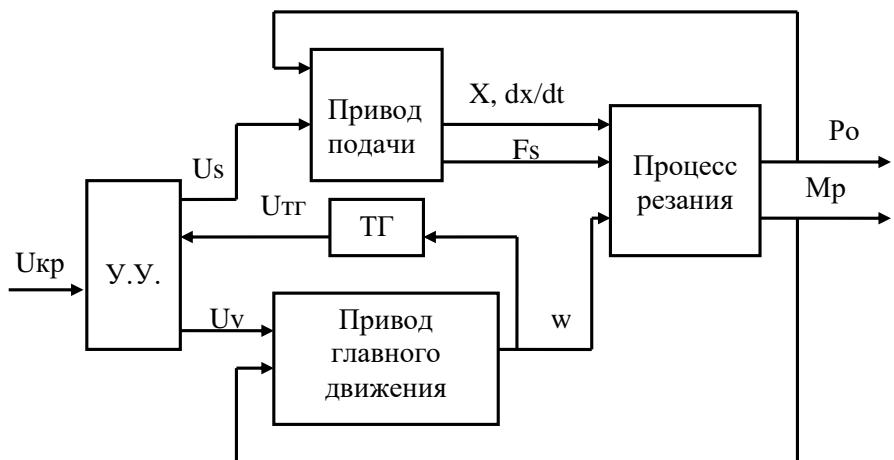


Рис. 2 - Функциональная схема управления динамической системой сверлильной головки

линейный двигатель. Сверло проходит путь h и начинает врезаться в заготовку. С увеличением глубины врезания крутящий момент M_{kpr} и осевая сила P увеличиваются в результате сопротивления сил трения при перемещении стружки в канавках сверла. Таким образом, как M_{kpr} , так и P являются функциями глубины сверления x .

Известно, что наиболее важным с точки зрения прочности сверла является крутящий момент, и поэтому управление следует вести по предельно допустимому значению мкр. Однако измерение его также является сложной задачей. В то же время известно, что рост момента сопротивления ведет к падению угловой скорости двигателя, которая измеряется достаточно просто. Тем более что двигатели постоянного тока могут поставляться со встроенными тахогенераторами (тг), напряжение на выходе которого (итг) пропорционально угловой скорости ротора двигателя. Таким образом, можно ограничить крутящий момент мкр соответствующим напряжением на выходе тахогенератора итг.

”Входом” в привод подачи являются напряжение U_s , подведенное на якорь линейного двигателя, которое преобразуется в F_s – силу подачи. Выходными координатами привода подачи являются осевые перемещения сверла X , скорость этого перемещения dx/dt с силой подачи F_s . Входной координатой привода главного движения является напряжение U_v , подаваемое на якорь двигателя. Выходной координатой является угловая скорость w ротора двигателя. Выходные координаты приводов преобразуются процессом сверления в осевую силу резания P_o и крутящий момент M_{kr} . Эти выходные координаты процесса резания осуществляют обратные воздействия на приводы. Изменение момента резания ведет к изменению угловой скорости ротора, а изменение осевой силы резания ведет к изменению скорости dx/dt подачи.

Напряжение U_s и U_v задается в устройстве управления УУ, там же происходит сравнение напряжения на выходе тахогенератора U_{tg} с U_{kr} , которое также задано в УУ. При $U_{tg} > U_{kr}$ привод подачи продолжает работать перемещая каретку в положительном направлении оси X : сверление продолжается. При падении U_{tg} ниже U_{kr} переключается полярность обмотки якоря линейного двигателя и происходит отвод головки.

Силовая головка в поступательном движении подачи (рис.3.1) находится в равновесии под действием следующих сил:

$$F_s - P_o - F_{tr} - F_{pr} - F_d = F_{in}, \quad (1)$$

Где F_{pr} – сила упругости пружины, F_{tr} – сила трения, F_d – сила демпфирования, F_{in} – силы инерции, P_o – ось силы резания, F_s – электромагнитная сила линейного двигателя.

Определив все силы, подставив их в (1), получим:

$$m\ddot{x} = K_s \cdot U_s - mg\mu - CX - \lambda \frac{dx}{dt}. \quad (2)$$

Описанная логика работы силовой головки реализована блок-схемой моделирования в пакете “VisSim” приведена на рис.3. и позволяет решить задачу выбора важных конструктивных параметров привода.

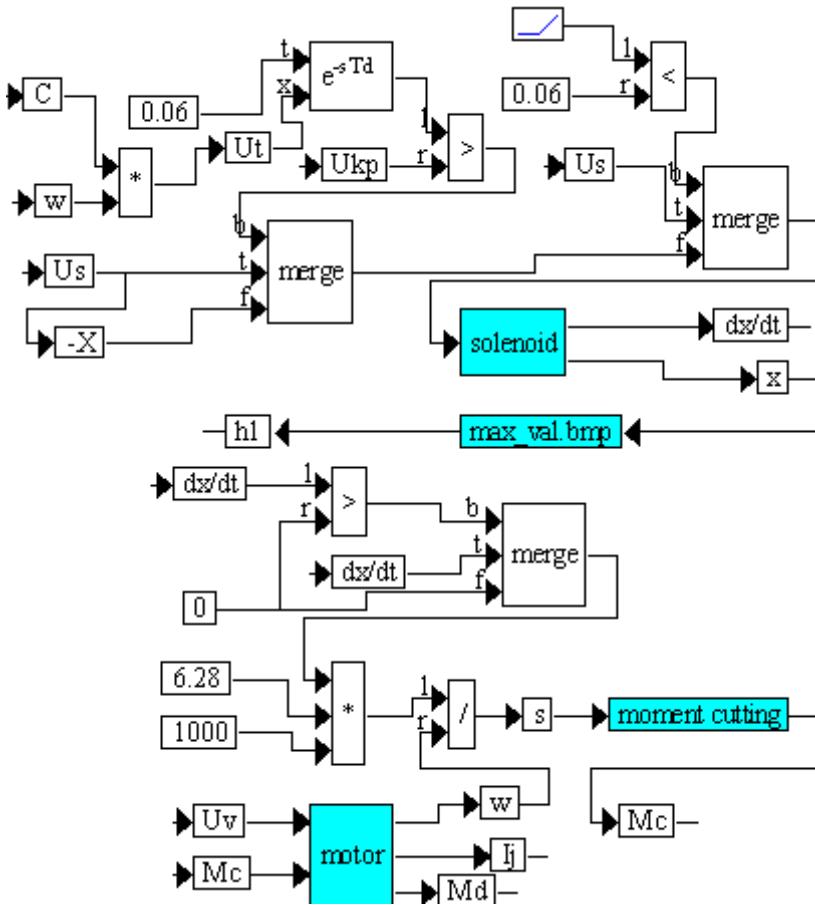


Рис. 3 - Аналоговая модель работы силовой головки.

Модель

привода подачи объединена в “compound block” (составной блок) под названием solenoid, распечатка которого приведена на рис.4. В этом блоке, в свою очередь, находится блок “cutting forse” (рис.5) (сила резания), моделирующий осевую силу резания P_0 . Империческая формула расчета P_0 примет следующий вид:

$$P_0 = 10C_{P_0}D^{q_{P_0}}S^{y_{P_0}}Kp + K \cdot C_{P_0}D^{q_{P_0}}S^{y_{P_0}}Kp = 10C_{P_0}D^{q_{P_0}}S^{y_{P_0}}Kp(1 + K), \quad (3)$$

где K – коэффициент линейной зависимости P_0 от глубины сверления. Этот коэффициент определен экспериментально и хорошо описывается следующим выражением:

$$K = \frac{X - h - L}{D \cdot 0,003}, \quad (4)$$

где $[X - (h + L)]$ - глубина сверления, м; D - диаметр сверла в мм.

Сила, развиваемая линейным двигателем, не должна превышать критическую силу P_{kr} .

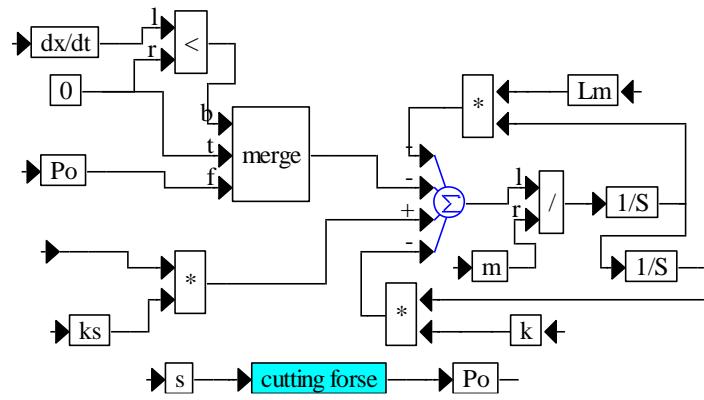


Рис. 4 - Составной блок

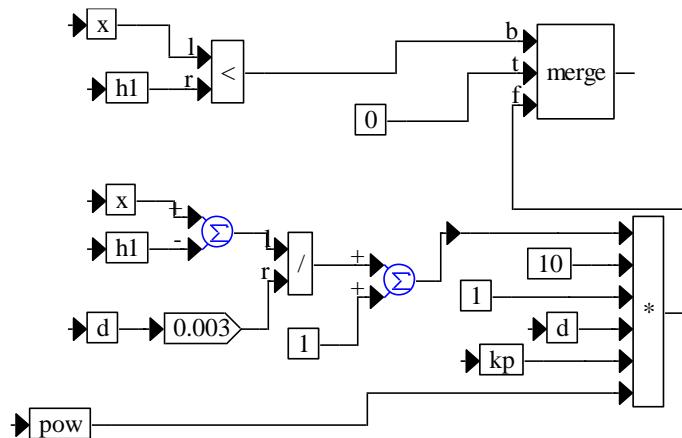


Рис. 5 - Блок “cutting forse”.

В момент врезания, когда сверло внедряется в

обрабатываемый материал на высоту режущей части, осевая сила P_o достигает максимального значения без учета трения стружки о канавки сверла. Этот момент является наиболее опасным с точки зрения прочности сверла из условия его устойчивости. Схема нагружения сверла силой P_o выглядит так, как показано на рис.6.а. Сверло жестко защемлено в патроне и сила, удерживающая в коническом отверстии глубиной L от смещения, действующая перпендикулярно оси сверла, не велика. Для расчета можно принять, что вершина сверла имеет возможность свободного перемещения перпендикулярно оси. Для такой схемы нагружения принимаем усилие:

$$P_{kp} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{4 \cdot \ell^2}, \quad (5)$$

где E_{\min} - модуль упругости материала сверла; J – минимальный момент инерции сечения сверла.

При заглублении сверла в материал заготовки на глубину, большую L , вершина сверла становится как бы защемленной, и схема нагружения и деформации кардинально изменится, как показано на рис.6,а. Форма деформации сверла другая и в (5) величину ℓ надо уменьшить в два раза. Кроме того, само расстояние торца патрона до торца детали также меньше, чем ℓ (рис.6,а)

Таким образом, Ркр для схемы нагружения согласно рис.6,б будет как минимум в четыре раза больше. В связи с этим можно с уверенностью считать, что условия врезания сверла создают наиболее опасное нагружение его осевой силой. Если сверло не сломается при врезании от P_0 , то оно не сломается и при дальнейшем сверлении. Поэтому выбор динамических

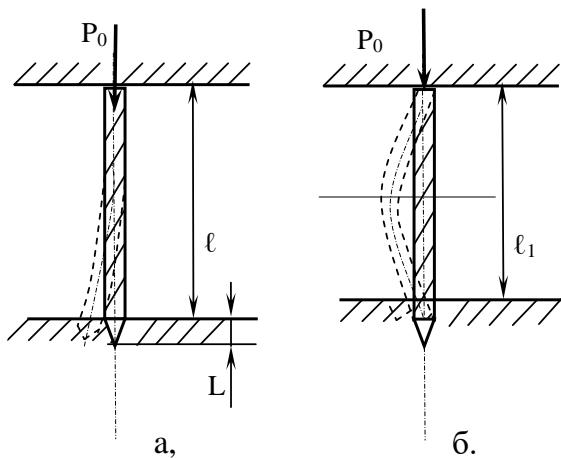


Рис. 6 - Схемы нагружения сверла силой P_0 .

параметров силовой головки из условия прочности сверла следует производить по первой фазе врезания.

Привод главного движения должен иметь бесступенчатое регулирование частоты вращения.

Поэтому выбираем двигатель постоянного тока с регулируемой величиной

напряжения, подаваемого на якорь. Двигатель должен обеспечивать необходимую частоту вращения и крутящий момент. Частоту вращения выбираем согласно рекомендуемых режимов резания:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d}, \quad (5)$$

где

$$V = \frac{C_V \cdot d^q}{T^m \cdot S^y} \cdot K_V, \quad (6)$$

V – скорость сверления, м/мин; d – диаметр сверла, мм; S – подача, мм/об; T – стойкость сверла, мин.

Постоянные коэффициенты и показатели степеней выбираем согласно

справочной литературы.

Мощность двигателя выбираем по предельно допустимому моменту M_{kp} , развиваемому двигателем, и угловой скорости ω .

Предельный крутящий момент M_{kp} , допускаемый прочностью сверла, рассчитываем по формуле:

$$\tau_{max} = \frac{1,73 \cdot M_{kp}}{W}, \quad (7)$$

где τ_{max} – максимальные касательные напряжения в материале сверла, Н/мм²; W – полярный момент сопротивления для спирального сверла; коэффициент 1,73 учитывает дополнительные напряжения в сверле от осевой нагрузки.

Известно, что $W = 0,02 \cdot d^3$, мм³ (8)

а $\tau_{max} = \frac{\sigma_e}{K}$, Н/мм², (9)

где $\sigma_e = 2100$ Н/мм² – предел прочности закаленной быстрорежущей стали; $K = 2$ – коэффициент запаса прочности.

Подставив (7) и (8) в (9), получаем $\frac{\sigma_e}{K} = \frac{1,73 \cdot M_{kp}}{0,02 \cdot d^3}$, откуда

$$M_{kp} = \frac{\sigma_e \cdot 0,02 \cdot d^3}{1,73 \cdot K} = \frac{2100 \cdot 0,02 \cdot 2^3}{1,73 \cdot 2} = 97 \text{ Н} \cdot \text{мм} \approx 0,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Учитывая, что силовая головка может быть использована и для сверления отверстий диаметров до 5 мм. большую мощность выбирать не следует, так как регулирование циклом глубокого сверления предполагается по частоте вращения двигателя, которая будет зависеть от нагрузки его моментом резания.

Математические модели двигателей постоянного тока описаны в ряде источников и имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} L \cdot \frac{dI_a}{dt} + R \cdot I_a + E &= U; \\ I \cdot \frac{d\omega}{dt} &= M - M_c; \\ M &= C \cdot I_a; \\ E &= C \cdot \omega \end{aligned} \right\}, \quad (10)$$

где I_a – ток якорной цепи, А; E – противо-ЭДС, В; C – константа конструкции двигателя, Н·м/А; U – напряжение, подаваемое на якорь, В; M - момент, развиваемый двигателем, Н·м; M_c – момент сопротивления, приложенного к ротору двигателя (крутящий момент), Н·м; t – время, с.

$$\left. \begin{aligned} L \cdot \frac{dI_a}{dt} + R \cdot I_a + C\omega &= U; \\ I \cdot \frac{d\omega}{dt} &= C \cdot I_a - M_c. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Блок-схема аналоговой модели двигателя согласно (11) с выбранными исходными данными приведено на рис.7.

Напряжение U в блок-схеме обозначено U_V . В приведенной блок-схеме момент сопротивления M_c прикладывается к двигателю через 0,5 с, т.е. после разгона двигателя до холостых оборотов при $M_c = 0$. Внизу блок-схемы приведены графики изменения частоты вращения двигателя n и угловой скорости ω в зависимости от

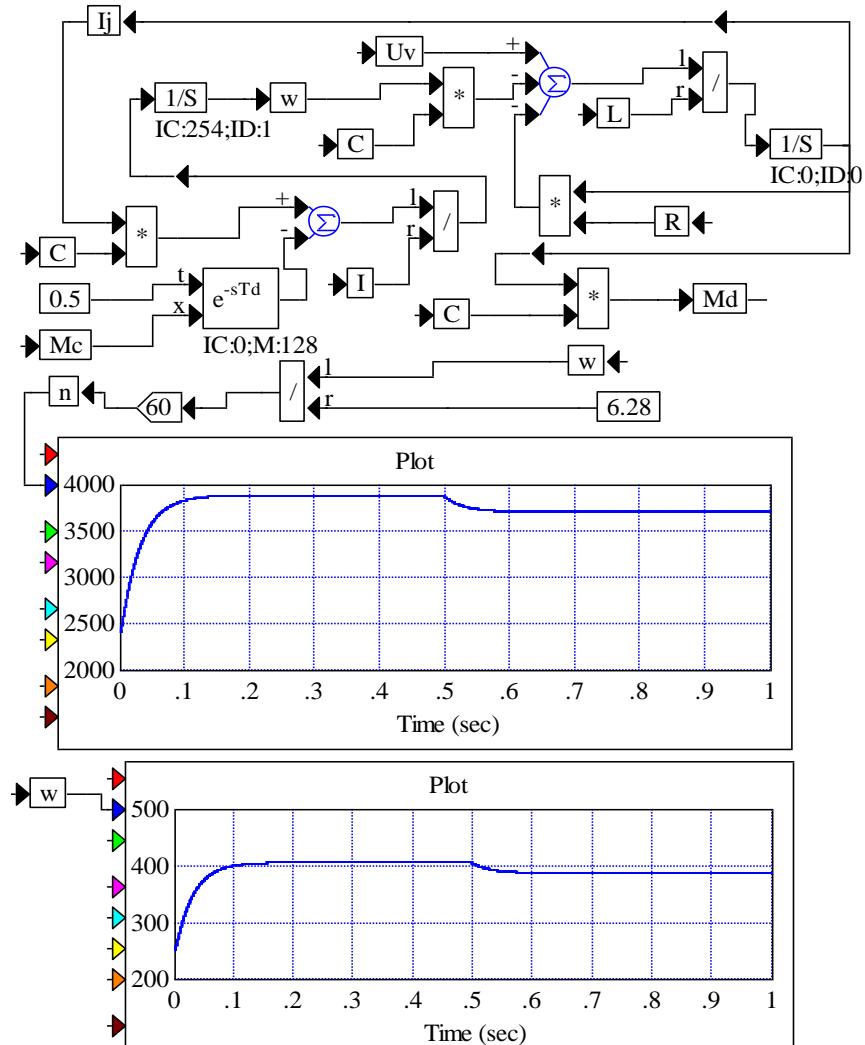


Рис. 7 - Блок-схема аналоговой модели двигателя вращения

времени t , с. На этих графиках видно, что примерно за 0,15с двигатель разгоняется до оборотов холостого хода n_x , а после 0,5с, когда к двигателю прикладывается момент сопротивления M_c , n и ω уменьшаются. Значения n_x и ω_0 (угловая скорость холостого хода) с высокой точностью могут считываться с графиков обеспечивающего пакета “VisSim”.

Согласно функциональной схеме (рис. 2), угловая скорость ω двигателя главного движения измеряется тахогенератором (ТГ). Напряжение U_t на выходе (ТГ) пропорционально ω :

$$U_t = C \cdot \omega, \quad (12)$$

где C – константа, отражающая конструкцию двигателя; U_t – напряжение, характеризующее угловую скорость двигателя, которая сравнивается в устройстве управления (УУ) головки. Критическое напряжение определяется предельным падением угловой скорости двигателя в связи с возможным моментом сопротивления (моментом резания). Устройство (УУ) сравнивает U_t и U_{kp} и, если $U_t > U_{kp}$, ЛЭМД включается на подачу. Из этого следует, что на двигатель подается напряжение U_s . Если $U_t < U_{kp}$ (команда на отвод), то на двигатель подачи подается напряжение U_s со знаком минус.

Потеря оборотов двигателя главного движения происходит с увеличением глубины сверления, что учтено в расчете момента резания:

$$M_p = 10 \tilde{N}_m \cdot D^q \cdot S^\delta \cdot \hat{E}p \cdot \left(1 + \frac{x - h_1}{3D}\right), \quad (13)$$

где x – перемещение сверла в направлении подачи; h_1 – максимальное значение x перед отводом сверла на каждом цикле (врезание – отвод).

Таким образом, $(x - h_1)$ – это величина холостого хода сверла (перемещение его после отвода до касания с обрабатываемым материалом).

Экспериментально установлено, что при углублении сверла на 3 диаметра, M_{kp} увеличивается в два раза, что отражает (13). Постоянные коэффициенты и показатели степени в (13) выбираем из таблиц нормативов.

В (13), как и при расчете осевой силы P_0 , подача сверла на оборот

$$S = \frac{dx/dt \cdot 2\pi \cdot 1000}{\omega}, \quad (14)$$

где dx/dt – скорость подачи (м/с) – входная координата привода подачи; ω (рад/с) – угловая скорость двигателя главного движения. При отводе силовой головки $dx/dt < 0$ и $S = 0$.

Это значительно упрощает логику моделирования. Кроме этого, не учитывается холостой ход головки до первого касания сверла с обрабатываемым материалом. Это фаза цикла работы головки подробно исследована выше. Для упрощения общей модели сверления она не учитывается. Примем, что после разгона двигателя главного движения, т.е после необходимого промежутка времени, принятого в модели равным 0,02с, включается двигатель подачи, и сразу имеет место касание сверла с обрабатываемым материалом. Модель двигателя главного движения собрана в “compound” блоке под названием “motor” и точно такая же, как и на рис.3.10. Только $Uv = 23В$, а момент сопротивления M_c вычисляется согласно (13) и выделен в отдельный “compound” блок под названием “moment cutting” (рис.8)

Кроме всех перечисленных блоков, модель логики работы силовой головки (рис.9) содержит специальный блок “max_val.bmp” для вычисления максимума входной координаты и её запоминание на “выходе”.

Важность этого блока определена тем, что в каждом цикле (подвод→сверление→отвод) перед отводом сверла происходит запоминание максимального значения координаты X , которое необходимо для вычислений по (13) и определения момента от стадии холостого подвода до начала сверления.

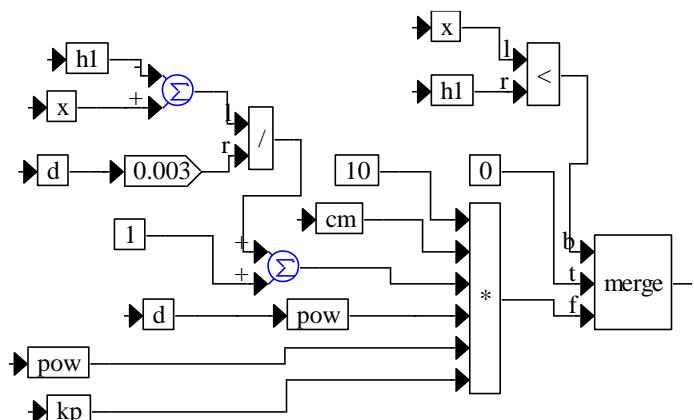


Рис. 8 - Расчет момента сопротивления M_c - блок “moment cutting”

В блоках “cutting forse” (рис.5) и “moment cutting” (рис.8) расчет Ро и Mc производится только в случае, когда $x > h_1$, т.е. когда сверло после отвода при подводе до касания прошло путь $x > h_1$. Именно наличие блока “max_val.bmp” (рис.3) позволяет реализовать в модели многократный цикл (подвод → сверление → отвод) и при этом позволяет определить величину холостого хода (подвода).

Анализ результатов моделирования показал, что модель в том виде, как она описана выше, осуществляя с высокочастотным повторением циклов (подвод → сверление → отвод), что превращается почти в непрерывное движение подачи. При этом фактически не осуществляется вывод сверла из отверстия и не удаляется стружка.

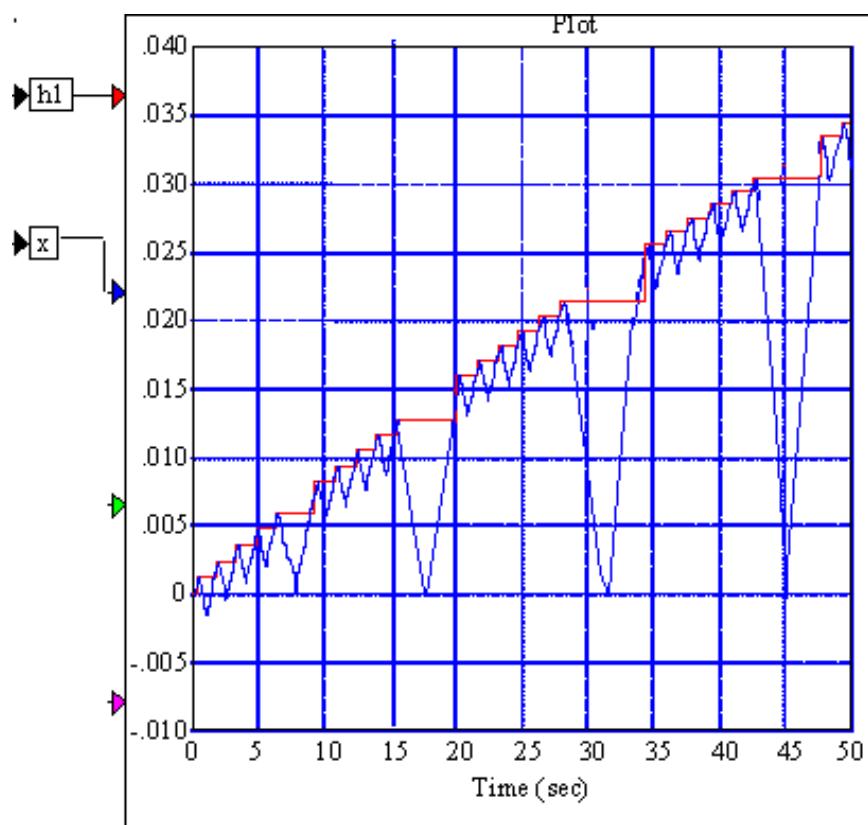
Поиск возможных решений, позволяющий четко выделить во времени цикл, увеличить фазу отвода, а значит и всех остальных фаз цикла привел к необходимости задержки во времени сигнала U_t перед сравнением его с U_{kr} . Такая задержка может быть реализована различными методами, в частности, использованием реле, в котором задержка определяется временем его срабатывания. В модели задержка U_t во времени осуществляется блоком ℓ^{STD} , где на выход t дается время задержки t_3 в секундах, на вход X сигналом U_t .

Установлено, что, изменения время задержки t_3 , можно менять продолжительность

цикла (подвод → сверление → отвод).

На рис. 9. приведена распечатка сигналов x и h_1 для условий сверления согласно рис. 3.

Ступенчатая линия – это



периодически изменяющиеся значения врезания h_1 перед отводом сверла. Вторая линия – это координата X, т.е. перемещение сверла вдоль оси.

Хорошо видна периодичность циклов сверления. В рассмотренном примере сверление отверстия диаметром 2мм в заготовке из стали длиной обработки 30мм “путь” сверления в каждом цикле равен примерно 1мм, а отвод - 3мм. Цикл (подвод → сверление → отвод) по времени составляет примерно 1,7 с.

Вывод

Таким образом, продолжительность сверления отверстия длиной 30мм, и Ø2мм в конструкционной углеродистой стали 45 составит около 30 циклов или 50 с.

Как показали многочисленные эксперименты с увеличением заглубления сверла в отверстие, а также по мере износа режущей части инструмента, частота повторения циклов увеличивается и напоминает эффект виброрезания, хотя и не является таковым, по сути.

ВСЕ ЭТО ПОЗВОЛИЛО СОЗДАТЬ НОВЫЙ МЕТОД ОБРАБОТКИ - УДАРНО-ПРЕРЫВИСТОЕ РЕЗАНИЕ. ОНО ХАРАКТЕРИЗУЕТСЯ ПО СРАВНЕНИЮ С ОБЫЧНЫМ БОЛЬШИМ УДЕЛЬНЫМ ВЕСОМ ДИНАМИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ В ПРОЦЕССЕ СТРУЖКООБРАЗОВАНИЯ И ОБЕСПЕЧЕНИЯ УДОВЛЕТВОРИТЕЛЬНЫХ УСЛОВИЙ РАБОТЫ ДЛЯ СВЕРЛА.

Список использованных источников:

1. Сизый Ю.А., Кондратюк О.Л., Чайка Э.Г. Выбор и расчет параметров привода подачи силовой головки для глубокого сверления //Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ«ХПІ». – 2007. - №17. С. 25-34.
2. Мельниченко О.А., Кондратюк О.Л. Мехатронна силова головка для свердління глибоких отворів малого діаметра з адаптивною системою керування. //Вісник Національного аграрного університету. - Суми: СНАУ. - 2005. - №13. - С. 106-111.

3. Кондратюк О.Л. Об устойчивости процесса глубокого сверления на малых агрегатных станках. //Оборудование и инструмент для профессионалов. – Харьков – 2004. № 6(52). - С.22-23.

Кондратюк О.Л., Мельниченко А.А., Скоркина В.А., Скоркин А.О., Рубцова Г.С. «Особенности динамического моделирования формообразующих движений при сверлении глубоких отверстий малого диаметра».

При изучении процессов сверления наиболее важным этапом является построение динамических моделей. В данной работе рассматривается анализ разработанных алгоритмов математического моделирования, показаны их преимущества и недостатки. Приведены результаты моделирования и сделаны выводы об устойчивости системы.

Кондратюк О.Л., Мельниченко О.А., Скоркина В.О., Скоркин А.О., Рубцова Г.С «Особливості динамічного моделювання формоутворюючих рухів при свердленні глибоких отворів малого діаметра».

При вивченні процесів свердлення найбільш важливим етапом є побудова динамічних моделей. У даній роботі розглядається аналіз розроблених алгоритмів математичного моделювання, показані їх переваги і недоліки. Приведені результати моделювання і зроблені виводи про стійкість системи.

Kondratyuk O.L., Melnichenko O. A., Skorkina V.O., Skorkin A.O., Rubcova G.S. “Features of dynamic design of shaping motions at boring of deep openings of small diameter”.

There is a construction of dynamic models at the study of processes of boring the most essential stage. Analiz of the developed algorithms of mathematical design

is examined in this work, their advantages and failings are shown. Design results are resulted and conclusions are done about stability of the system.

Ємець М.В., Ізюмська Л.Ф.

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРНИХ ДЕФОРМАЦІЙ ВУЗЛІВ БАГАТОКРУГОВИХ ВЕРСТАТІВ НА ТОЧНІСТЬ ОБРОБКИ

1. Актуальність питання

Багатокругові круглошлифувальні верстати використовуються при виготовленні деталей автомобілів і тракторів, зокрема, розподільчих і колінчастих валів. На них одночасно обробляється декілька поверхонь, що підвищує продуктивність обробки в 3...4 рази. За звичай допуски на діаметрі поверхонь (шийок) знаходяться в межах 6, 7-го квалітетів для різних типів валів.

Багатокругові круглошлифувальні верстати відносяться до напівавтоматів, які працюють по настройці. Для таких верстатів дуже важливо знати вплив систематичних факторів (затуплення кругів, температурних деформацій вузлів, на розмірі шийок з метою визначення оптимальних настроєчних розмірів. В вказаній постановці питання не досліджувалось.

2. Мета дослідження

Визначити швидкість і направлення температурних деформацій базових вузлів багатокругових спеціалізованих верстатів моделі ХІІІ, які приймають участь в розміроутворенні, і на цій основі розробити розрахункову схему і визначити аналітичні залежності для розрахунку зміни розмірів поверхонь при розігріванні верстата.

3. Викладання основного матеріалу

Нижче описані результати дослідження температурних похибок базових багатокругових верстатів Харківського верстатобудівного заводу для обробки деталей автомобілів і тракторів.

1. Теплові деформації базових вузлів багатокругових верстатів

Дослідженю підлягали спеціалізовані багатокругові верстати моделей ХШ2-25, ХШ2-15. Були встановлені температурні переміщення в горизонтальній площині опорних місць переднього і заднього центрів, опор шпинделю, люнетів при розігріванні верстатів на холостому ході.

Вимірю величини переміщень виконувалось мікаторними голівками (ціна ділення 0,001 мм), встановленими на столі верстата. Графіки по одержаними даними показані на рис.1-4.

Аналіз результатів дозволяє зробити висновок:

- в процесі нагрівання верстата опорні місця переднього і заднього центрів, опор шпинделю переміщуються по закону близькому до лінійного. Направлення переміщення центрів- на шліфувальні круги, опор шпинделя -на деталь.

- встановлено, що швидкість переміщення центру задньої бабки-0,8 мкм\год, центру передньої бабки – 2 мкм\год, лівої опори шпинделя – 8 мкм\год, правої опори – 14 мкм\год.

- теплові деформації штока люнета найбільш інтенсивні в перші десять хвилин роботи, в подальшому швидкість теплової деформації зменшується і складає близько 0,7 мкм\год.

На основі показаного представлена типова схема температурних деформацій багатокругових верстатів моделей ХШ (рис. 1).

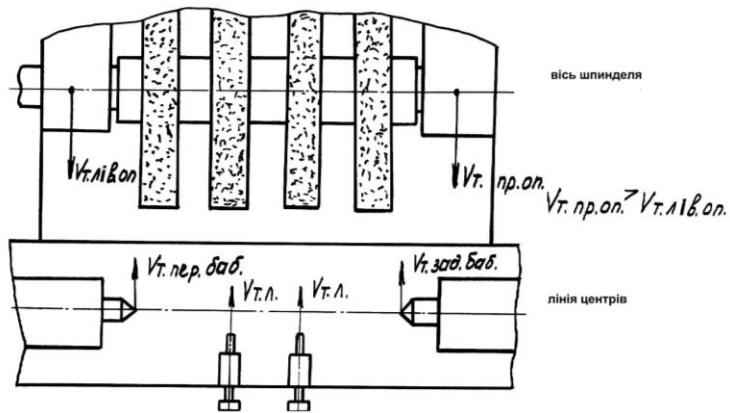


Рис. 1 – Направлення температурних деформацій вузлів багато кругових верстатів мод. XIII

2. Вплив температурних деформацій базових вузлів багатокругових верстатів на точність обробки

Результати експериментального дослідження показують, що взаємне розміщення шліфувальних кругів і шийок оброблюємого валу, яке одержане при настройці, буде змінюватись при розігріванні верстата.

Кількісна сторона впливу температурних деформацій на похибки діаметрів залежить від типу валу (довжини, взаємного розміщення шийок і їх кількості), а також від того, діаметр якої шийки контролюється приладом активного контролю. Тому виникає необхідність розрахунку температурних похибок в кожному конкретному випадку обробки.

Для розробки методики розрахунку в якості вихідних приймаємо:

- креслення оброблюємого валу;
- метод одержання розмірів шийок вала;
- направлення і швидкість теплових деформацій базових вузлів верстата;
- конструктивні розміри верстата: відстань між опорами шпинделя Lon.ш, центрами верстата Lц, відстань від опори шпинделя, центра до лунетів Lл і до скоби приладу активного контролю.

На багатокругових верстатах мод. XIII діаметр однієї шийки контролюється скобою приладу, а діаметри решти одержуємо настройкою.

Розрахункова схема показана на рис 2.

При розігріванні верстата шліфувальні круги і деталь будуть зближуватись, що буде приводити до зменшення діаметра шийок вала. Роботою приладу активного контролю буде компенсуватись (шліфувальна бабка буде не доходити) температурне сумарне переміщення осі шпинделя і лінії центрів, яке рівно

$$\hat{O}_{\tilde{N}\hat{E}.\hat{O}.} = \hat{O}_{\tilde{N}\hat{E}.\emptyset.} + \hat{O}_{\tilde{N}\hat{E}.\ddot{O}.}, \quad (1)$$

де $Y_{\text{ск.ш.}}$, $Y_{\text{ск.ц.}}$ – відповідно температурне переміщення осі шпинделя і лінії центрів в перерізі, де розміщена скоба активного контролю.

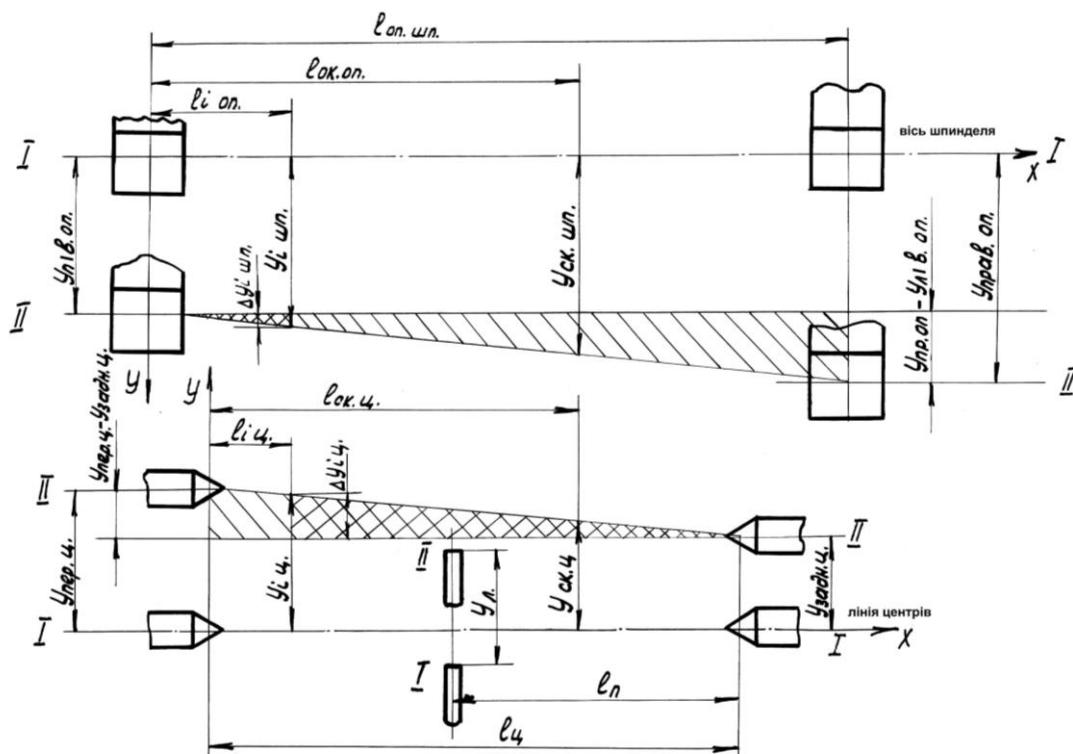


Рис. 2 – Схема для розрахунку температурних похибок багато кругових верстатів

На діаметр і-тої шийки валу, що обробляються без люнета, буде передаватись температурна похибка

$$\Delta d_{\hat{O}} = 2(\hat{O}_{\hat{N}\hat{E},\emptyset} - \hat{O}_{\hat{N}\hat{E},\hat{O}}) + 2(\hat{O}_{\hat{N}\hat{E},\emptyset} - \hat{O}_{\hat{N}\hat{E},\hat{O}}) \quad (2)$$

Проте

$$\mathcal{O}_{\tilde{\phi}\tilde{I}} = \mathcal{O}_{\tilde{E}^2\tilde{A}.\tilde{I}\tilde{I}} + \Delta\mathcal{O}_{\tilde{I}\tilde{I}}, \quad \mathcal{O}_{\tilde{\phi}} = \mathcal{O}_{\tilde{C}\tilde{A}\tilde{A}\tilde{I}.\tilde{\phi}} + \Delta\mathcal{O}_{\tilde{\phi}}.$$

Тоді

$$\Delta d_{\phi\ddot{\phi}} = 2(\Delta\dot{O}_{\tilde{N}\hat{E},\phi} - \Delta\dot{O}_{\phi\ddot{\phi}}) + 2(\Delta\dot{O}_{\tilde{N}\hat{E},\ddot{\phi}} - \Delta\dot{O}_{\phi\ddot{\phi}}) \quad (2')$$

На основі подібності трикутників (штриховані на рис. 2) виражаємо $\Delta U_{i\text{шп}}$ і ΔU_i ц через відомі температурні переміщення шпиндельних опор, $U_{\text{прав.оп.}}$, $U_{\text{лів.оп.}}$ і центрів $U_{\text{пер.ц.}}$, $U_{\text{задн.ц.}}$ одержуємо:

$$\Delta\dot{O}_{\phi\ddot{\phi}} = \frac{(\dot{O}_{iD\hat{A}\hat{A},\ddot{\phi}} - \dot{O}_{\tilde{E}\hat{A},\ddot{\phi}})L_{\phi\ddot{\phi}}}{L_{\ddot{\phi}\ddot{\phi},\phi\ddot{\phi}}};$$

$$\Delta\dot{O}_{\phi\ddot{\phi}} = \frac{(\dot{O}_{iD\hat{A}\hat{A},\ddot{\phi}} - \dot{O}_{\tilde{E}\hat{A},\ddot{\phi}}) \cdot (L_{\phi} - L_{\phi\ddot{\phi}})}{L_{\phi}}.$$

Після підстановки $U_{i\text{шп}}$ і $U_{i\text{ц.}}$ в формулу (2') і виконання перетворень одержимо:

$$\dot{O}_{\tilde{C}\hat{A}\hat{A}\hat{I},\ddot{\phi}} = 2 \left(\frac{\dot{O}_{iD\hat{A}\hat{A},\ddot{\phi}} - \dot{O}_{\tilde{E}\hat{A},\ddot{\phi}}}{L_{\ddot{\phi}\ddot{\phi},\phi\ddot{\phi}}} (L_{\tilde{N}\hat{E},\ddot{\phi}} - L_{\phi\ddot{\phi}}) + \frac{\dot{O}_{i\hat{A}D,\ddot{\phi}} - \dot{O}_{\tilde{C}\hat{A}\hat{A}\hat{I},\ddot{\phi}}}{L_{\phi}} (L_{\phi} - L_{\tilde{N}\hat{E},\ddot{\phi}}) \right)$$

Оскільки переміщення опор шпинделя і центрів в функції часу змінюються по лінійному закону $U_i = K_i t$, то можна записати:

$$\Delta d_{\phi\ddot{\phi}} = 2 \left(\frac{\hat{E}_{iD\hat{A}\hat{A},\ddot{\phi}} - \hat{E}_{\tilde{E}\hat{A},\ddot{\phi}}}{L_{\ddot{\phi}\ddot{\phi},\phi\ddot{\phi}}} (L_{\tilde{N}\hat{E},\ddot{\phi}} - L_{\phi\ddot{\phi}}) t + \frac{\hat{E}_{i\hat{A}D,\ddot{\phi}} - \hat{E}_{\tilde{C}\hat{A}\hat{A}\hat{I},\ddot{\phi}}}{L_{\phi}} (L_{\phi} - L_{\tilde{N}\hat{E},\ddot{\phi}}) t \right) = 2(\hat{E}_{\ddot{\phi}} (L_{\tilde{N}\hat{E},\ddot{\phi}} - L_{\phi\ddot{\phi}}) t + \hat{E}_{\phi} (L_{\phi} - L_{\tilde{N}\hat{E},\ddot{\phi}}) t),$$

де $\frac{\hat{E}_{iD\hat{A}\hat{A},\ddot{\phi}} - \hat{E}_{\tilde{E}\hat{A},\ddot{\phi}}}{L_{\ddot{\phi}\ddot{\phi},\phi\ddot{\phi}}} = \hat{E}_{\ddot{\phi}}$, $\frac{\hat{E}_{i\hat{A}D,\ddot{\phi}} - \hat{E}_{\tilde{C}\hat{A}\hat{A}\hat{I},\ddot{\phi}}}{L_{\phi}} = \hat{E}_{\phi}$.

Проте $|L_{\tilde{N}\hat{E},\ddot{\phi}} - L_{\phi\ddot{\phi}}| = |L_{\phi} - L_{\tilde{N}\hat{E},\ddot{\phi}}|$

В результаті

$$\Delta d_{\phi\ddot{\phi}}(t) = 2(\hat{E}_{\ddot{\phi}} - \hat{E}_{\phi}) (L_{\tilde{N}\hat{E},\ddot{\phi}} - L_{\phi\ddot{\phi}}) t \quad (3)$$

Для шийок, що оброблюються в люнеті, необхідно враховувати температурні деформації штоку люнета.

Які в попередньому варіанті, роботою прибору активного контролю буде компенсуватись сумарне переміщення осі шпинделя і ліній центрів $U_{\text{ск.т.}}$ (див. формулу 1).

На люнетну шийку буде передаватися похибка

$$\Delta d_{\ddot{E}.\ddot{O}} = (\dot{O}_{\ddot{N}\ddot{E}.\ddot{O}i} - \dot{O}_{\ddot{E}.\ddot{O}i}) + (\dot{O}_{\ddot{N}\ddot{E}.\ddot{O}} - \dot{O}_{\ddot{E}})$$

Якщо виразити температурне переміщення осі шпинделя і ліній центрів в перерізі розміщення люнетної шийки через переміщення опор шпинделя Управ.оп, Улів.оп і центрів Упер.ц, Узадн.ц. і врахувати лінійний характер переміщень, то для 5 люнетних шийок одержемо:

$$\Delta d_{\ddot{E}.\ddot{O}}(t) = \{\dot{E}_{\ddot{H}} (L_{\ddot{N}\ddot{E}.\ddot{H}} - L_{\ddot{E}.\ddot{H}}) + (\dot{E}_{\ddot{C}\ddot{A}\ddot{M}.\ddot{O}} + \dot{E}_{\ddot{O}} (L_{\ddot{O}} - L_{\ddot{N}\ddot{E}.\ddot{O}}) - \dot{E}_{\ddot{E}})\}t \quad (4)$$

3. Приклад розрахунку настроєчних розмірів для опорних шийок розподільчого валу 968-10060 15A (Мелітопольський машинобудівний завод) при обробці його на багатокруговому верстаті модель ХШ-25НІ.

Вихідні дані.

Виконується одночасно шліфування 3-х опорних шийок вала в розміри $d=44,5^{-0,040}_{-0,061}$ мм, $d=45^{-0,070}_{-0,091}$ мм, $d=54^{-0,060}_{-0,039}$ мм, (рис. 3).

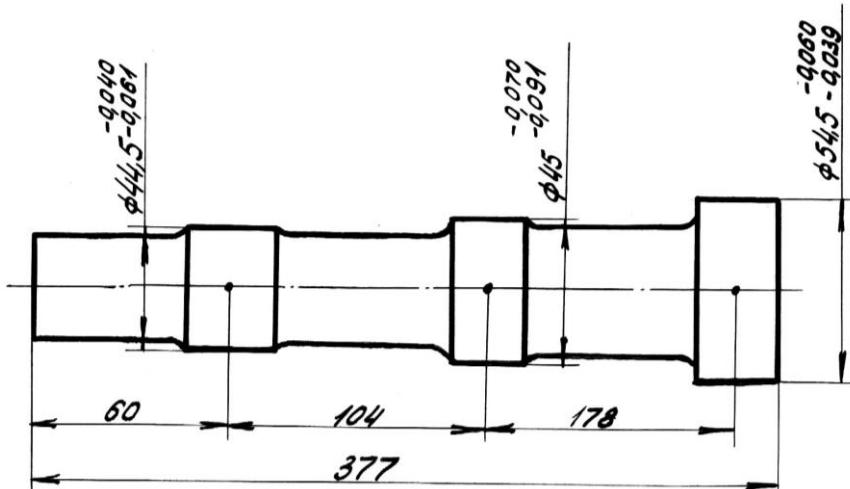


Рис. 3 – Розподільчий вал 968-1006015

Шийка $d=44,5^{-0,040}_{-0,061}$ контролюється скобою приладу активного контролю, шийки $d=45^{-0,070}_{-0,091}$ оброблюються в люнеті.

Конструктивні розміри багатокругового верстата ХШ-25НІ $l_{on.un}=1200$ мм, $l_{2on}=600$ мм, $l_{3on}=778$ мм, $l_{ck.on.}=496$ мм, $l_u=670$ мм. Швидкість теплових деформацій базових місць верстата приведені в розділі 1.

Попередньо визначимо коефіцієнти K_{on} і K_u .

$$\hat{E}_{\text{II}} = \frac{14 - 8}{1200} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ мкм} / \text{мм}^2, \quad \hat{E} = \frac{2 - 0,8}{670} = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ мкм} / \text{мм}^2$$

По формулі (3) для шийки $d=54 \text{ mm}^{+0,060}_{-0,039}$, ми будемо мати

$$\Delta d_{3T}(t) = 2(5 \cdot 10^{-3} - 1,8 \cdot 10^{-3})(496 - 778)t = -1,8t \text{ мкм}$$

Для люнетної шийки по формулі (4)

$$\Delta d_{2T}(t) = \{5 \cdot 10^{-3}(496 - 600) + (0,8 + 1,8 \cdot 10^{-3}(670 - 60)) - 0,7\}t = 0,678t \text{ мкм}$$

Згідно з підрахунків в результаті температурних деформацій вузлів діаметр люнетної шийки збільшується, третьої шийки (без люнету) зменшується.

Тому настроєчний розмір для люнетної шийки буде $D_{2\text{наст}} = D_{\text{min}} + 3 \sigma_{cm}$, для третьої - $D_{3\text{наст}} = D_{\text{max}} - 3 \sigma_{cm}$.

Тут: σ_{cm} - середньоквадратичне випадкових похибок багатокругового верстата; $3 \sigma_{cm} = 0,0044 \text{ мм}$.

D_{min} , D_{max} - відповідно мінімальній і максимальний розмір діаметрів.

Одержано:

$$D_{2\text{наст}} = 44,909 + 0,0044 = 44,9134 \text{ мм}$$

$$D_{3\text{наст}} = 54,461 - 0,0044 = 54,4566 \text{ мм}$$

3. Висновки

- Одержані залежності для розрахунку похибок діаметрів валів при обробці їх на багатокругових круглошлифувальних верстатів моделі ХШ, в результаті теплових деформацій базових вузлів.

- Похибки мають систематичний характер, враховують метод керування верстатом.

- На основі залежностей можна визначити оптимальну величину настроєчних розмірів діаметрів шийок, що оброблюються в люнетах і без них.

Емець М.В., Ізюмська Л.Ф. «Влияние температурных деформаций узлов многокруговых станков на точность обработки»

В статье исследован вопрос влияния температурных деформаций узлов многокруговых кругошлифовальных станков на точность обработки деталей. Експериментально установлены скорости температурных деформаций бабок, шпиндельных опор базовых станков, предложены расчетные схемы, которые позволяют определить оптимальные настроочные размеры обрабатываемых поверхностей. Материалы статьи могут быть использованы для разных технологических настроек.

Ємець М.В., Ізюмська Л.Ф. «Вплив температурних деформацій вузлів багатокругових, верстатів на точність обробки»

В статті досліджено питання впливу температурних деформацій вузлів багатокругових кругошлифувальних верстатів на точність обробки деталей. Експериментально встановлені швидкості температурних деформацій бабок, шпиндельних опор базових верстатів, запропоновані розрахункові схеми, які дозволяють визначити оптимальні настроювальні розміри поверхонь, що бробляються. Матеріали статті можуть бути використані для різних технологічних наладок.

Iemets N.W, Izumskaja L. F. “The influence of temperature deformation of unit of manywheel cylindrical grinders on accuracy”.

The article is devoted the investigation of influence of temperature deformation of units of manywheel cylindrical grinders on accuracy. The speed of temperature deformation of front and foot heads, spindle bearings of base models of manywheels grinders were determined experemintaly, the calculated schemes were proposed. They permit to determine the setting up dimensions of grinding surfaces. The results of this work can be used for different tool setups.

Арпентьев Б.М., Резниченко Н.К.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА РАЗБОРКИ СОЕДИНЕНИЯ С
НЕОСЕСИММЕТРИЧНОЙ ПЛОСКОЙ ДЕТАЛЬЮ ПРИ ИНДУКЦИОННОМ
НАГРЕВЕ

Процесс разборки соединения с тепловым воздействием сложнее сборки, в связи с необходимостью более интенсивного нагрева охватывающей детали, для обеспечения разборочного зазора между деталями, несмотря на теплопередачу к охватываемой.

Нагрев неосесимметричной плоской детали для извлечения из нее охватывающей – вала, наиболее сложная задача вследствие теплоотвода различной интенсивности по координатным осям.

Особый интерес представляет нагрев соединения балансир с торсионом, который используется в ходовой части гусеничной машины. Балансир – это массивная плоская деталь, в отверстие которой по шлицевой посадке скольжения установлен торсион, представляющий собой тонкий вал. После эксплуатации соединение становится практически неразъемным из-за пластических деформаций шлицов и их коррозии. В балансире имеется также отверстие для оси катка. На рис.1. представлена схема балансира с торсионом.

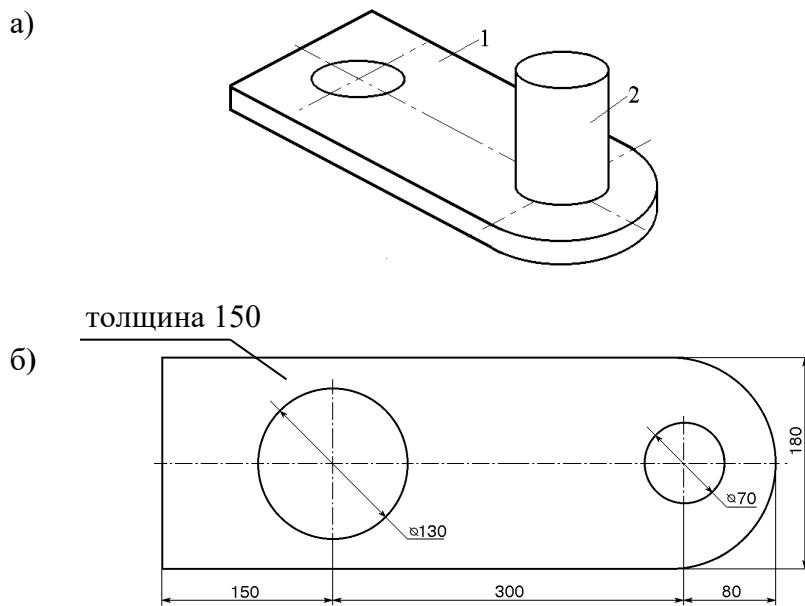


Рис. 1 - Схема балансира в сборе с торсионом а) и балансира б).

1 – балансир; 2 – торсион

Необходимо определить такое распределение температуры в балансире, которое, обеспечивая технологически заданное расширение отверстия, минимизирует количество тепла при ограничении уровня напряжений и температуры. Насколько известно, такая задача для плоской конструкции решается впервые.

Нагреву подлежит зона отверстия диаметром 70мм с двух сторон балансира, то есть выполняется локальный нагрев. Минимизируется функция энергии $Q = Q(q_1, q_2, \dots, q_n)$, затрачиваемой на нагрев детали, где q_1, q_2, \dots, q_n – мощность источников тепла, приложенных на некоторых плоскостях. При этом могут действовать ограничения на температуру

$$T_{min} \leq T(r) \leq T_{max}, \quad (1)$$

где T_{min}, T_{max} – предельные значения температуры, определяемые технологическими условиями и свойствами материала соответственно, и ограничения по напряжениям

$$\sigma_e \leq [\sigma], \quad (2)$$

где $[\sigma]$ – величина допускаемых напряжений,

$$\sigma_e = \sqrt{0,5 [(\sigma_r - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_r)^2] + 3 [\tau_{rz}^2 + \tau_{z\theta}^2 + \tau_{\theta r}^2]}, \quad (3)$$

– эквивалентные напряжения.

Расчет по этой формуле (3) рекомендуется для материалов, которые одинаково работают при растяжении и сжатии. Она имеет также названия: четвертая теория прочности, критерий Гебера-Мизеса-Генки.

Границное условие, представляющее собой неявное ограничение имеет вид

$$\delta \geq u, \quad (4)$$

где δ – заданное расширение внутреннего отверстия детали u .

Для решения применен комплексный метод М.Бокса. Если целевая функция $Q(q_1, q_2, \dots, q_n)$ выпукла и функции неявных ограничений тоже выпуклы, задача будет иметь единственное решение. При решении использован МКЭ в форме метода перемещений, с декартовой системой координат x, y, z . КЭ имеют треугольное поперечное сечение с тремя узлами (рис. 2).

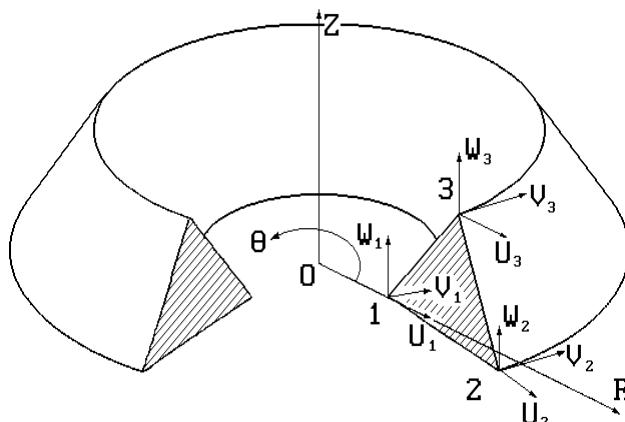


Рис. 2.

Компоненты перемещений в узлах КЭ однозначно определяют перемещения внутри элемента.

$$\vec{U}^e = \{u_1, v_1, u_2, v_2, u_3, v_3\} \quad (5)$$

Перемещения внутри элемента задаются вектором-столбцом

$$\vec{U} = \{u, v\}^T = [N] \vec{U} \quad (6)$$

матрица $[N]$ содержит функции формы

$$[N] = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 \end{bmatrix}$$

$$N_i = 0,5(a_i + b_i + c_i)/\Delta, \quad (7)$$

где Δ – площадь поперечного сечения КЭ в плоскости rz . Параметры a_i , b_i , c_i определяются по формулам

$$a_i = r_j z_m - r_m z_j; \quad b_i = z_j - z_m; \quad c_i = r_m - r_j; \quad (8)$$

$$i = \overline{1,3}; \quad j = \begin{cases} i+1 & (i \neq 3); \\ 1 & (i = 3), \end{cases} \quad m = \begin{cases} i-1 & (i \neq 1); \\ 3 & (i = 1), \end{cases}$$

где r_i , z_i – координаты узловой точки КЭ.

Используются уравнения (5), (6), (7), (8).

Решение задачи МКЭ приводит к системе линейных алгебраических уравнений

$$[K]U^e = \vec{R} + \vec{F}_{\varepsilon 0}, \quad (9)$$

где $[K]$ – матрица жесткости тела, состоящая из матриц жесткости конечных элементов вида (4.60).

$$\vec{F}_{\varepsilon 0} = \int_{V^e} [B]^T [D] \vec{\varepsilon}^{(0)} dV^e \quad (10)$$

– вектор сил, обусловленных температурными деформациями $\vec{\varepsilon}^{(0)}$,

$[D]$ – матрица упругости,

$$[D] = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix},$$

матрица $[B]$ аналогична, где

$$[B_i] = \frac{1}{2\Delta} \begin{bmatrix} b_i & 0 \\ 0 & c_i \\ c_i & b_i \end{bmatrix}.$$

Интегрирование производится численно, так как подинтегральное выражение не зависит от координат. После решения уравнения (9) можно получить перемещения в узлах элемента \vec{U}^e и с помощью соотношений можно получить перемещения в любой точке КЭ. Деформации могут быть получены из формулы, напряжения – из закона Гука

$$\vec{\sigma} = [D](\vec{\epsilon} - \vec{\epsilon}^{(0)}). \quad (11)$$

Матрица жесткости системы $[K]$ имеет ленточную структуру, причем ширина ленты зависит от формы конструкции и порядка нумерации узлов, и симметрична. Поэтому для решения системы линейных алгебраических уравнений (9) используется метод квадратного корня. Исходное уравнение вида

$$[K]\vec{U} = \vec{F}$$

путем введения подстановки

$$[K] = [T]^T [T]$$

преобразуется к следующему виду

$$[T]\vec{U} = \vec{Y},$$

откуда

$$\vec{U} = [T]^{-1}\vec{Y}.$$

Алгоритм включает в себя вычисление элементов вспомогательных матриц (прямой ход).

Возможно также использование конечно-разностной схемы Кранка-Николсона, где вычисляются производные по времени от вектора температур \vec{T} . Предполагая, что

$$\frac{d\vec{T}^{(0)}}{d\tau} + \frac{d\vec{T}^{(1)}}{d\tau} = \frac{2(\vec{T}^{(1)} - \vec{T}^{(0)})}{\Delta\tau}, \quad (12)$$

получаем систему уравнений в виде

$$\left([K] + \frac{2}{\Delta\tau} [C] \right) \vec{T}^{(1)} = [C] \left(\frac{2}{\Delta\tau} \vec{T}^{(0)} + \frac{d\vec{T}^{(0)}}{d\tau} \right) + \vec{F}^{(cp)}, \quad (13)$$

где $\vec{F}^{(cp)}$ – вектор-столбец правой части уравнения в момент времени $(\tau^{(1)} - \tau^{(0)})/2$. Алгоритм этой схемы состоит в последовательном решении уравнения и нахождении $d\vec{T}^{(1)}/d\tau$.

Для решения полученной системы линейных алгебраических уравнений используется метод квадратного корня.

Важным вопросом при решении данной задачи является учет контактной теплопередачи. Рассмотрим его несколько иначе, чем в предыдущей задаче из-за иной физической сущности контакта. Будем использовать понятие термического контактного сопротивления R [$\text{м}^2 \cdot \text{град}/\text{Вт}$]. Его удобно оценивать величиной эквивалентной длине материала B , температурный перепад на которой соответствует температурному скачку в зоне контакта, то есть

$$R = B/K.$$

Для учета контактного взаимодействия введены специальные контактные конечные элементы. Такой контактный элемент содержит 2 узла с одинаковыми координатами, принадлежащими к смежным контактирующим телам. Элемент характеризуется длиной L вдоль линии контакта в плоскости rz (вся область контакта должна быть «распределена» между контактными элементами, (рис.3) и эквивалентной толщиной B , которая характеризует его термическое сопротивление R . Если рассматриваемый контактный элемент при расчете НДС находится в состоянии «зазор», то

$$B = B_G \frac{K_G}{K} + B_0, \quad (14)$$

где B_G, K_G – фактический зазор в точке контакта и теплопроводность газовой среды.

Если элемент находится в состоянии «натяг» то

$$\begin{aligned}
 B &= \frac{B_0}{1 + \left(\frac{B_0}{B_1} - 1 \right) \left(\frac{\sigma}{\sigma_1} \right)^{0.8}}, \quad \sigma \leq \sigma_1; \\
 B &= B_1 - \frac{(B_2 - B_1)(\sigma - \sigma_1)}{\sigma_2 - \sigma_1}, \quad \sigma_1 \leq \sigma \leq \sigma_2; \\
 B &= B_2, \quad \sigma > \sigma_2
 \end{aligned} \tag{15}$$

где B_0 , B_1 , B_2 – термическое сопротивление в зоне контакта при нулевом сжимающем напряжении, сжимающем напряжении величиной σ_1 и σ_2 ,

$$R_i = B_i/K.$$

Длина линии контакта для элемента a , находящегося на краю линии контакта составляет $L_1/2$, для элемента b – $L_1/2 + L_2/2$; для элемента c – $L_2/2 + L_3/2$ (рис.4).

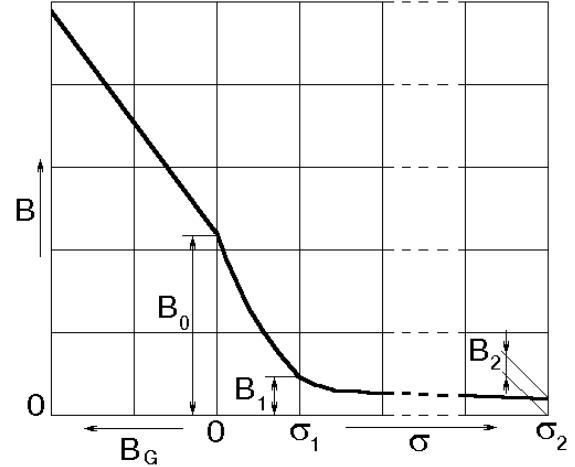
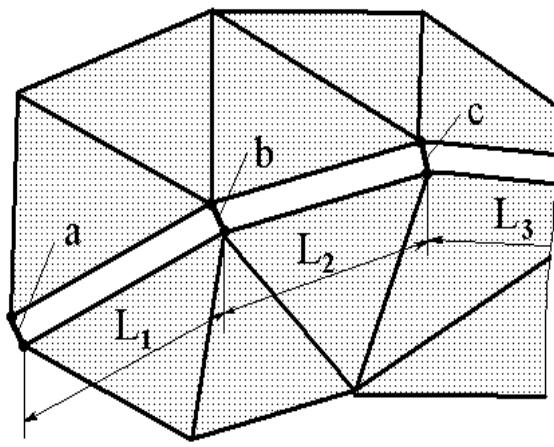


Рис. 4 - Зависимость

Рис. 3 -имер схемы распределения эквивалентной толщины В области контакта между контактными контактного элемента от состояния зоны контакта

На рис. 4 представлена зависимость эквивалентной толщины В контактного элемента от состояния зоны контакта.

Матрица теплопроводности контактного элемента определяется по формуле

$$[K] = \frac{KV}{B^2} \begin{bmatrix} I & -I \\ -I & I \end{bmatrix}, \tag{16}$$

где V – объем, определяемый длиной L линии контакта, эквивалентной толщиной B для данного элемента и толщиной детали H .

Решение оптимизационной задачи выполняется итерационным методом. В нем предполагается, что известно количество варьируемых переменных n , количество ограничений m и начальная точка $\vec{q}_0 = \{q_1, q_2, \dots, q_n\}^T$, удовлетворяющая всем ограничениям. В первую очередь, выбирают $k = 2n$ точек, которые удовлетворяют всем ограничениям, а также вычисляют целевую функцию W во всех k точках. Множество этих точек называют комплексом.

Как упоминалось выше, предполагается, что точка \vec{q}_0 удовлетворяющая всем ограничениям, задана. В качестве начальной, как правило, выбирается равномерная мощность нагрева конструкции. Остальные точки, удовлетворяющие ограничениям, могут быть найдены следующим образом

$$q_{ij} = q_{\min} + r (q_{\max} - q_{\min}), \quad (17)$$

где r – псевдослучайная переменная, равномерно распределенная в интервале $(0; 1)$. Если точка, выбранная в соответствии с (4.91), не удовлетворяет всем ограничениям, то она смещается на половину расстояния до центра тяжести множества уже принятых точек \vec{q}_c , то есть формируется точка

$$\vec{q}'_i = (\vec{q}_i + \vec{q}_c) / 2. \quad (18)$$

Если начальную точку \vec{q}_0 , отвечающую всем ограничениям, найти не удается, оптимизация применяется для удовлетворения ограничений. После нахождения точки $\vec{q}_0^{(1)}$, удовлетворяющей условию (3), можно перейти к последовательной оптимизации других ограничений, которые не выполняются в точке $\vec{q}_0^{(1)}$.

Итерационная процедура комплексного метода производит поиск минимума перемещением по направлению к минимуму внутри области ограничений.

При проверке на сходимость величин σ^2 используются среднее квадратическое отклонение для k значений функции и максимальное расстояние d между двумя точками комплекса

$$\sigma^2 = \sum_{i=1}^k \frac{(W(\vec{q}_i) - \bar{W})^2}{k}, \quad (19)$$

где

$$\bar{W} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k W(\vec{q}_i). \quad (20)$$

Если величина достаточно мала, то процедура поиска минимума заканчивается. В противном случае необходимо вернуться на шаг 1 и повторить процедуру.

Выбор $k = 2n$ и $\alpha = 1,3$ является эмпирическим правилом. Первое значение частично предотвращает преждевременное сжатие комплекса.

Описанный алгоритм итерационной процедуры использует программный комплекс МКЕ-Д, предназначенный для расчета напряженно-деформированного состояния тел в условиях упругого и упруго-пластического деформирования и задач теплопередачи, а также для оптимизации параметров расчета.

Предлагаемая модель для плоской охватывающей детали с неосесимметрично расположенным в ней отверстием позволяет определить мощности и периодичность действия распределения источников индукционного нагрева.

Список используемых источников:

1. Андреев А.Г., Резниченко Н.К. Напряженно-деформированное состояние составных осесимметричных конструкций, собираемых с натягом при использовании нагрева. // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". - Харків: НТУ «ХПІ». -2005.-№47. -С. 3-8.
2. Арпентьев Б.М., Дука А.К., Куцын А.Н. Новый метод определения составляющих тепловой проводимости. // Сб. науч. тр. ХИСП. - 1997. - С. 169-177.
3. Вигак В.М., Ясинский А.В. Оптимизация осесимметричных термоупругих напряжений и перемещений круглой пластины // Докл. АН.УССР. – Сер.А. – 1985. - № 12. – С. 24-26.
4. Дука А.К., Резниченко Н.К. Оптимизация индукционного нагрева изделий в механосборочном производстве. // Резание и инструмент в технологических системах. Международный научно-технический сборник. Харків: НТУ «ХПІ». - 2007. - № 72. – С.136-143.

Арпентьев Б.М., Резниченко Н.К «Оптимизация процесса разборки соединения с неосесимметричной плоской деталью при индукционном нагреве».

В статье рассмотрен процесс разборки прессового соединения с неосесимметричной плоской деталью при индукционном нагреве.

Арпентьев Б.М., Резниченко Н.К «Оптимізація процеса розбирання з'єднання з невіссиметричною плоскою деталлю при індукційному нагріві».

У статті розглянуто процес розбирання пресового з'єднання з невіссиметричною плоскою деталлю при індукційному нагріві.

Arpentev B., Reznichenko N. «Optimisation of process of dismantling of joint with non axisymmetric a flat detail at the induction heating».

In article process of sorting out joints of press with non axisymmetric a flat detail at the induction heating is cosidered.

ШЛИФОВАНИЕ ВИНТОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ СО СКРЕЩИВАЮЩИМИСЯ ОСЯМИ ИНСТРУМЕНТА И ДЕТАЛИ С КРУГОВЫМ ПРОФИЛЕМ

1. Постановка проблемы

Шарико-винтовая передача (ШВП) представляет собой механизм для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. В настоящее время шариковые винтовые передачи широко применяются как главное тяговое устройство в приводах станков с ЧПУ [1].

2. Аналитический обзор

Шарико-винтовая передача состоит из прецизионного накатного или шлифованного винта, гайки с механизмом циркуляции элементов качения и шариков. Таким образом, в отличие от обычной передачи винт-гайка, ШВП использует принцип трения качения, а не трения скольжения. Шарико-винтовые передачи характеризуются такими параметрами как диаметр винта, шаг резьбы, класс точности ШВП и предварительный натяг. Точность определяет максимально допустимое отклонение хода ШВП на единицу шага. Определяется, как правило, количеством микрон на 300 мм хода. В зависимости от классов точности ШВП можно условно разделить на шарико-винтовые передачи для транспортных применений и прецизионные шарико-винтовые передачи.

Главные преимущества передач винт-гайка качения:

- малый коэффициент трения и, как следствие, возможность использования менее мощного привода и меньшего количества смазки;

- низкие потери на трение; к.п.д. этих передач достигает значения 0,9-0,95 по сравнению с 0,2-0,4 передач винт-гайка скольжения;
- почти полная независимость силы трения от скорости и весьма малое трение покоя, что благоприятно в отношении обеспечения устойчивости (равномерности) движения;
- возможность полного устранения зазоров и создания натяга, обеспечивающего высокую осевую жесткость;
- высокая точность позиционирования;
- небольшой нагрев в процессе работы;
- значительно больший эксплуатационный ресурс.

Шариковые винтовые передачи отличаются высоким качеством изготовления поверхностей качения, повышенной плавностью работы, высокой осевой жесткостью и высокой точностью.

Существующие методы обработки винтовых поверхностей методом копирования предусматривают шлифование кругом, радиус профиля которого равен радиусу профиля винтовой поверхности. Круг ориентируется в соответствии с углом наклона винтовой поверхности [2]. Для этого метода характерны высокая эффективность и простота формообразующих движений. Но этот способ имеет ряд недостатков:

- неравномерная удельная нагрузка и толщина срезаемого слоя вдоль профиля абразивного инструмента, в результате чего происходит неравномерный износ [3];
- переменная производительность обработки в процессе врезания, максимальное значение подачи на оборот при этом определяется в момент формообразования центральной точки профиля [4];
- температура в зоне обработки крайних участков профиля детали является ограничивающим фактором, поскольку отношение толщины срезаемого слоя a_z к радиусу режущей кромки ρ не превышает 0,1, что приводит к увеличению сил трения [5];

– длина врезания больше припуска на обработку и зависит от максимального угла подъема профиля образующей [5].

Цель статьи

Целью является разработка нового способа шлифования винтовых поверхностей с профилем в виде дуги окружности на основе анализа модульных 3D моделей процессов профилирования круга, съема припуска и формообразования поверхности детали.

3. Основной раздел

Решение прямой задачи теории формообразования требует математического описания профиля детали. Эта поверхность может быть описана сферическим модулем

$$\bar{r}_\partial = S_{z \cdot \theta \cdot y_\partial \cdot \varphi_\partial \cdot y_n}^\partial \cdot \bar{e}^4, \quad (1)$$

где: \bar{r}_∂ – радиус-вектор точек винтовой поверхности; $S_{z \cdot \theta \cdot y_\partial \cdot \varphi_\partial \cdot y_n}^\partial$ – сферический модуль, представляющий собой матрицу перехода от начальной точки в систему координат детали; $e_4 = (0,0,0,1)^T$ – радиус-вектор начальной точки [6].

Сферический модуль, описывающий деталь, состоит из однокоординатных матриц [6]:

$$S_{z \cdot \theta \cdot y_\partial \cdot \varphi_\partial \cdot y_n}^\partial = M_3(z)M_6(\theta_\partial) \cdot M_2(y_\partial) \cdot M_4(\varphi_\partial) \cdot M_2(y_n), \quad (2)$$

где: z – осевая координата винта, θ_∂ – угол поворота вокруг оси $O_\partial Z_\partial$ вращения детали; $y_\partial = R_\partial$ – расстояние от центра профиля до оси вращения детали; φ_∂ – угловая координата профиля винтовой поверхности; $y_n = \rho$ – радиус профиля детали. Значение y_n может принимать положительное и отрицательное значения; положительное значение указывает на винтовую поверхность гайки, а отрицательное — винта.

Модуль (2) имеет два независимых угловых параметра θ_∂ и φ_∂ . Осевая координата винтовой поверхности z является функцией от угла поворота детали:

$$z = \theta_\partial \cdot p, \quad (3)$$

где: $p = \frac{S}{2\pi}$ – параметр винтового движения, S – шаг винтовой поверхности.

Исходя из формы детали, радиус-вектор инструмента в модульном виде описывается матрицей перехода

$$\bar{r}_e = M_{e\bar{a}} \cdot \bar{r}_{\bar{a}}, \quad (4)$$

где: $M_{e\bar{a}}$ – матрица перехода из системы координат детали в систему координат инструмента.

Матрица перехода (4) представляет собой произведение двух сферических модулей

$$M_{e\bar{a}} = S_{\theta_e \cdot y_c}^{\hat{\theta}_e} \cdot S_{\psi}^{\hat{i}}, \quad (5)$$

где: $S_{\theta_e \cdot y_c}^{\hat{\theta}_e}$ – модуль формообразования инструмента; $S_{\psi}^{\hat{i}}$ – модуль угловой ориентации инструмента относительно детали.

Модуль формообразования (5) состоит из произведения двух матриц

$$S_{\theta_e \cdot y_c}^{\hat{\theta}_e} = M_6(\theta_e) \cdot M_2(y_c), \quad (6)$$

где: θ_e – угол поворота системы координат детали относительно оси вращения инструмента; y_c – расстояние между осями вращения инструмента и детали.

Модуль ориентации (5) представлен матрицей относительных поворотов

$$S_{\psi}^{\hat{i}} = M_5(\psi), \quad (7)$$

где: ψ – угол наклона круга.

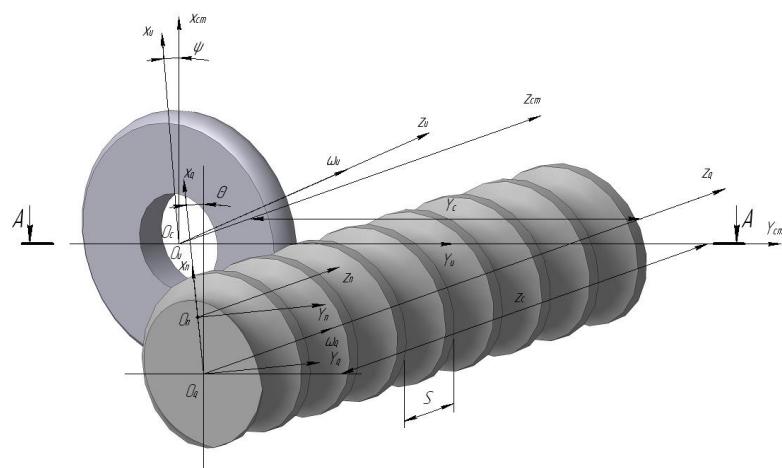


Рис. 1 - Схема обработки поверхности винта ШВП

Нами предлагается осуществлять поворот круга в направлении, противоположном углу наклона винтовой поверхности, таким образом, увеличивается ход инструмента, так как оправка, на которой закреплен круг, не касается торца детали (рис. 2).

Для профилирования инструмента необходимо составить уравнение, которое определяет линию контакта

$$\bar{V}_{u\partial} \cdot \bar{n}_\partial = 0, \quad (8)$$

где: \bar{n}_∂ – единичный вектор нормали к поверхности детали; $\bar{V}_{u\partial}$ – вектор скорости относительного движения этой поверхности в системе координат инструмента.

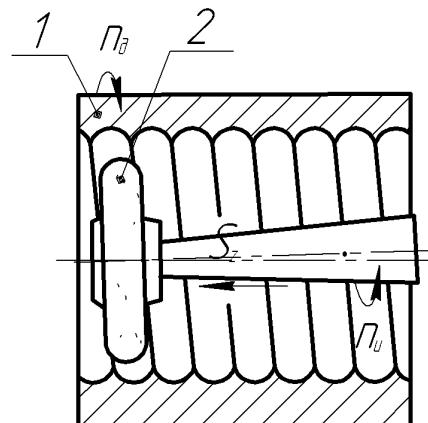


Рис. 2 - Схема обработки поверхности гайки ШВП

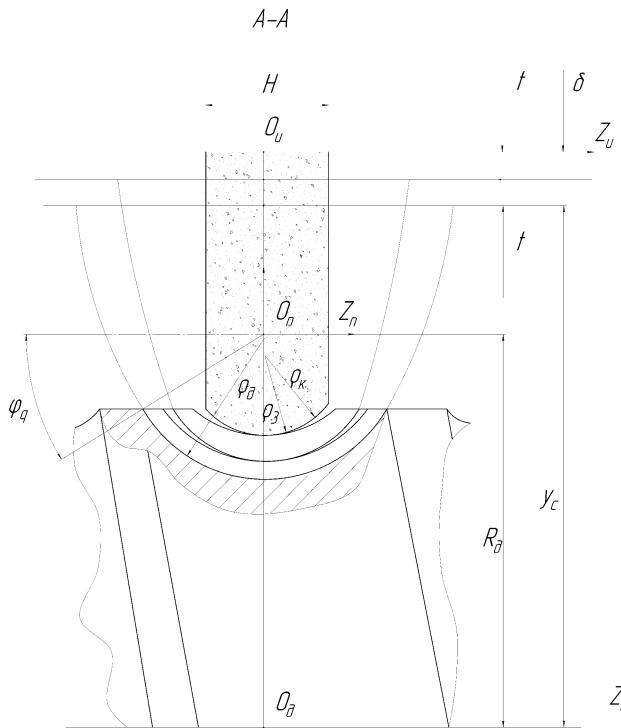


Рис. 3 - Формообразование поверхности винта

Нормаль, как известно, может быть найдена как векторное произведение векторов касательных к поверхности. Для нахождения нормали необходимо дифференцировать радиус-вектор поверхности детали по обоим параметрам.

При однопараметрическом огибании [5] связь между параметрами $\varphi_{\ddot{a}}$ и θ_d имеет вид равенства нулю смешанного произведения трёх векторов частных производных вектора \bar{r}_e .

$$\left(\frac{\partial \bar{r}_e}{\partial j_{\ddot{a}}} \times \frac{\partial \bar{r}_e}{\partial \theta_d} \right) \times \frac{\partial \bar{r}_e}{\partial \tau_{\ddot{a}}} = \mathbf{0}, \quad (9)$$

где: $\frac{\partial \bar{r}_u}{\partial \varphi_d} \times \frac{\partial \bar{r}_u}{\partial \theta_d} = \bar{N}_d$ – вектор нормали к поверхности детали в точке с

криволинейными координатами φ_q, θ_d ; $\frac{\partial \bar{r}_e}{\partial \tau_{\ddot{a}}} = \bar{V}_{\ddot{a}}$ – вектор скорости

относительного движения детали относительно круга; τ_d – время перемещения детали, при повороте её на угол θ_u в инверсионном движении относительно оси $O_u Z_u$ круга.

Скорость движения детали (9) относительно круга определяется через матрицу перехода из системы координат детали в систему координат инструмента

$$\frac{\partial \bar{r}_e}{\partial \tau_{\dot{a}}} = \frac{\partial M_6(\theta_{\dot{e}})}{\partial \theta_{\dot{e}}} \times \frac{\partial \theta_{\dot{e}}}{\partial \tau_{\dot{a}}} \times M_{\dot{e}\ddot{a}}, \quad (10)$$

где: $\frac{\partial \theta_{\dot{e}}}{\partial \tau_{\dot{a}}} = \omega_{\dot{e}\ddot{a}}$ – угловая скорость поворота детали относительно оси круга.

Скалярное произведение векторов $\bar{N}_{\dot{a}}$ и $\bar{V}_{\dot{a}}$ находим, вычислив определитель

$$\bar{N}_{\dot{a}} \cdot \bar{V}_{\dot{a}} = \begin{vmatrix} X_{V_{\dot{a}}} Y_{V_{\dot{a}}} Z_{V_{\dot{a}}} \\ X_{\psi_{\dot{a}}} Y_{\psi_{\dot{a}}} Z_{\psi_{\dot{a}}} \\ X_{\theta} Y_{\theta} Z_{\theta} \end{vmatrix} = 0, \quad (11)$$

где: $X_{V_{\dot{a}}} Y_{V_{\dot{a}}} Z_{V_{\dot{a}}}$ – координаты вектора $\bar{V}_{\dot{a}}$; $X_{\psi_{\dot{a}}} Y_{\psi_{\dot{a}}} Z_{\psi_{\dot{a}}}$ – координаты вектора касательной $\bar{A}_{\dot{a}} = \frac{\partial \bar{r}_e}{\partial \varphi_{\dot{a}}}$; $X_{\theta} Y_{\theta} Z_{\theta}$ – координаты вектора касательной $\hat{A}_{\dot{a}} = \frac{\partial \bar{r}_e}{\partial \theta_{\dot{a}}}$.

Радиус-вектор \bar{r}_e описывает множество инструментальных поверхностей. Выбор рациональной осуществляют на основании анализа геометрических параметров наружной поверхности детали, заготовки и снимаемого припуска δ .

Определив радиус-вектор, находим, что он описывается сферическим модулем, который подобен аналогичному модулю детали (1), но со своими параметрами

$$\bar{r}_u = S_{z\theta_u \cdot y_u \cdot \varphi_u \cdot y_n}^u \cdot \bar{e}^4, \quad (12)$$

$$S_{z\theta_u \cdot y_u \cdot \varphi_u \cdot y_n}^u = M_3(z) M_6(\theta_u) \cdot M_2(y_u) \cdot M_4(\varphi_u) \cdot M_2(y_n), \quad (13)$$

где: \bar{r}_u – радиус-вектор точек поверхности инструмента; $S_{z\theta_u \cdot y_u \cdot \varphi_u \cdot y_n}^u$ – сферический модуль, представляющий собой матрицу перехода от начальной точки в систему координат инструмента; $\theta_{\dot{e}}$ – угол поворота вокруг оси $O_u Z_u$ вращения инструмента; $y_{\dot{e}} = R_{\dot{e}}$ – расстояние от центра

профиля инструмента до его оси вращения; φ_e – угол поворота вокруг оси $O_u Y_u$; $y_i = \rho_e$ – радиус профиля круга.

Таким образом радиус-вектор винтовой поверхности детали описывается тремя сферическими модулями:

$$\bar{r}_{\delta u} = S_{\theta_{\delta} \cdot y}^{\phi} \cdot S_{\psi \cdot x}^o \cdot \bar{r}_u, \quad (14)$$

где: $S_{\theta_{\delta} \cdot y}^{\phi} = M_6(\theta_{\delta}) \cdot M_2(-y_c - t \cdot k)$ – модуль формообразования детали; θ_{δ} – угол поворота системы координат инструмента относительно оси вращения детали; $y = -y_c - t \cdot k$ – текущая координата межосевого расстояния инструмента и детали; y_c – расстояние между осями круга и детали в положении окончательного формирования поверхности детали, $a = \frac{t}{2\pi}$ – постоянная спирали Архимеда, по которой в относительном движении перемещается круг при съеме припуска δ , t – величина поперечной подачи круга в направлении, перпендикулярном оси $O_{\delta} Z_{\delta}$ вращения детали, на один ее оборот; k – количество рабочих ходов, необходимых для съема припуска δ ; $S_{\psi \cdot x}^o = M_5(\pm\psi) \cdot M_1(x)$ – модуль угловой ориентации инструмента относительно детали.

Когда припуск снят, $\delta=0$ и $y=y_c$, линия контакта, которая вращается вокруг оси детали без поперечного перемещения, описывает форму обработанной поверхности с радиусом ρ_{δ} . На рисунке 4 представлен процесс снятия припуска. При врезании круга в деталь 2 и одновременном его наклоне будут появляться погрешности Δ_{kj} , величина которых будет уменьшаться в процессе снятия припуска. Окончательный же профиль винтовой канавки будет формироваться без погрешности, поскольку, круг правится при максимальном угле наклона, радиус проекции линии контакта круга и детали будет равен радиусу профиля канавки ρ_{δ} . Величина погрешностей Δ_{kj} определяется по методу наименьших квадратов и не должна превышать допуска на форму профиля канавки.

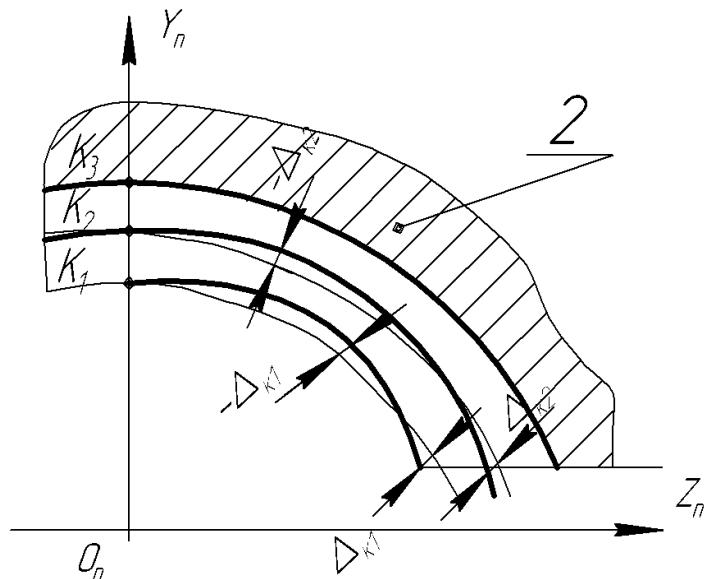


Рис. 4 - Процесс съема припуска при обработке винта ШВП

Модель (14) описывает множество поверхностей. Для определения реальной винтовой поверхности детали, необходимо составить уравнение которое описывает линию контакта.

$$\bar{V}_{\partial u} \cdot \bar{n}_u = 0, \quad (15)$$

где: \bar{n}_u – единичный вектор нормали к поверхности инструмента; $\bar{V}_{\partial u}$ – вектор скорости относительного движения этой поверхности в системе координат детали.

Вращая линию контакта вокруг оси детали с осевым перемещением z , мы получим реальный контур поверхности детали.

Предложенный способ обработки реализован на кафедре интегрированных технологий и автомобилей Черниговского государственного технологического университета. Установка создана на базе универсального станка с ЧПУ мод. В3208Ф3. Впервые подобная установка позволяет обрабатывать винт и гайку ШВП. Производилась окончательная обработка винта ШВП. Чистовая обработка винта из стали 12Х2Н4А производилась кругом 24А16СМ26К5 с режимами $V_u=35$ м/с, $V_d=2,5$ м/мин и глубиной резания 15 мкм по всему радиусному профилю.

4. Выводы

1. Предложенный новый способ на базе анализа моделей позволяет обрабатывать винтовые поверхности ШВП по эквидистантным кривым с одинаковой глубиной резания по радиусному профилю, что увеличивает точность и производительность. Обработка всей винтовой поверхности производится при постоянном угле наклона круга, что обеспечивает одинаковые условия резания по всей длине детали и таким образом обеспечивает стабильность физико-механических свойств винтовой поверхности. Поперечная подача и поворот круга осуществляется в начале каждого рабочего хода.

2. Предложенный способ обработки наиболее рационально использовать для окончательной обработки винта и гайки ШВП, поскольку постепенное уточнение профиля детали позволяет обеспечить высокую точность обработки.

3. Разработана экспериментальная установка на базе универсального станка мод. В3208Ф3 для шлифования винтов и гаек ШВП. В дальнейшем планируется разработать пакет прикладных программ, который позволит программировать процесс обработки без специальной подготовки технологов-программистов

Список используемых источников:

1. Детали и механизмы металлорежущих станков / под. ред. Решетова Д.Н., т.2 — М: Машиностроение, 1972. — 520 с.
2. Петраков Ю.В., Субін А.А. Математична модель шліфування внутрішньої гвинтової канавки пари кочення // Вестник НТУУ «КПІ». Машиностроение, - №37, 1999, - с.63-68.
3. Эльянов Э.Д. Шлифование в автоматическом цикле. - М.: Машиностроение, 1980. – 101 с.
4. Григорьян Г.Д, Мухортов В.Н. Обеспечение стабильности профиля резьбы ходовых винтов качения // Станки и инструмент.- 1986, N12, с. 23-24.

5. Кальченко В.И. Научные основы шлифования криволинейных поверхностей с управляемой ориентацией абразивного инструмента// Диссертация докт.техн.наук. Харьков: ХГПУ.- 1994.- 329 с.
6. Решетов Д.Н. Точность металлорежущих станков / Д.Н. Решетов, В.Т. Портман. — М.: Машиностроение, 1986. — 336 с.
7. Кальченко В.І., Кальченко В.В. Проектування, виробництво та обслуговування гвинтових передач гаражного обладнання // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Збірник — Чернігів: ЧДТУ, 2008 — №34. — с.50-55.

Кальченко В.В., Ерошенко А.М. «Шлифование винтовых поверхностей со скрещивающимися осями инструмента и детали с круговым профилем».

Предлагаются модульные 3D модели профилирования абразивного круга и формообразования винтовых поверхностей круглого профиля для ремонта и изготовления шариковых винтовых передач автомобилей и гаражного оборудования.

Кальченко В.В., Ерошенко А.М. «Шліфування гвинтових поверхонь з перехресними вісями інструменту та деталі з круговим профілем».

Пропонуються модульні 3D моделі профілювання абразивного кола та формоутворення гвинтових поверхонь круглого профілю для ремонту та виготовлення кулькових гвинтових передач автомобілів та гаражного обладнання.

Kalchenko V.V., Yeroshenko A.M. “The grinding the helical surfaces with skew axes of tool and detail with circular-arc form”.

Modular 3D models of the shaping the abrasive wheel and the forming the rounds helical surfaces for mending and production the ball screw-type gears of vehicles and the garage equipment are suggested.

Корнієнко М.О., Маліцький І.Ф.

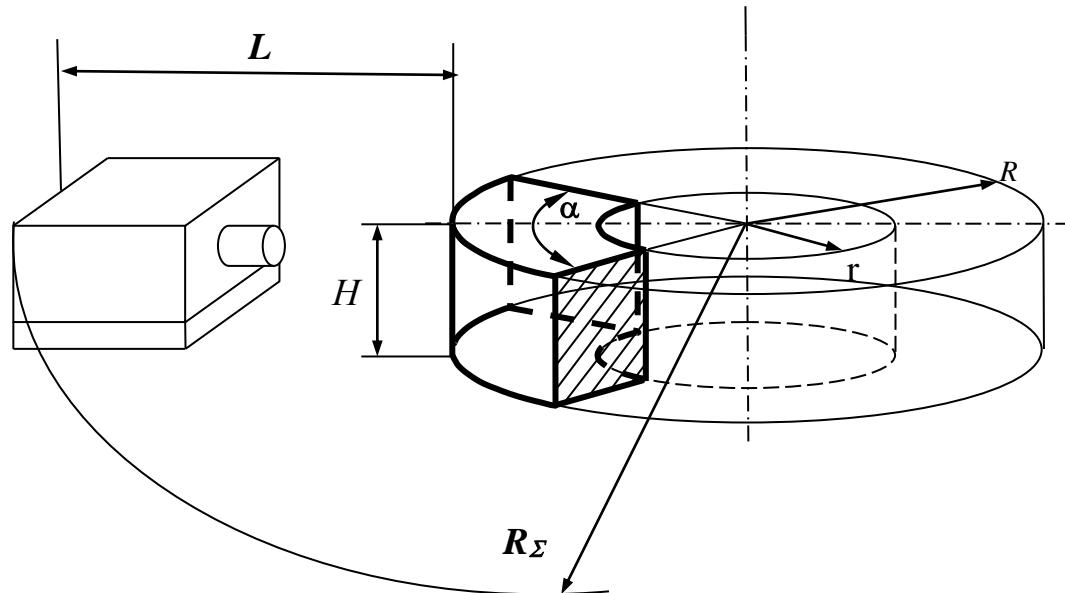
МОДЕЛЬ КОМПОНУВАННЯ УСТАНОВЧО-
ЗАТИСКНОГО ПРИСТОСУВАННЯ БАГАТОПОЗИЦІЙНИХ
АГРЕГАТНИХ ВЕРСТАТІВ

1. Постановка проблеми

Задача забезпечення компактності агрегатних верстатів, далі АВ, з круговою траєкторією транспортування деталі може вирішуватися шляхом раціонального укладання елементів і зменшення радіуса розташування нор Рисізованих силових вузлів, що в остаточному підсумку ведуть до зменшення габариту несучої системи верстата. Модель формування габаритного радіуса АВ із круговим транспортуванням заготовки показана на рис. 1.

Рис. 1 - Формування габаритного радіуса АВ с круговим транспортуванням заготовки

Рішення задачі мінімізації радіуса R транспортування безпосередньо



пов'язане з можливостями розміщення об'єкта обробки і установочно-затискного пристосування, далі УЗП, в обмеженому обсязі зони обробки. Мінімізація габаритної довжини L оснащеного агрегатного верстата може

вирішуватися проектуванням його оптичної наладки за критеріями компактності та економічності.

Для рішення питання синтезу УЗП АВ, необхідно виконати моделювання компонувань УЗП. Установочно-затискні пристосування АВ є складним, функціонально самостійним вузлом, що складається з певного набору елементів, кожний з яких виконує свою функцію в його роботі.

2. Аналіз останніх досліджень

Статистичний аналіз застосування компонувань УЗП показав, що серед наборів елементів механізму затискача найбільше місце займають набори з одно скісним клином, роликом і плунжером. Оцінка кількісного співвідношення варіантів виконання пристосувань показала, що найчастіше використовується периферійне розташування пристосувань на верстаті із затискним і базовим пристроями, зібраними в одному корпусі.

По кількості одночасно встановлюваних деталей, найбільше застосування знайшли одномісні однопозиційні УЗП.

Відповідно до прийнятих скорочень, технологічні бази позначаються О - опорна, Н - напрямна, Ц - центруюча, В - упорна, П - поворотна. У пристосуваннях АВ переважно використовується схема базування - ОЦП. Рідше всього використовуються схеми базування з подвійною напрямною та подвійною центруючою базами.

Серед різних видів приводів у пристосуваннях АВ явним лідером є пневматичний привод. Найменш використовувані приводи УЗП - ручний, електромеханічний і різні комбіновані приводи.

Серед механізмів повернення найчастіше застосовують безпосередньо шток пневматичного або гідро- циліндра. Також часто використовуються пружинні механізми повернення, рідше ручні.

По інтенсивності використання в пристосуваннях агрегатних верстатів різних видів основних механізмів вузла затискача найбільше застосування знайшли механізми на основі двостороннього самоустановлювального клина, механізми прямої дії і одно скісний клин з плунжером-тягою. Рідше всього застосовуються гвинтові і гвинта-важелеві механізми, а також механізми з багатобічним клином.

З додаткових механізмів вузла затискача, найчастіше використають важіль з твердим одноточечним притиском і пряму призму-повзун.

На підставі проведеного статистичного аналізу конструктивних особливостей установочно-затискних пристосувань агрегатних верстатів середнього габариту, одержане умовне базове пристосування з наступними параметрами конструкції:

- виконання пристосування - периферійно на позиційному столі;
- кількість і характер установлюваних деталей - одномісне, однопозиційне;
- схема базування - ОЦП;
- тип привода - пневматичний;
- механізм повернення - пружинний;
- основний механізм вузла затискача – двох скісний клин;
- додатковий механізм вузла затискача - важіль або призма-повзун.

Статистичний аналіз застосовності елементів у компонуваннях УЗП дозволив визначити, так зване, умовне базове пристосування. Для нього розроблена геометрична модель (Рис.2), що дозволяє вести оптиРисьне проектування за критерієм компактності.

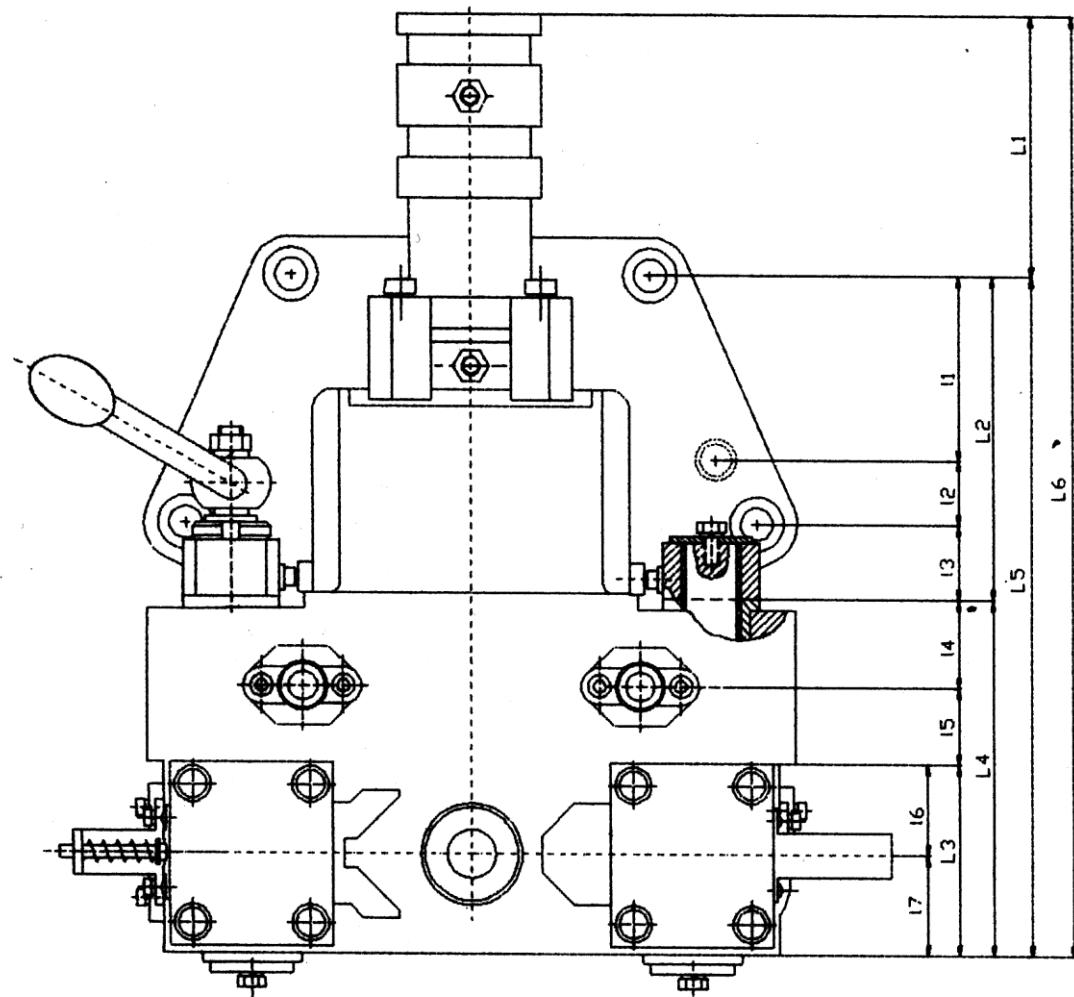
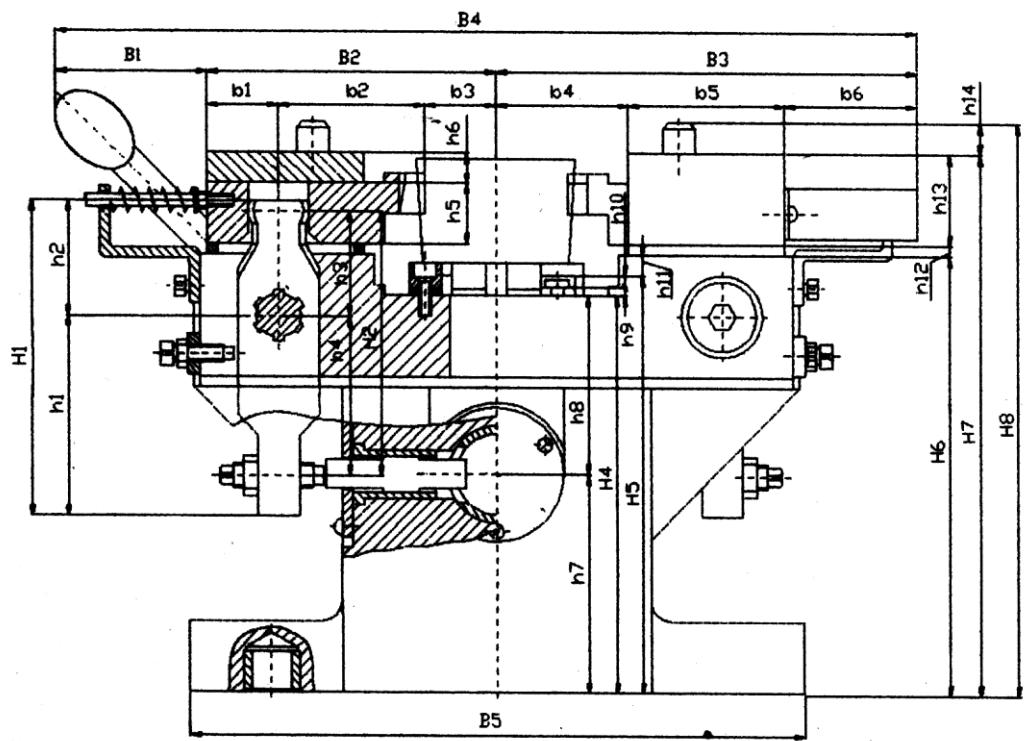


Рис. 2 - Модель компонування умовного базового УЗП

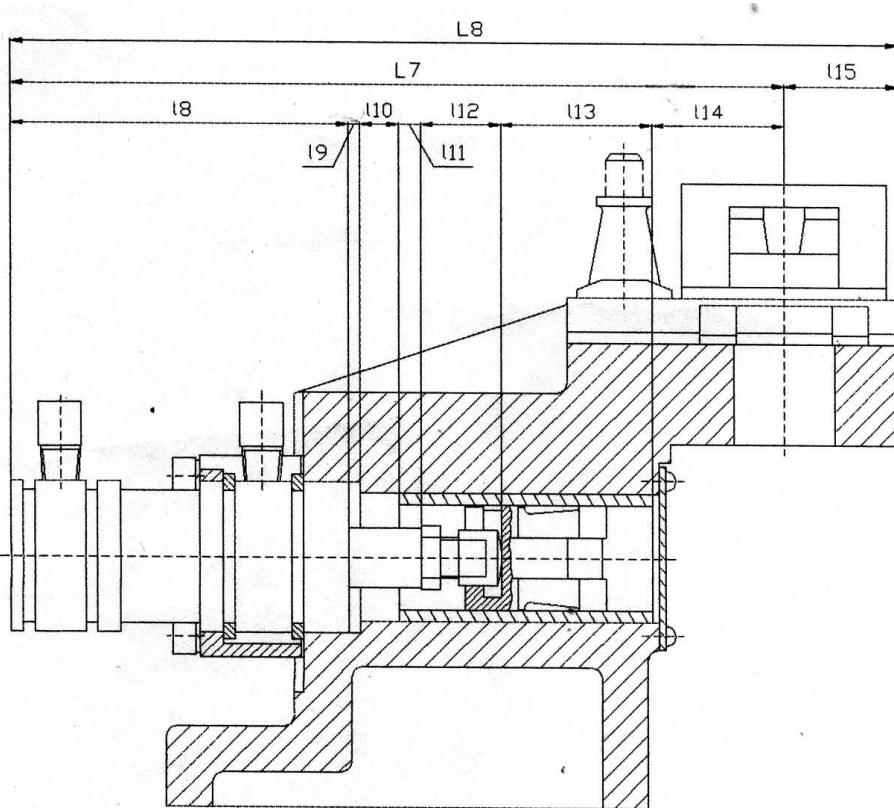


Рис. 2 - (продовження)

H → min,
min

$$H = H8 = H7 + h14; \quad B = B4 = B1 + B2 + B3; \quad L = L6 = L8 = L5 + L1;$$

$$H7 = H6 + h12 + h13; \quad B2 = b1 + b2 + B3; \quad L5 = L4 + L2;$$

$$H6 = H5 + h11; \quad B3 = b4 + b5 + b6 \quad L4 = L3 + l5 + l4;$$

$$H5 = h7 + h8 + h9 + h10 \quad L2 = l1 + l2 + l3;$$

$$L3 = l6 + l7$$

$$L8 = L7 + l15$$

$$L7 = l8 + l9 + l10 + \\ l11 + l12 + l13 + l14$$

B → min,

L →

Проектування УЗП із використанням моделі умовного базового пристосування для забезпечення компактності можна вести на основі визначення мінімально можливих розмірів елементів з їхніх розрахунків на

міцність. Однак доцільно використати уніфіковану базу елементів, що повинна бути вдосконалена за рахунок формування оптических параметричних рядів деталей пристосувань.

3. Висновки

З вищевикладеного можна зробити висновок, що виконаний статистичний аналіз компонувальних схем УЗП АВ дозволяє розробити модель умовного базового пристосування. Систематизація схем приводів, механізмів затискача і їхніх можливих сполучень являють собою основу методики спрямованого синтезу раціональних компонувань УЗП.

Практична реалізація основних результатів проведеного дослідження дозволяє підвищити продуктивність та якість проектних процедур синтезу компонувань УЗП багатопозиційних АВ.

Список використаних джерел:

1. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков: (Основы компонетики) – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.
2. Тимофеев Ю.В., Хицан В.Д., Васерман М.С., Громов В.В. Агрегатные станки средних и больших размеров. – М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.

Корниенко М.А., Малицкий И.Ф. «Модель компоновки установочно-зажимного устройства многопозиционных агрегатных станков».

Данная научная статья посвящена анализу особенностей компоновок установочно-зажимных приспособлений, дальше УЗП, многопозиционных агрегатных станков. Практическая реализация основных результатов проведенного исследования разрешает повысить производительность и качество проектных процедур синтеза компоновок УЗП многопозиционных агрегатных станков.

Корнієнко М.О., Маліцький І.Ф. «Модель компонування установчо-затискного пристосування багатопозиційних агрегатних верстатів».

Дана наукова стаття присвячена аналізу особливостей компонування установчо-затискних пристосувань, далі УЗП, багатопозиційних агрегатних верстатів. Практична реалізація основних результатів проведеного дослідження дозволяє підвищити продуктивність і якість проектних процедур синтезу компонувань УЗП багатопозиційних агрегатних верстатів.

Kornienko M.A., Malicky I.F. “The model of putting an adjust-holding device of multiposition package type technological systems.”.

The given research degree project is dedicated to the analysis of features of layouts of multiposition package type technological systems and development of a technique of directional synthesis of layouts on the basis of the vehicle of affine transformations. The practical implementation of the basic results of the conducted research allows to increase productivity and quality of design procedures of synthesis of layouts of multiposition package type technological systems.

УДК 621.786.

Остапчук В.Н.

**ВИДЫ ИЗНОСОСТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ И МЕТОДЫ ИХ
НАНЕСЕНИЯ НА РАБОЧИЕ ПОВЕРХНОСТИ ТЯЖЕЛО
НАГРУЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ ИХ
ОБРАБОТКИ**

1. Введение

Разработка и широкое внедрение технологии получения на рабочих поверхностях деталей эксплуатационного слоя с физико-механическими характеристиками, обеспечивающими оптимальное условия эксплуатации, является главным направлением в деле повышения ресурса выпускаемых изделий.

Эффективность применения покрытий связана, прежде всего, с повышением срока службы упрочненных деталей. При чем, увеличение затрат на их изготовление значительно ниже по сравнению с экономией от увеличения срока их службы. Кроме того, детонационное напыление в целом ряде случаев позволяет заменить дорогостоящие стали и цветные металлы на более дешевые недефицитные материалы за счет придания необходимых эксплуатационных свойств только рабочим поверхностям, непосредственно подверженным влиянию неблагоприятных факторов, вместо упрочнения детали в целом. Все вместе это обуславливает получение значительной экономии материальных и энергетических ресурсов, а также улучшение экологической ситуации.

Чрезвычайно нужную, а в ряде случаев и определяющую роль в машиностроении играют вопросы, касающиеся поверхности твердого тела. Как известно, причина низкого ресурса инструментов и деталей машин связана преимущественно с быстрым износом и коррозионным повреждением их поверхностных слоев. Для устранения или торможения процессов, негативно

воздействующих на работоспособность изделий, применяют различные способы направленного изменения свойств поверхностных слоев материалов, например нанесение износостойких покрытий на основе нитридов, карбонитов тугоплавких металлов [1].

Основное внимание при разработке технологии было уделено получению достоверной объективной и быстрой информации о свойствах исследуемых покрытий. В связи с этим был разработан ряд методик по определению служебных характеристик покрытий:

- определение прочности сцепления покрытий с основой / защищена авторским свидетельством СССР №1265556/;
- определение коэффициента трения покоя;
- определение термостойкой кости тепло защитных керамических покрытий.

Повышение работоспособности деталей после нанесения износостойких покрытий достигается в результате действия следующих факторов:

- на поверхности инструмента создается барьерный слой, препятствующий распространению диффузий от обрабатываемого материала и уменьшающий его налипание на инструмент;
- повышается поверхностная микро твердость, увеличивающая способность инструмента сопротивляться абразивному изнашиванию;
- уменьшается трение между поверхностью инструмента и обрабатываемым материалом и снижается адгезионное изнашивание [2].

Применительно к тяжело нагруженным деталям двигателей, среди большого количества существующих методов осаждения покрытий наибольший интерес представляет вакуумно-плазменное осаждение, позволяющие наносить покрытия даже на стали с низкой теплостойкостью и обеспечивающее формирование любых композиционных покрытий с требуемым комплексом свойств [3].

Надежность работы машин непосредственно связана с качеством поверхностного слоя деталей, которое характеризуется геометрическими и физико-механическими параметрами.

От качества поверхностного слоя зависят эксплуатационные свойства – сопротивление усталости, износостойкость, коррозионная и жаростойкость, сопротивление контактной усталости и др.

Оптимальная поверхность должна быть достаточно твердой, иметь остаточное сжимающие напряжение, мелко дисперсную структуру, сглаженную форму микронеровностей с большой площадью опорной поверхности.

Физико-механические параметры поверхности достигаются нанесением на них соответствующих покрытий вакуумно-плазменным, детонационно-газовым, лазерным и др. методами.

2. Анализ существующих видов покрытий

В зависимости от назначения изделия, условий его работы, материала и теплостойкости должен быть решен комплекс задач по выбору состава и конструкции покрытия оптимизации параметров его нанесения. Так при упрочнении режущего для обработки деталей машин наибольшее распространение получили покрытия на основе соединений титана-нитрид титана (NiN), карбид титана (TiC), карбонитрид-титана (TiCN). Такие покрытия хотя и повышают стойкость режущих инструментов, однако, позволяют решить задачу увеличения работоспособности частично, так как эффективны при обработке легированных конструкционных сталей. При резании высокопрочных сталей и сплавов инструментом с покрытием на основе титана существенного увеличения стойкости не наблюдается.

Пластические деформации в зонах стружкообразования сильно зависят от сопротивления сдвигу на участке пластического контакта. Именно на этом участке наиболее активно реализуются диффузионные процессы, которые влияют на сопротивляемость срезанного слоя пластическому сдвигу. В частности, при насыщении локальных объемов обрабатываемого материала в

зоне пластического контакта легирующими элементами из инструментального материала сопротивление сдвигу будет возрастать, это обязательно приведет к росту коэффициента деформации и сил резания. Если покрытие, наряду с высокой теплостойкостью, химически инертно к обрабатываемому материалу, то оно выполняет роль активного барьера, сдерживающего диффузию атомов инструментального материала в обрабатываемый (сходящую стружку). В этом случае сопротивление пластическому сдвигу на участке пластического контакта снижается. Это приводит к уменьшению коэффициентов деформации и сил резания.

В связи с этим, для эффективной обработки трудно обрабатываемых материалов разработан ряд покрытий для режущих инструментов применительно к определенным группам жаропрочных и высоколегированных сталей и сплавов.

Эффекты покрытия:

- для жаропрочных деформируемых сплавов и высоколегированных сталей – композиционное покрытие нитридов титан-хром (Ti/CrN), состоящие из 30% хрома и 70% титана (по массе);
- для хромистых нержавеющих и хромо-никелиевых сталей и сплавов – композиционное покрытие нитридов цирконий гафний (Zr/Hf·N), состоящее из 80% циркония и 20% гафния (по массе).
- для титановых сплавов – нитрид циркония (ZrN)

Нанесение этих покрытий на режущий инструмент позволяет увеличить его стойкость в 1,6-2 раза.

Технологический процесс нанесения вакуумно-плазменных покрытий является много параметрическими. Каждый из параметров или их сочетание оказывает влияние на фазовый состав, структуру и свойства покрытия. Изменение только одного параметра – давление в вакуумной камере – позволяет получить многослойную конструкцию покрытия с чередующимися по твердости слоями ($\alpha\text{-Me} + \alpha\text{-Me} \rightarrow \gamma\text{-Me} + \gamma\text{-Me}$). Режущий инструмент с 4-6

такими слоями обладает достаточной и эффективен при работе с ударными нагрузками и при прерывистом резании.

Получение покрытий с различными свойствами позволяет разрабатывать улучшенные конструкции деталей машин, при этом работоспособность узлов, в которые они входят, значительно повышается. Так, предложенная технология нанесения покрытия нитрида молибдена на кулак шарнира, а на сопрягаемый упор – нитрида титана, позволила снизить трение в 3 раза, увеличить чувствительность механизма в 3-4 раза и повысить общую долговечность работы механизма парораспределения турбины с 10 месяцев до 4 лет при работе в среде с температурой 260°C.

Свойства бомбардировки ионами низких энергий (до 2 кэВ) очищать поверхность от окисных пленок, вскрывать структурные дефекты в поверхностном слое, а также осуществлять интенсивный нагрев поверхности могут быть использованы для создания экологически чистых технологий взамен химико-термических процессов (цианирование, азотирование) и нанесение гальванических покрытий, применяемых для улучшения эксплуатационных характеристик деталей из низкоуглеродистых сталей типа 08КП, 10, 20.

Все большее распространение получает использование вакуумно-плазменных технологий при нанесении защитно-декоративных покрытий на детали из нержавеющих сталей, нейзильбера, стекла, керамики.

Поскольку качество покрытия является комплексным показателем, оно оценивалось по следующим параметрам: микро твердость покрытия, толщина и разброс ее значений, интенсивность изнашивания, прочность адгезионной связи покрытия с подложкой и величина остаточных напряжений в покрытии.

Обеспечение высокой прочности адгезионной связи между покрытием и материалом подложки является наиболее важным условием успешной эксплуатации деталей машин с износостойким покрытием. Практика показывает, что низкая связь обязательно приведет к отслоению покрытия в процессе работы.

Толщина покрытия является также чрезвычайно важны параметром, но далеко неоднозначным. С одной стороны, с ростом толщины покрытия повышается износостойкость контактных площадок инструмента, с другой стороны, это приводит к заметному увеличению числа дефектов в покрытии, снижению прочности адгезионной связи с инструментальным материалом, ухудшению способности покрытия сопротивляться хрупкому разрушению. Что касается микро твердости, то она также оказывает двойственное влияние на работоспособность инструмента сопротивляться абразивному изнашиванию, но в тоже время сильно снижается поверхностную пластичность.

Остаточные напряжения негативно влияют на прочность адгезионной связи покрытия с подложки и, как следствие, уменьшают стойкость инструмента. При испытаниях величина остаточных напряжений оценивалась рентгеновским методом.

Важнейшие свойства композиции покрытие – подложка (управляемые параметры) – зависят от состава, структуры, строения покрытия, типа формируемой связи между покрытием и инструментальным материалом, выбранного метода и технологических параметров процесса покрытия.

Существующее многообразие методов нанесения покрытий условно можно разделить следующие группы – химические, физические и импульсивные нанесения покрытий [4].

Химические методы основаны на гетерогенных химических реакциях в парогазовой среде, окружающей инструмент, в результате которых образуются покрытия. Исходными продуктами служат газообразные галогениды, при взаимодействии которых с другими продуктами служат газообразные галогениды, при взаимодействии которых с другими составляющими смесей (водородом, аммиаком, окисью углерода и т.д.) образуются покрытия. Разложение галогенида происходит вследствие термической реакции при достаточно высоких температурах, как правило, в пределах $T=800\ldots1100^{\circ}\text{C}$.

В основе физических методов лежит испарение тугоплавких металлов в вакуумное пространство камеры с подачей реакционных газов: $\text{N}_2, \text{O}_2, \text{CH}_4$ и др.

Процессы нанесения покрытий происходит в течение 20-60 минут при температурах порядка 200-800°C, что позволяет использовать эти методы в качестве универсальных для нанесения покрытий на твердые сплавы, быстрорежущие стали, а также на легированные стали.

Метод физического осаждения покрытий обеспечивает хорошую прочность адгезионной связи покрытия с инструментальной матрицей, возможность управления процессом нанесения и формирования композиционных покрытий с требуемым комплексом свойств [4].

Импульсивные методы заключаются в использовании энергии газовой смеси в канале ствола детонационно газовой установки. Управляемая детонация сообщает частицам наносимого металла, вводимого в ствол установки, высокую скорость и температуру. В точке удара возникает давление, превышающие предел текучести материала покрытия и основы, что обеспечивает необходимые условия для осуществления хорошей связи наносимого материала с подложкой (деталью).

Существенное преимущество импульсивных методов – умеренный нагрев покрываемых поверхностей не превышающих 250°C. Поэтому основа практически не деформируется и не подвергается другим физическим изменениям.

Среди импульсивных методов нанесения износостойких покрытий наибольший интерес представляет метод детонационно-газового упрочнения применяемого для повышения надежности и работоспособности ответственных и тяжело нагруженных деталей машин, работающих в условиях длительного трения, эрозионного воздействия, значительных механических и тепловых нагрузок, определяющих в связи с этим ресурс работы изделия.

Повышение ресурса достигается путем нанесения на рабочие поверхности деталей упрочняющих и защитных покрытий импульсивным высоко энергетическим напылением порошкообразного материала с заданными технологическими характеристиками.

В настоящее время разработана и широко внедрена технология получения на рабочих поверхностях деталей эксплуатационного слоя с физико-механическими характеристиками, обеспечивающими оптимальные условия промышленной эксплуатации изделий.

Основным преимуществами метода детонационно-газового напыления в сравнении с другими методами газо-термического высокотемпературного напыления (электродуговая металлизация, газопламенное и пламенное напыление) являются:

- возможность нанесения покрытий на холодную деталь (без необходимости предварительного, сопутствующего либо последующего ее нагрева);
- высокая прочность сцепления (адгезия) покрытия с материалом детали (до 250МПа);
- высокая плотность покрытий (до 99%);
- незначительный нагрев детали при напылении (до 250°C), что позволяет наносить покрытия на окончательно обработанные детали;
- возможность нанесения чрезвычайно широкого круга материалов (металлов и сплавов, различных видов керамики – оксидов, карбидов и т.д., металлокерамики, а также их смесей).

Эффективность применения детонационных покрытий связана, прежде всего, с повышением срока службы упрочненных деталей. Причем, увеличение затрат на их изготовление значительно ниже по сравнению с экономией от увеличения срока их службы. Кроме того, детонационное напыление в целом ряде случаев позволяет заменить дорогостоящие стали и цветные металлы на более дешевые недефицитные материалы за счет придания необходимых эксплуатационных свойств только рабочим поверхностям, непосредственно подверженным влиянию неблагоприятных факторов, вместо упрочнения детали в целом. Все вместе это обуславливает получение значительной экономии материальных и энергетических ресурсов, а также улучшение экологической ситуации.

С помощью широко применяемых технологий окончательной обработки покрытий (шлифование, хонингование, доводка) создается необходимая форма поверхности с заданной точностью. Однако в ряде случаев традиционные технологии не обеспечивают оптимальное качество и точность рабочих поверхностей.

В этих случаях целесообразно использовать технологии поверхностного деформирования (обкатывание и раскатывание шаровым и роликовым инструментом, алмазное выглаживание, ударная обработка специальным инструментом).

Для предварительной оптимизации режима напыления различных порошковых материалов применялся метод математического моделирования, который позволил расчетным путем определять энергетические параметры частиц напыляемого материала при различных вариациях технологического режима и, тем самым, существенно упростить задачу поиска оптимального режима напыления. На всех этапах обработки режимов напыления основным параметром оптимизации была прочность сцепления покрытия с подложкой. Разработаны и внедрены различные структуры детонационных покрытий: от двух и трёхслойных упрочняющих покрытий до многослойных многокомпонентных с изменяющейся по толщине концентрацией керамического компонента тепло защитных покрытий.

Напыление последних осуществлено, благодаря разработанной и реализованной системе практически одновременного (через 1 выстрел) напыление различных порошковых материалов (компонентов), в основе которойложен принцип подачи кислорода в ствол установки по двум независимым параллельным каналам.

Для возможности манипулирования при напылении упрочняемыми деталями с различной конфигурацией был разработан и изготовлен автоматический программируемый универсальный манипулятор с гидроприводом, обладающий пятью степенями свободы, снабженный системой управления, что и детонационная установка.

Технология детонационно-газового упрочнения деталей включает в себя:

- режим напыления единичного пятна покрытия (компоненты);
- режим (порядок) обстрела упрочняемой поверхности детали единичными пятнами – напыление единичного слоя покрытия;
- режим (порядок) формирования многослойного покрытия;
- режим охлаждения покрытия (детали с покрытием).

Режим напыления единичного пятна реализуется исключительно работой одной установки ДГУ. Все же остальные составляющие технологии упрочнения обусловлены совместной работой УДГУ, манипулятора перемещения деталей, а также охлаждающего устройства.

Концепция, положения в основу разработки технологии детонационно-газового упрочнения базовых деталей, предусматривает следующие условия (ограничения):

- детонационно-газовые упрочнение детали должно производится на одной детонационно-газовой установке;
- выполнение всего цикла упрочнения одной какой-либо поверхности каждой отдельно взятой детали должно производится с одной установки(без открепления и снятия детали) и без переналадки УДГУ манипулятора;
- напыление слоев, содержащих в своём составе два компонента, осуществляется путём поочерёдного (через один выстрел) напыления каждого из компонентов;
- за один проход (слой) должно напыляться не более двух различных компонентов;
- напыление должно производится при неизменной дистанции.

Выполнение первых трёх условий становится возможным при использовании детонационно-газового оборудования, а именно: наличие четырёх дозаторов с различными порошковыми материалами, возможность одновременного использования двух разных горючих газов (топлив), либо двух кислородных трактов, системы управления, позволяющей производить каждый последующий выстрел по любой циклограмме из хранящихся в оперативной

памяти. Оптимизация режима напыления выполнена с учетом этих возможностей.

При этом оптимальным считался режим, обеспечивающий:

- заданное соотношение компонентов покрытия по его толщине;
- заданную толщину покрытия (слоев) и равномерность толщины;
- равномерный нагрев (охлаждение) деталей с покрытием.

В результате упрочняется поверхностный слой, повышается износостойкость, стойкость к коррозионным воздействиям и др. во многих случаях удается повысить запас прочности деталей, работающих при переменных нагрузках в 1,5-2 раза [5].

3. Вывод

Применение вакуумно-плазменных, ионно-плазменных, детонационно-газовых покрытий увеличивает износостойкость деталей машин и инструмента в 1,5-2 раза, в ряде случаев позволяет заменить дорогостоящую инструментальную сталь на более дешевую конструкцию, получать рабочие поверхности с наперед заданными свойствами (антифрикционными, коррозионностойкими, задиростойкими, инертными к физико-химическому воздействию).

Список используемых источников:

1. Григорьев С.Н., Шеин А.А. Виды износостойких покрытий и методы их нанесения на детали машин. ОМД – 2005 №5
2. Григорьев С.Н. Перспективные технологии и оборудование для комбинирований вакуумно-плазменной обработки деталей.// Производственно-технологический журнал «Металл.Оборудование. Инструмент.» - 2003. с.36-40.
3. Schul, Dubenkropp, G., Vogel J.:Einsatz von Hartstoff – Schichten bei der Blechumformung. Blech Rohre Profile 39 (1992) 12, s. 1039-1041.

4. Верещака А.С., Третьяков И.П. Режущий инструмент с износостойкими покрытиями. – М: Машиностроение, 1986-192 с.
5. Мовшович А.Я., Горелик Б.В. Повышение стойкости режущих элементов штампов методом нанесения упрочненных покрытий // КШП. ОМД – 2005 №6. – с. 19-32.

Остапчук В.Н. «Виды износостойких покрытий и методы их нанесения на рабочие поверхности тяжело нагруженных деталей машин и инструмента для их обработки».

Приведен анализ технологических возможностей различных видов и методов нанесения упрочняющих покрытий на рабочие поверхности деталей машин и режущего инструмента.

Остапчук В.М. «Види зносостійких покрівтів і методи їх нанесення на робочі поверхні важко навантажених деталей машин та інструменту для їх обробки».

Приведений аналіз технологічних можливостей різних видів і методів нанесення зміцнювальних покрівтів на робочі поверхні деталей машин та ріжучого інструменту.

Ostapchuk V.N. “The types of wear-resistant coatings and the application methods them on the work surfaces of the heavy-loaded machine elements and the work tool for their handing”.

“The analysis of technological features of various types and the application methods of strengthening coatings on the work surfaces of the machine elements and the cutting tool is given”.

Маліцький І.Ф. Тюніна С.А.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЯКОСТІ БУКСОВОГО ВУЗЛА ПРИ СКЛАДАННІ КОЛІСНОЇ ПАРИ З ТЕРМОВПЛИВОМ

1. Постановка проблеми

Сучасний рухомий залізнично-дорожній транспорт повністю переведено на роликові підшипники кочення замість раніш застосованих підшипників сковзання, що дозволяє набагато зменшити опір руху рухомого складу, а це, в свою чергу, дозволяє збільшити вагу вантажу і швидкість руху.

При складанні роликових підшипників з шайкою осі і корпусом букси внутрішнє кільце з'єднується з віссю по нерухомій посадці з натягом 80 –150 мкм, тому що воно обертається разом з віссю, а зовнішнє кільце складається з корпусом букси по рухомій посадці.

Складання внутрішнього кільця з шайкою осі здійснюється шляхом його нагріву до температури 125–150⁰С з подальшим складанням їх без прикладення сили, що виключає ушкодження шийки осі.

Для вантажних вагонів прийнятий буксовий вузол (рис. 1) з двома циліндричними роликовими підшипниками.

Підшипники встановлюються в притул один до одного без проміжних кілець. Ущільнення букси складається з лабіrintів, розташованих в лабірінтному кільці і корпусі букси.

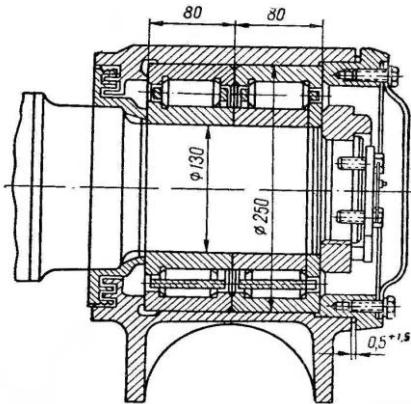


Рис. 1 - Букса з двома підшипниками кочення

Складання лабірінтових кілець також виконується без застосування сили за допомогою нагріву їх в індукційній печі до температури $125\text{--}150^{\circ}\text{C}$ і зі свободідним надіванням їх на шийку осі.

Після надівання на шейку осі внутрішніх кілець підшипників і лабірінтових кілець, для наступного складання буксового вузла, їх необхідно охолодити до температури, яка відрізняється від навколошньої середи не більше чим на 3°C .

2. Аналіз останніх досліджень

На підставі аналізу роботи поточних ліній по складанню колісних пар на вагонобудівельних заводах, було з'ясовано, що для дотримання потрібного циклу складання кілець підшипників потребується 120 секунд, а для лабірінтових кілець 160 секунд. Для досягнення такої швидкості (100°C за 120с. для кілець підшипників і 130°C за 60с. для лабірінтових кілець) представляє значне ускладнення.

Для одержання заданого натягу між кільцями підшипників і шийкою осі, лабірінтових кілець і предпідступичною частиною осі, промір усіх елементів повинен виконуватися в одному і тому же приміщенні при однаковій температурі.

При складанні зібраних з шийкою осі внутрішніх кілець підшипника з зовнішнім кільцем і роликами різність температур елементів, які збираються,

обумовлена можливістю їх складання по посадці з зазором $\frac{H7}{g6}$.

Радіальний зазор в підшипниках складається 115 – 170 мк. Для здійснення складання з зазором для даного номінального розміру (140 мм), повинен бути 50 мкм.

Таким чином в найгіршому разі, коли зазор складання буде 115 мкм, то допустиме прирошення зовнішнього кільця від нагріву може бути:

$$\Delta d = \delta_3 - \delta_x = 115 - 50 = 65 \text{ мкм} ;$$

де Δd - прирошення зовнішнього діаметру внутрішнього кільця від нагріву;

δ_3 - мінімальний допустимий зазор в радіальному підшипнику;

δ_x - мінімальний зазор для здійснення посадки з зазором

В наслідок цього, температура внутрішнього кільця підшипника може відрізнятися від температури зовнішнього кільця на величину рівною:

$$\Delta t = \frac{\Delta d}{\alpha 10^{-6} d} C^o = \frac{0.065}{11 \times 10^{-6} \times 140} = 42^o J .$$

Таким чином, максимально допустима різниця температур внутрішньо-зовнішнього кілець, при якій буде здійснюватися складання з зазором, складає $42^o C$

Здійснення охолодження нагрітих кілець підшипника і лабірінтового кільця для забезпечення циклу складання буксового вузла охолодження можне здійснюватися рідиною, газовим середовищем, контактним засобом.

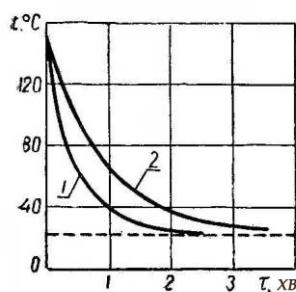


Рис. 2 - Графік швидкості охолодження лабірінтового кільця:

1. Розчином нітрату натрію; 2. Маслом

Охолодження газовим середовищем (охолоджене повітря, вуглекислий газ, азот) має низку недоліків.

В якості рідини для охолодження можна використовувати водний розчин нітрату натрію з добавкою кальцинованої соди, а також мінеральне масло. Найбільш ефективним засобом швидкого охолодження – охолодження водним розчином нітрату натрію з добавкою кальцинованої соди,

Застосуванням охолодження водним розчином нітрату натрію з добавкою кальцинованої соди досягається не тільки інтенсивне охолодження, але і повний захист елементів підшипника і лабіринту від корозії.

Експериментально встановлено, що охолодження лабірінтового кільця і кілець підшипника водним розчином нітрату натрію з добавкою кальцинованої соди, від температури нагріву до температури, яка відрізняється від температури навколошньої середи на 3°C досягається за 2 хвилини., при цьому температура охолоджувального розчину повинна бути нижчою на $(4 - 5)^{\circ}\text{C}$,

На рис. 2 приведено графік швидкості охолодження лабірінтового кільця з якого видно, що кільце нагріте до температури 150°C за 2 хвилини охолодилося до 24°C (виходна температура 22°C). Внутрішнє кільце підшипника, яке було нагріте до температури 120°C , за 2 хвилини охолодилося до температури 23°C (рис. 3).

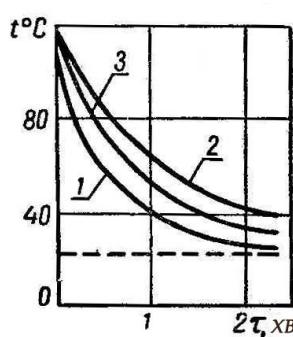


Рис. 3 - Графік швидкості охолодження кілець підшипника:

1.Розчином нітрату натрію; 2.маслом; 3.контактом

хол
од

ження мінеральним маслом, лабірінтового кільця менш інтенсивне і різниця

температур між лабірінтовим кільцем і навколошнім середовищем в 3°C досягається за 3 хвилини. Охолодження внутрішнього кільця підшипника, розігрітого до 120°C в ході 2 хвилин, температура знизилася до 42°C .

Таким чином різниця температур між внутрішнім кільцем підшипника і навколошнім середовищем складає 20°C .

Для досягнення швидкості охолодження 100°C . за 121 секунду температура масла повинна бути значно нижчою.

Охолодження контактним методом (рис. 4) здійснюється наступним образом. На нагріте до складальної температури кільце надягається поле мідне кільце, в яке подається охолоджувальна рідина. Велика тепломісткість міді дозволяє відбирати тепло у охолоджувального кільця і віддавати рідині, яка протікає в мідному кольці.

При пропуску води через порожнину мідного кільця з температурою 18°C , через 2 хвилини кільце підшипника охолоджувалося від 120°C до 32°C (температури навколошнного середовища 22°C). перепад температур складає 10°C .

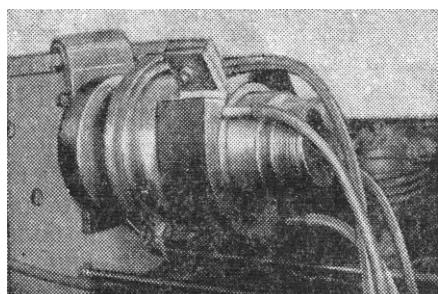


Рис. 4 - Пристосування для охолодження контактом

Висновки

Таким чином, найбільш ефективним засобом охолодження лабірінтового кільця і кільця підшипника для забезпечення циклу якісного складання буксового вузла колісної пари вагонів, є охолодження водним розчином нітрату натрію з добавкою кальцинованої соди.

Список використаних джерел:

1. Амелина А.А. Устройство и ремонт вагонных букс с роликовыми

- подшипниками.- Москва, Машиностроение, 1966. – 285с.
2. Андреев Г.Я. Тепловая сборка в машиностроении. – Киев, Техника, 1968. – 210с.
 3. Андреев Г.Я., Малицкий И.Ф. Прочность тепловых соединений с антикоррозионной пленкой. – Киев, Техника, сборник «Автоматизация производства» №14, 1974. – 120с.

Малицкий И. Ф., Тюнина С.А. „Обеспечение качества буксового узла колесной пары при сборке термовоздействием”.

В статье излагаются расчетные данные и экспериментальные исследования вопроса охлаждения лабиринтных колец и колец подшипников после их сборки с термовоздействием и сборки с осью для последующей сборки буксового узла. Приводится наибольшая допустимая температура колец подшипников после их охлаждения которая обеспечивает свободную сборку буксового узла, а также результаты исследований скорости охлаждения различными средами.

Малицький І. Ф., Тюніна С.А. „Забезпечення якості буксового вузла колісної пари при складанні з термопливом”.

В статті викладаються розрахункові данні і експериментальні дослідження охолодження лабірінтних кілець і підшипників після їх складання з віссю колісної пари методом термопливу для подальшого складання буксового вузла. Приводиться найбільша допустима температура кілець підшипників після їх охолодження, яка забезпечує свободне складання буксового вузла, а також результати дослідів швидкості охолодження різними середами.

Malitzkiy I.F., Tunina S.A. „Ensuring qualities of buksovogo knot of wheeled to the bet at assembling of termovozdeystvym”.

In the article is expounded calculations information and experimental researches of question of cooling of labyrinths rings and rings of bearings after their assembling with teomovozdeystvym and assembling with an axis for the subsequent assembling of buksovogo knot. A nabol'shaya possible temperature over of rings of bearings is brought after their cooling which provides the free assembling of buksovogo knot, and also results of researches of speed of cooling by different environments.

Резніченко М.К.

ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В З'ЄДНАННЯХ З НАТЯГОМ ПРИ ІНДУКЦІЙНОМУ НАГРІВІ

1. Постановка проблеми

Найважливішою проблемою машинобудівного комплексу України є підвищення конкурентоспроможності продукції за рахунок поліпшення її якості при зменшенні собівартості. Державна програма «Ресурсозберігаючі технології і новітнє обладнання в енергетиці» вимагає створення як принципово нових технологій, так і розвитку сучасних, зокрема зниження енерговитрат і дотримання екологічної чистоти при їх впровадженні.

З'єднання з натягом, що є поширеними з'єднаннями, в подйомно-транспортних машинах при технології збирання з нагрівом мають вищу міцність і надійність, ніж отримувані запресовкою. Такі з'єднання зазвичай і розбираються тільки з використанням нагріву, оскільки розпресовка часто призводить до пошкодження деталей. Особливо ефективною є технологія з прямим індукційним нагрівом струмами промислової частоти із-за зручності подачі і стабільності характеристик енергоносія, відсутності забруднення середовища, можливої високої концентрації потужності, гнучкості управління, точності регулювання температури та інших факторів.

Проте технології з нагрівом досить енергоємні. Існуючі теоретичні розробки і практичні рекомендації пов'язані з конкретними виробами і конкретними типами процесів складання або розбирання.

Вимоги отримання виробів високої якості сприяють переведенню більш складних з'єднань з натягом з технології запресовки і розпресовки на технологію з індукційним нагрівом, що робить необхідним підвищення її ефективності.

Отже, нині об'єктивно постала науково-технічна проблема підвищення якості складання і розбирання з'єднань з натягом при одночасному зниженні енерговитрат, що неможливо без теоретичних розробок і науково обґрунтованих практичних рекомендацій. Проблема має важливе народногосподарське значення, оскільки її вирішення дозволить створити конкурентоспроможні, екологічно чисті технологічні процеси, надійне устаткування високого технічного рівня з малим енергоспоживанням для різних галузей машинобудування.

2. Аналіз досліджень

Аналіз досліджень якості технології з нагрівом і отримуваних виробів розглядалися з точки зору досягнення заданих значень і розподілів температур по деталях. Основоположні дослідження підвищення несучої здатності з'єднань з натягом і збереження посадочних поверхонь деталей виконані Боровником Г.А. (1956р.), Андреєвим Г.Я. (1958р.).

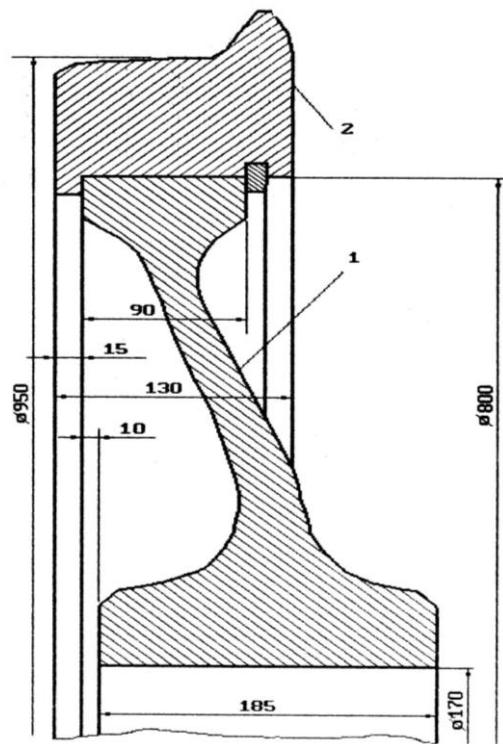


Рис. 1 - Колесо тепловозу ТГМ-40: 1 – колісний центр; 2 – бандаж

Питання структурних перетворень в металі при термодії були в центрі уваги Зенкіна А.С. (1978р.). Група вчених займалася використанням неруйнівного контролю міцності з'єднань: Решетов Д.Н. (1965р.), Корсаков В.С. (1971р.),

Максак В.І. (1975р.), Арпентьев Б.М., Зенкін А.С. (1985-1986р.), а перші дослідження точності положення деталей виконані Арпентьевим Б.М. (1986 р.).

Дослідження в області локалізації нагріву при складанні та розбиранні, втрат теплової енергії деталями в навколоишнє середовище, переходу теплоти в охоплюючу деталь, раціональний просторовий розподіл теплової енергії проводили Корсаков В.С. (1961р.), Андреєв Г.Я., (1962р.), Лактіонов Н.М. (1979р.), Арпентьев Б.М. (1987р.), Куцин А.Н. (1999р.). Ці розробки можуть бути базою для досліджень якості виробів, отриманих при збиранні та розбиранні, і побудови енергозберігаючих технологій.

3. Виклад основного матеріалу

Необхідно мати фізико-математичні моделі, що встановлюють взаємозв'язок теплової енергії, температурного і поля напруги в деталях, які дозволяють мінімізувати енерговитрати при забезпеченні якості ТП. Деталі з маточинами дають можливість зменшувати енерговитрати за рахунок локалізації нагріву, але необхідно не перевищувати допустиму матеріалом напругу. Це досягається оптимальним розподілом температур. Прикладом деталі з маточиною є колісний центр кранового колеса, або тепловоза ТГМ - 40 (рис. 1).

Витрата енергії при індукційному нагріві може бути істотно знижена за рахунок його локальності. Наприклад, для деталей з конструкційної сталі, що мають маточину з диском, в залежності від розмірів і перепаду температур між ними економія теплової енергії при обмеженнях по напрузі може змінюватися в межах від 2% до 27%. На рис.2 показано вимірювання величини економії енергії для деталі з відношенням посадочного діаметру d до діаметру маточини D_c - 1,5, діаметру диску до D_c - 1,8 і товщини диску h до довжини маточини 0,3.

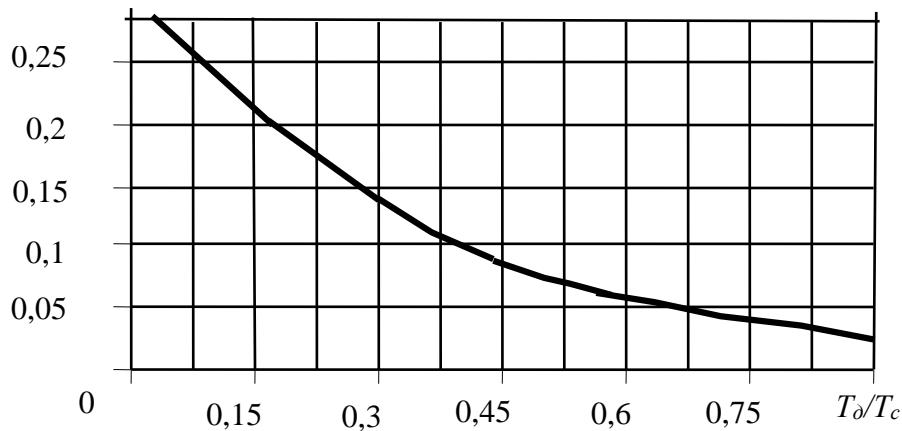


Рис. 2 - Зміни величини економії теплової енергії ΔQ при різних відношеннях температур нагріву диску T_d і маточини T_c

Враховуючи, що складання з термодією підвищує міцність з'єднання з натягом у деталей, що мають маточину, необхідно завжди зменшувати її масу, що

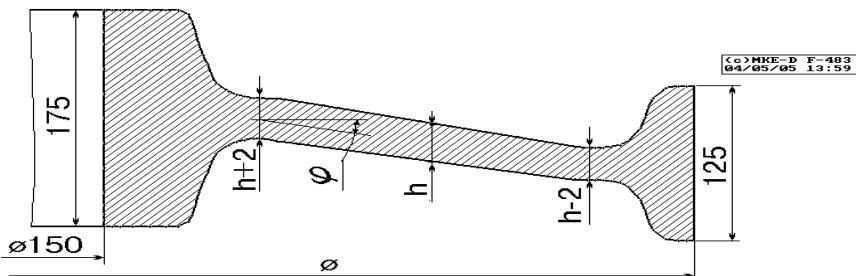


Рис. 3 - Схема конструкції центра колеса тепловоза ТГМ забезпечить зниження витрати теплової енергії.

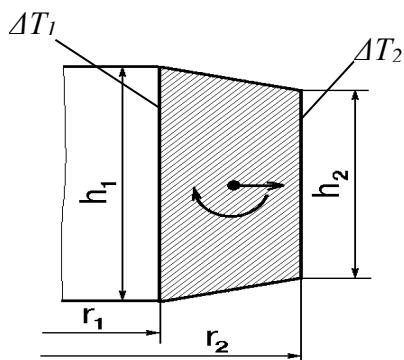


Рис. 4 - Елемент «кільце»

На прикладі конструкції центра колеса тепловоза ТГМ - 40 (рис.3) було досліджено напружене-деформований стан (НДС) при локальному нагріві маточини. Побудовано модель, яка описує конструкцію центра колеса як пружну систему, що складається з кілець (рис.4) і оболонок лінійно-змінної товщини (рис.5).

Кут нахилу оболонок φ і її товщина h може мінятися. Модель дозволяє аналізувати вплив змін в конструкції і режимах нагріву на НДС. Система

рівнянь, які описують пружну деформацію твердого тіла, включає рівняння рівноваги $\sum_{i=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_i} \sigma_{ij} + X_j = 0; \quad j = \overline{1,3}$; рівняння зв'язку між деформаціями і

переміщеннями (рівняння Коші): $\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right); \quad i, j = \overline{1,3}$.

Закон Гука з урахуванням температурних деформацій $\varepsilon(0)$:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2G} \left(\sigma_{ij} - \delta_{ij} \sigma_0 \frac{3\nu}{1+\nu} \right) + \delta_{ij} \varepsilon^{(0)}; \quad i, j = \overline{1,3}.$$

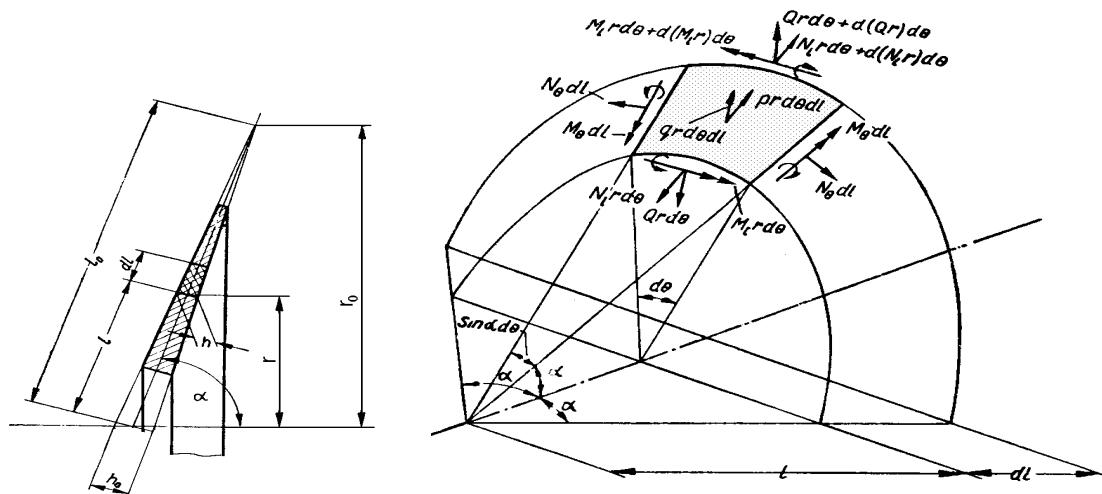


Рис. 5 - Елемент «оболонка»

Тут $\sigma_{ij}, \varepsilon_{ij}$ – компоненти тензорів напруги і деформацій; X_j - проекції на осі координат об'ємних сил, віднесені до одиниці об'єму; x_j - компоненти координати точки недеформованого тіла; u_i – проекції вектора переміщень точки тіла; $\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{при } i = j; \\ 0 & \text{при } i \neq j; \end{cases}$ символ Кронекера; $G = E/(2 + 2\nu)$ – модуль зрушення; $\sigma_0 = (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)/3$ – середня нормальні напруга; $\varepsilon_0 = (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z)/3$ – середнє відносне подовження.

При цьому на частини поверхні тіла можуть бути задані граничні умови в напругах $X_{iv} = \sum_{j=1}^3 \sigma_{ij} l_j; \quad i = \overline{1,3}$ або в переміщеннях $u_i = g_i; \quad i = \overline{1,3}$; де X_{iv} – компоненти поверхневих напруг; g_i – переміщення на поверхні; l_j – косинуси кутів між координатними вісами і нормальню до площинки.

Тоді:

$$N_r = \frac{E}{r_N} [(u + d \cdot \theta) I_R - I_T] \text{ - сила; } M_r = \frac{E}{r_M} \left[\theta \cdot I_Z - \frac{N_r r_N d^1}{E} \right] \text{ - момент}$$

$$\Delta T = T - T_0$$

$$\sigma_r = 0; \quad \sigma_\theta = \frac{1}{r} \left[\frac{N_r r_N}{I_R} + z \frac{M_r r_M}{I_Z} \right] + E \left[\frac{I_T}{r I_R} - \alpha \Delta T \right], \quad \sigma_e = \max[\sigma_{\theta/z = -h/2}; \sigma_{\theta/z = h/2}].$$

$$h = h_0 (1 - x); \quad x = l/l_0, \quad x = l_0/h_0 \cdot \operatorname{ctg} \varphi.$$

Тут E - модуль пружності; де $\Delta T = T - T_0$, T - середня по елементу температура, що приймається рівною температурі в центрі ваги вісьового перетину.

$$N_l = \sum_{n=1}^4 C_n N_l^{(n)} + \sum_{k=1}^2 N_l^{(ek)}; \quad M_l = \sum_{n=1}^4 C_n M_l^{(n)} + \sum_{k=1}^2 M_l^{(ek)};$$

$$N_\theta = \sum_{n=1}^4 C_n N_\theta^{(n)} + \sum_{k=1}^2 N_\theta^{(ek)}; \quad M_\theta = \sum_{n=1}^4 C_n M_\theta^{(n)} + \sum_{k=1}^2 M_\theta^{(ek)};$$

$$w = \sum_{n=1}^4 C_n w^{(n)} + \sum_{k=1}^2 w^{(ek)} + C_5,$$

$N_l^{(n)}, N_\theta^{(n)}, M_l^{(n)}, M_\theta^{(n)}, w^{(n)}$ ($n = \overline{1,4}$) окремі розв'язки однорідних рівнянь, C_n ($n = \overline{1,4}$) - постійні інтеграцій.

$$\xi = x \left(\frac{N_\theta - \nu N_l}{Eh} + \varepsilon_T \right) l_0 \sin \varphi; \text{ - радіальне переміщення}$$

$$\zeta = -\frac{w}{\sin \varphi} + x \left(\frac{N_\theta - \nu N_l}{Eh} + \varepsilon_T \right) l_0 \cos \varphi; \text{ - вісьове переміщення}$$

$$\theta = x l_0 \frac{12(M_\theta - \nu M_l)}{E h^3}. \text{ - кут повороту нормалі до серединної поверхні}$$

$$\xi = \frac{l_0 x \sin \varphi}{E h_0^2 (1-x)} \left[\sum_{n=1}^4 C_n h_0 (N_\theta^{(n)} - \nu N_l^{(n)}) + h_0 \sum_{n=1}^2 (N_\theta^{(en)} - \nu N_l^{(en)}) + E h_0^2 \varepsilon_T (1-x) \right];$$

$$\theta = \frac{12 l_0 x}{E h_0^3 (1-x)^3} \left[\sum_{n=1}^4 C_n (M_\theta^{(n)} - \nu M_l^{(n)}) + \sum_{n=1}^2 (M_\theta^{(en)} - \nu M_l^{(en)}) \right];$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_l^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_l \sigma_\theta}.$$

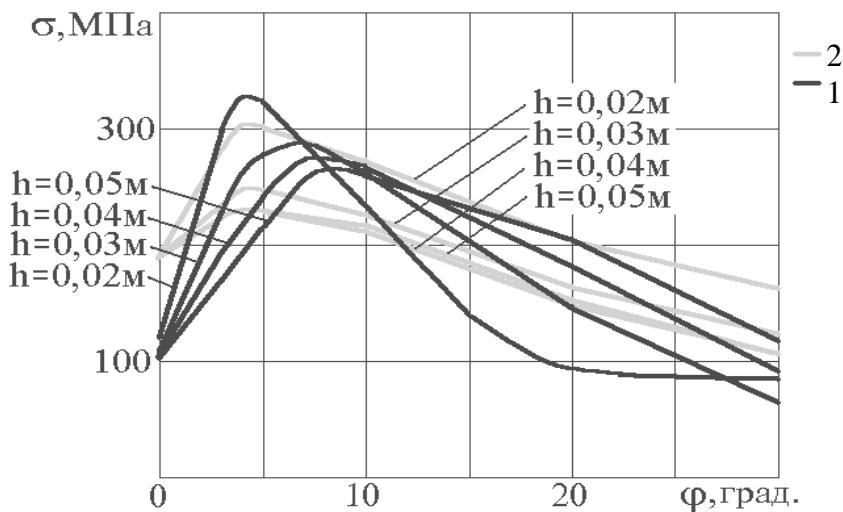


Рис. 6 - Максимальні напруги в диску колісного центра при нагріванні маточини

4. Висновки

Таким чином, було встановлено, що локальний індукційний нагрів зони отвору деталі, що конструктивно є маточиною з диском, або маточиною з диском та ободом, дозволяє заощадити теплову енергію до 25 % від повного нагріву деталі, а еквівалентні напруги σ_e в матеріалі диску, виникають в залежності від товщини його h , при кутах нахилу диска 4-8 градусів (рис. 6).

Список використаних джерел:

1. Вигак В. М. Управление температурными напряжениями и перемещениями. Київ: Наук. Думка, 1988.-312 с.
2. Андреев Г.Я., Арпентьев Б.М., Кокшенев Б.Г. Тепловая разборка соединений с натягом // Технология и организация производства. – 1972. - №7. –С. 96-99.
3. Андреев А.Г., Щепки А.В. Оптимизация технологических нагревов бандажного колеса при сборке колесной пары тепловоза // Інформація 2-ої міжнародної наукової технічної конференції « Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве ». Вісник інженерної академії України, Київ, 2000.- С.415 – 418.

4. Андреев А.Г., Резниченко Н.К., Щепкин О.В., Оптимизация нагрева при разборки деталей. // Вісник Національного технологічного університету «ХПІ». - Харків: НТУ «ХПІ». -2006, - №32-С. 3-8.
5. Андреев А.Г., Резниченко Н.К., Напряженно-деформированное состояние составных осесимметричных конструкций, собираемых с натягом при использовании нагрева. // Вісник Національного технологічного університету «ХПІ». - Харків: НТУ «ХПІ». -2005, - №47-С. 3-8.

Резниченко Н.К. «Технологические основы энергосбережения в соединениях с натягом при индукционном нагреве».

Рассматривается вопрос локального индукционного нагрева при сборке и разборке соединений с учетом напряженно – деформированного состояния и энергосбережения.

Резніченко М.К. «Технологічні основи енергозбереження в з'єднаннях з натягом при індукційному нагріві».

Розглядається питання локального індукційного нагріва при збиранні та розбиранні з'єднань з урахуванням напруженого – деформованого стану та енергозбереження.

Reznichenko. M. «Technological bases of energy-savings in joints with tightness at the induction heating».

The question of the local induction heating is considered at assembling and sorting out of joints taking into account tense – the deformed state and energy-savings.

Мелконов Л.Д., Мелконов Г.Л.

РОТАЦИОННАЯ ОБРАБОТКА ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ И ОСОБЕННОСТИ ОБОРУДОВАНИЯ

Существенное место в технологии машиностроения занимают отделочно-полировальные операции. Смысл этих операций заключается в улучшении качества обработанной поверхности без изменения геометрических размеров деталей. Для этого предлагается большая гамма методов реализующих эти технологические операции (см. табл. 1).

Таблица 1 - Отделочно – полировальные методы

№	Отделочно – зачистные операции
1	Обработка заготовок во вращающихся барабанах
2	Объемная вибрационная обработка
3	Центробежная обработка заготовок
4	Магнитоабразивная обработка
5	Обработка свободным абразивом
6	Турбоабразивная обработка
7	Струйно – абразивная обработка заготовок
8	Комбинированные способы обработки

Все перечисленные технологические методы абразивной обработки в следствии ряда причин не возможно применить для полировки сфер большого диаметра (80 – 120 мм). При свободном положении заготовок сфер в емкостях абразивных машин происходит столкновение их между собой и о стенки машины, что приводит к появлению вмятин, рисок, полос и т. д., это не допустимо, так как нарушается геометричность запорной арматуры. Требования к качеству поверхности сфер запорной арматуры очень высокая: класс точности 11, высота шероховатости $Ra = 0,32$ мкм. Для достижения этих требований была разработана и предложена установка для полировки рабочих

поверхностей сфер запорной арматуры. Эта установка предназначена для полировки сфер диаметром свыше 60 мм (см. рис.1).

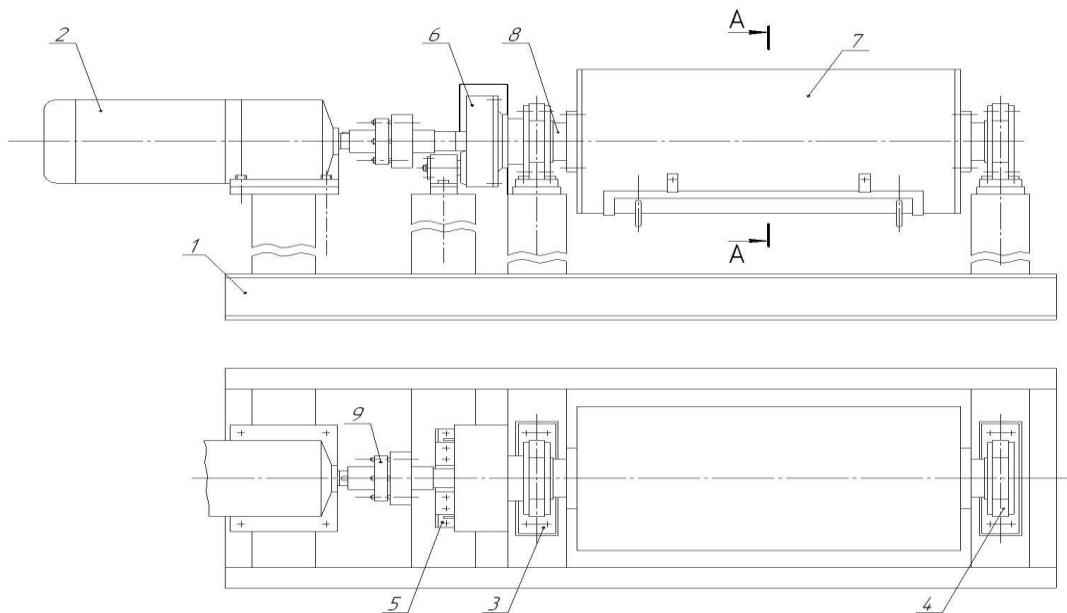


Рис. 1 - Установка для ротационной обработки деталей: 1 – рама; 2 – электродвигатель; 3 – левая опора; 4 – правая опора; 5 – промежуточная опора; 6 – редуктор; 7 – рабочий барабан; 8 – вал для фиксации заготовок; 9 – муфта.

Для обработки сфер запорной арматуры их собирают на установочных валах по 8 штук. Между сферами расположены на опорных валах устанавливают дистанционные шайбы, позволяющие создать зазоры между деталями. Эти зазоры облегчают доступ абразива к обрабатываемой поверхности сферы. Загрузку рабочего барабана осуществляют следующим образом: установочный вал 8 с собранными на нем обрабатываемыми сферами, вводят в барабан через рабочее отверстие. Левый конец установочного вала устанавливают на левый опорный вал 3. Правый конец установочного вала 8 опирается на подвижную подшипниковую опору 4. Рабочее отверстие защищено роликовой диафрагмой, которая предотвращает высыпание абразивного материала. Правая опора 4, левая опора 3, рабочий барабан 7, привод – мотор – редуктор 6, которому передает вращение электродвигатель 2 мощностью $N = 1,5$ кВт смонтированы и закреплены на основании 1. Рабочую зону барабана заполняют абразивом и закрывают крышкой, прикрепленной к барабану замками, после этого включается мотор – редуктор, от которого

передается вращение через муфту 9 установочному валу 8, который вращается в правой опоре 4 и в левой опоре 3. Вращение с установочного вала 8 через шестерни редуктора 6 передается рабочему барабану, вращающемуся со скоростью $V=112$ об/мин. Это дополнительное вращение способствует подаче абразивного материала к обрабатываемым шарам запорной арматуры. На внутренней поверхности рабочего барабана расположены ворушители (рис. 2).

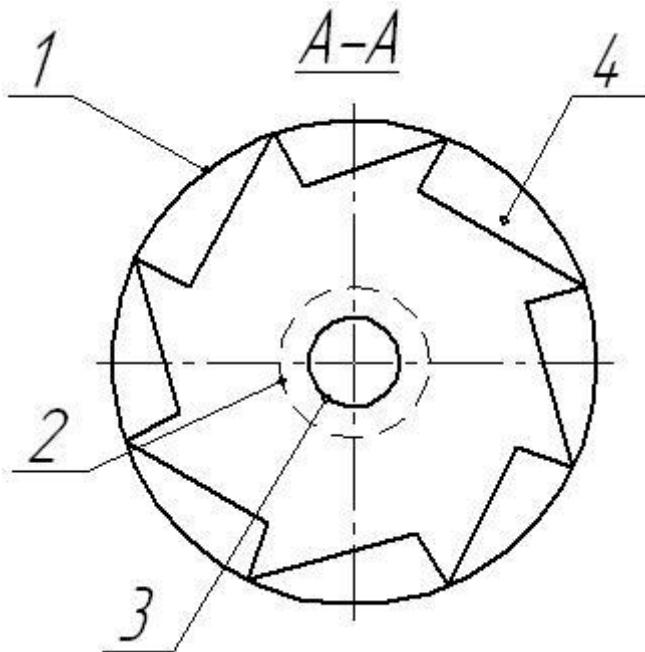


Рис. 2 - Сечение А-А устройства для объемной обработки деталей:

- 1 – барабан для обработки деталей;
- 2 – обрабатываемая заготовка сферической формы;
- 3 – шпиндель на котором закреплены заготовки сферической формы;
- 4 – специальные лопатки – ворушители.

Они способствуют более активному перемешиванию абразивного материала и подаче его в зону обработки. Разработанная конструкция установки для полирования рабочих поверхностей шаров запорной арматуры позволяет достичь поставленной цели, а именно получение высоты микронеровностей $Ra = 0,32$ мкм, при этом точность геометрических размеров остается постоянной. Тем самым выполняется условие отделочных операций. Промышленное использование установки для полирования шаров запорной арматуры

фактически только начинается, поэтому проведение комплекса исследований с целью выявления особенностей метода обработки и его совершенствования представляется актуальным.

Список использованных источников:

1. А.с. СССР № 349751, МПК B24 B31/02, 1973г.
2. А.с. СССР №476966, МПК B24 B3/02, 1975г.
3. Бурштейн И.С., Бабичев А.П., Ходош Б.Б. «Объемная вибрационная обработка». Москва 1970 г.
4. А.с. Украина № 38253, МПК B24B31/031 опубл. 2001г.

Мелконов Л.Д., Мелконов Г.Л. «Ротационная обработка поверхностей деталей и особенности оборудования».

В данной статье рассматривается разработанная конструкция реализующая ротационный метод полировки поверхности деталей сложной сферической формы. Разработанная конструкция позволяет достичь шероховатость обработанной поверхности равной $Ra= 0,32$ мкм, при этом точность геометрических размеров остается постоянной.

Мелконов Л.Д., Мелконов Г.Л. «Ротаційна обробка поверхонь деталей і особливості встаткування».

У даній статті розглядається розроблена конструкція, що реалізує ротаційний метод полірування поверхні деталей складної сферичної форми. Розроблена конструкція дозволяє досягти шорсткість обробленої поверхні рівної $Ra= 0,32$ мкм, при цьому точність геометричних розмірів залишається постійної.

Melkonov L.D., Melkonov G.L. «Rotary treatment of surfaces of details and feature of equipment».

In this article the developed construction is examined realizing the rotary method of polish of surface of details of difficult spherical form. The developed construction allows to attain roughness of the treated surface of equal $R_a = 0,32 \text{ mkm}$, here exactness of geometrical sizes remains permanent.

ДО УВАГИ АВТОРІВ

Загальні відомості

1. У збірнику праць “Машинобудування” друкуються закінчені оригінальні теоретичного і прикладного характеру наукові результати досліджень в галузі інженерної освіти.
2. До редакції надсилаються статті, які раніше не друкувалися і мають експертний висновок та направлення від установи, де виконувалась дана робота.
3. Статті, що подаються аспірантами, пошукувачами повинні мати направлення наукового керівника, якщо він не є співавтором статті.
4. Рішення про можливість публікації статті приймається лише після її рецензування.
5. Рішення щодо публікації /позитивне або негативне/ повідомляється автору. Стаття може бути повернута для дороблення.
6. Рукописи авторам не повертаються.
7. Збірник з опублікованою статтею надсилається автору поштою або видається у редакції.

Вимоги до оформлення статей

1. Обсяг статті не більше 10 сторінок (10 тис. знаків) формату А4 (210 x 297) щільність 80-90 г/м², надрукованих у двох примірниках (другий примірник має бути підписаний усіма співавторами) на комп’ютері з використанням шрифтів текстового редактору Microsoft Word (Times New Roman, Arial) розміру 14 з полуторним (1,5) міжрядковим інтервалом по всій статті.
2. Поля сторінки: ліве – 3 см; праве – 1,5 см; верхнє та нижнє – 2 см.

3. До комплекту файлів має бути доданий опис, де зазначаються: назва текстового редактора, імена файлів, назви збірника і статті, прізвище, ім'я та по батькові авторів.
4. **Формули** (нумерація, якщо вона необхідна, ставиться справа у скобках, вирівнюється по правому краю), **рисунки** й **таблиці** вставляються по тексту зразу після посилання на них.
5. Звертаємо увагу на те, що рядки тексту в межах абзацу не повинні розділятися символом повороту каретки /звичайно клавіша Enter/. Текст не повинен мати переносів та інших елементів форматування.
6. У статтях повинна використовуватись система одиниць СІ.
7. Матеріали, подані до збірника, повинні відповідати вимогам Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 “Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України”, та повинні мати такі необхідні елементи:
 - ✓ **УДК**;
 - ✓ **Прізвище та ініціали авторів** (шрифт жирний, по лівому краю);
 - ✓ **Назва статті** (літери великі, шрифт жирний, посередині);
 - ✓ **Текст статті**;
 - ✓ **Список літератури**;
1. **Анотація** (подається трьома мовами – українською, російською, англійською) і повинна містити: прізвища та ініціали авторів (курсив жирний), назву статті (у лапках), текст анотації (не більше 300 знаків). Пиється зразу після списку літератури. Слово «Анотація» не пиється. Текст анотації 300 – 400 знаків.
8. Матеріали статті приймаються до публікації в електронній версії у вигляді файлів (текст форматами DOC, RTF, графіки, малюнки – TIFF) на дискеті 3,5”. Якщо текст статті разом з ілюстраціями виконано у вигляді одного файлу, то необхідно додатково подати файли з ілюстраціями (одна ілюстрація – один файл).
9. Для опублікування статті необхідно додати:

✓ **Експертний висновок**

✓ **Рецензія внутрішня**

Направлення наукового керівника, якщо стаття подається аспірантом або здобувачем і керівник не є співавтором.

✓ **Авторська довідка:** назва статті; прізвище, ім'я по батькові; науковий ступінь; вчене звання; місце роботи; посада; адреса для листування; контактний телефон.

В кінці довідки треба зазначити: «Поданий матеріал раніше не публікувався та до інших видавництв не надсилається» (написати треба тією мовою, якою написана стаття).

Підписи кожного автора.

Необхідний план побудови статті,

що друкується в збірнику «Машинобудування»

1. Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.
2. Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор.
3. Формулювання цілей статті (постановка завдання).
4. Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням наукових результатів.
5. Висновки з даного дослідження та перспективи подальших розробок у даному напрямі.
6. Перелік використаної літератури.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

УДК 621- 622

Машинобудування. Збірник наукових праць. Випуск 3. – Харків, Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА), 2008. - с. .

У збірнику подано результати наукових досліджень в галузі машинобудування. Розглянуто важливі проблеми міцності, стійкості, робото здатності, динаміки вантажопідйомних, транспортуючих машин та верстатів, а також питання технології машинобудування.

Для викладачів, науковців, аспірантів, фахівців в галузі машинобудування.

SCIENTIFIC EDITION

UDC 621 – 622

Machine building. Collection of Scientific Papers. Volume 3. - Kharkiv, Ukrainian Engineering Pedagogics Academy (UEPA), 2008. - p.

There were considered the important problems of strength, steadiness, capacity for work, dynamics of loading transporting, technological, machines and imporers, also a question of machine-building technologic.

For instructors, research workers, post graduates, experts in the field of machine-building.

Підписано до друку
Формат
Папір офсетний. Друк офсетний.
Умов. Друк. арк. - .Облік. від арк.. –
Тираж прим. . Ціна договірна.
Надруковано у видавництві

Редакційна колегія:

Головний редактор

д.т.н., проф. А.П. Нестеров

Заступники головного редактора:

д.тех.н., проф. Б.М. Арпентьев

к.тех.н., доц. Н.М. Фідровська

Члени колегії:

д.тех.н., проф. А.М. Баранов

д.тех.н., проф. Л.Я. Будіков

д.тех.н., проф. О.В. Григоров

д.ф-м.н., проф. О.М. Литвін

д.тех.н., проф. В.С. Ловейкін

д.тех.н., проф. О.А. Мельниченко

д.тех.н., проф. В.М. Кальянов

д.тех.н., проф. М.К. Резниченко

д.тех.н., проф. М.Л. Рябчиков

к.тех.н., проф. М.К. Кравцов

Редакція:

Відповідальний редактор

к.тех.н., доц. В.М. Іванов

к.тех.н., доц. Л.А. Родіонов

к.тех.н., доц. С.Л. Смоляков

Редактор

Н.В. Ротова

Випусковий редактор

Т.М. Осипова

І.І. Ісьеміні

Машинобудування

2008, № 3

Збірник наукових праць

Засновник

Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА)

Видається з 2007 р.

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого
засобу масової інформації

Серія КВ № 12132 – 1016Р від 26.12.2006.

Мови видання:

українська, російська, англійська

Друкується за рішенням Вченої ради УІПА,
протокол № 4 від 28.11.2008 р.

При використанні матеріалів з збірника посилання
на збірник – обов'язкове.

Адреса редакції:

Україна, 61003, м. Харків

вул. Університетська, 16

Українська інженерно-педагогічна академія

Тел. (057)733-78-18

Факс (057)731-32-36

E-mail: rektor@uipa.kharkov.ua

Address of editorial office:

16 Universitetska vul., Kharkiv

61003, Ukraine

Ukrainian Engineering Pedagogics Academy

Tel. (057)733-78-18

Fax (057)731-32-36

© Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА), Харків, 2008

