ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

9 2007 (86)

СОДЕРЖАНИЕ

Современные технологии сборки

Микитянский В.В., Сахно К.Н. Проектирование и монтаж трасс сложных судовых трубопроводных систем . . . 3

Даньков А.М., Родионова С.И., Красовский В.А., Турандин М.М. Некоторые доводы в пользу сборной конструкции крупногабаритных зубчатых колес приводов технологического оборудования . . . 7

Сборочное оборудование и его элементы

Марихов И.Н. Оптимальное управление движением подающих устройств . . . 13

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Бондарь А.В., Щипанов М.В., Смоленцев Е.В., Шелякин А.И. Селективный отбор труб для сборки бурильных комплектов . . . 17

Камакин В.А. Оценка эффективности средств системной автоматизации информационной поддержки процессов управления качеством продукции авиадвигателестроительного предприятия . . . 22

Давыдова Е.В., Прейс В.В. Бункерное загрузочное устройство для деталей с неявно выраженной асимметрией торцов . . . 28

В помощь конструктору, технологу

Поляков А.И. Балансировка сборных комбинированных шлифовальных кругов с аксиально-смещенным режущим слоем . . . 34

Информация

Плотников А.Л., Крылов Е.Г. Способ повышения эффективности работы многолезвийного твердосплавного инструмента на автоматизированном станочном оборудовании . . . 39

Андреев А.Г. Новости техники и технологии . . . 42

Зайцев А.И. Определение эффективной частоты импульсного тока, подводимого в зону резания, при токарной обработке с электроконтактным подогревом зоны резания . . . 45

Справочный материал

Старжинский В.Е., Антонюк В.Е., Кане М.М., Шалобаев Е.В., Шилько С.В. Словарь-справочник по зубчатым передачам русско-английско-немецко-французский. *Продолжение* . . . 48

Нормативная документация

Общемашиностроительные нормативы времени на слесарные работы по ремонту оборудования. *Продолжение* . . . 54

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индексы по каталогу "Роспечать" – **79748**, Объединенному каталогу "Пресса России" – **84967**, каталогу "Почта России" – **60257**) или непосредственно в издательстве
Тел.: (495) 268-38-42; тел./факс: 268-85-26. Факс: (495) 269-48-97
E-mail: sborka@mashin.ru
Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикаций трудов соискателей ученых степеней.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Председатель редакционного совета
Ф.М. МИТЕНКОВ, *академик РАН*

Редакционный совет

МОСКВА
В.М. БЕДРИН
А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор)
А.А. ГУСЕВ
А.М. ДАЛЬСКИЙ
И.Н. ЖЕСТКОВА (зам. главного редактора)
Ю.Г. КОЗЫРЕВ
А.И. КУМЕНКО
А.В. МЕДАРЬ
Е.А. МИКРИН
Ю.Ф. НАЗАРОВ
В.В. ПОРОШИН
О.Н. РУМЯНЦЕВА
Б.В. ШАНДРОВ
А.А. ШАТИЛОВ
А.Г. ХОЛОДКОВА
Г.А. ЯРКОВ

Региональные редсоветы

АСТРАХАНЬ
В.П. БУЛГАКОВ
А.Д. ДОРОХОВ
В.В. МИКИТЯНСКИЙ
Н.Н. ПАНАСЕНКОВ

БЕЛГОРОД
Н.А. ПЕЛИПЕНКО

БРЯНСК
О.А. ГОРЛЕНКО

ВОЛГОГРАД
В.Г. КАРАБАНЬ
М.Г. КРИСТАЛЬ
В.И. ЛЫСАК
В.М. ТРУХАНОВ

ИЖЕВСК
И.В. АБРАМОВ
Б.А. ЯКИМОВИЧ
В.Г. ОСЕТРОВ
И.К. ПИЧУГИН

КАЗАНЬ
Р.И. АДГАМОВ

КОВРОВ
Ю.З. ЖИТНИКОВ

КОЛОМНА
Ю.Д. АМИРОВ

КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ
В.Ф. КУЗЬМИН
Б.Н. МАРЬИН
В.И. ШПОРТ

ОМСК
В.Н. КОСТЮКОВ

ОРЕЛ
Ю.С. СТЕПАНОВ
Г.А. ХАРЛАМОВ

ОРЕНБУРГ
В.А. БОНДАРЕНКО
А.П. ФОТ

РЫБИНСК
В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ
В.В. НЕПОМИЛУЕВ
А.Н. СЕМЕНОВ

САМАРА
М.В. ЕВДОКИМОВ
Ю.А. ВАШУКОВ
Г.А. КУЛАКОВ
В.А. НИКОЛАЕВ

ТОЛЬЯТТИ
А.И. РЫЖКОВ
Б.Ф. ХАЗОВ

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
Е.В. ШАЛОБАЕВ

Украина

КИЕВ
А.С. ЗЕНКИН
В.А. МАТВИЕНКО

ДОНЕЦК
А.И. МИХАЙЛОВ

СЕВАСТОПОЛЬ
Е.Л. ПЕРВУХИНА

ХАРЬКОВ
Б.М. АРПЕНТЬЕВ

Беларусь

МИНСК
В.Л. БАСИНЮК

ГОМЕЛЬ
В.Е. СТАРЖИНСКИЙ

ПОЛОЦК
М.Л. ХЕЙФЕЦ

Ответственные за подготовку и выпуск номера:
Н.М. КУЩ-ЖАРКО, О.Н. ЛУТОВИНИНА, А.В. ЗОРИН

Журнал зарегистрирован в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации ПИ № 77-1747 от 25 февраля 2000 г.

© Издательство "Машиностроение", "Сборка в машиностроении, приборостроении", 2007

THE MONTHLY NEWSMAGAZINE FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE MAGAZINE IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERS

9 2007 (86)

CONTENTS

Modern technologies in assembly

Mikitiansky V.V., Sakhno K.N. Complex ship's pipelines design . . . 3

Dan'kov A.M., Rodionova S.I., Krasovsky V.A., Turandin M.M. Some reasons in favour of a modular design of large-sized cogwheels of drives of the process equipment . . . 7

Assembly equipment and its elements

Marikhov I.N. Optimum management working giving diving device . . . 13

Quality assurance. Testing. Monitoring

Bondar A.V., Shchipanov M.V., Smolentsev E.V., Sheljakin A.I. Selective choice of pipes for drilling sets assembly . . . 17

Kamakin V.A. Estimation of efficiency of means of system automation of information support of managerial processes by quality of production engine bilding the enterprises . 22

Davydova E.V., Preys V.V. Hopper feerding device for components with implicit skewness of ends . . . 28

Industrial and design engineer's aid

Poliakov A.I. Balancing of the modular instruments with the axially-displaced cutting layer . . . 34

Information

Plotnikov A.L., Krylov E.G. Mode of effective employment improvement multiedged tool from a firm alloy on automatic . . . 39

Metal-cutting equipment

Andreev A.G. News of technics and technology . . . 42

Zaicev A.I. Definition of effective frequency of the pulse current brought in a zone of cutting, at turning processing with electrocontact heating of a zone of cutting . . . 45

Reference source

Starzhinsky V.E., Antonjuk V.E., Kane M.M., Shalobaev E.V., Shilko S.V. The dictionary - hand-book on gearings Russian-English-German-French. *A prolongation* . . . 48

Command papers

The machine-building standards of time on metalwork operations on repair of equipment. *A prolongation* . . . 54

Journal is distributed on subscription, which can be issued in any post office (index on the catalogue of the "Rospechat" agency **79748**, the union catalogue "Pressa Rossii" **84967**, the catalogue "Pochta Rossii" **60257**) or directly in editorial of the journal.

Ph.: (495) 268-38-42; ph./fax: 268-85-26. Fax: (495) 269-48-97

http://www.mashin.ru

E-mail: sborka@mashin.ru

Labor Red Banner Order Public Corporation "Publishing House "Mashine Building"
107076, Moscow, Stromynsky per. 4

The reference to the Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal during reprint of the materials is mandatory.

The Journal is among those approved by AAC RF for dissertation publication.

Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

Chair of Editorial Advisory Board –
Member of Russian Academy of Science
F.M. MITENKOV

Editors

MOSCOW
BEDRIN V.M.
VASIL'EV A.S. (Chief editor)
DALSKY A.M.
GUSEV A.A.
ZHESTKOVA I.N. (Deputy chief editor)
KOZYREV YU.G.
KUMENKO A.I.
MEDAR' A.V.
MIKRIN E.A.
NAZAROV Yu.F.
POROSHIN V.V.
RUMIANTSEVA O.N.
SHANDROV B.V.
SHATILOV A.A.
KHOLODKOVA A.G.
YARKOV G.A.

Regional editors

ASTRACHAN
BULGAKOV V.P.
DOROKHOV A.F.
MIKITIANSKI V.V.
PANASENKOV N.N.

BELGOROD
PELIPENKO N.A.

BRIANSK
GORLENKO O.A.

VOLGOGRAD
KRISTAL M.G.
KARABAN' V.G.
LYSAK V.I.
TRUKHANOV V.M.

IZHEVSK
ABRAMOV I.V.
YAKIMOVICH B.A.
OSETROV V.G.
PITCHUGIN I.K.

KAZAN
ADGAMOV R.I.

KOVROV
ZHITNIKOV Yu.Z.

KOLOMNA
AMIROV Yu.D.

KOMSOMOLSK-ON-AMUR
KUZMIN V.F.
MARJIN B.N.
SCHPORT V.I.

OMSK
KOSTIUKOV V.N.

OREL
STEPANOV Yu.S.
KHARLAMOV G.A.

ORENBURG
BONDARENKO V.D.
FOT A.P.

RYBINSK
BEZIAZYSHNY V.F.
NEPOMILUEV V.V.
SEMENOV A.N.

SAMARA
EVDOKIMOV M.V.
VASHUKOV Yu.A.
KULAKOV G.A.
NIKOLAEV V.A.

TOLIATI
KHAZOV B.F.
RYZHKOV A.I.

ST.-PETERSBURG
SHALOBAEV E.V.

Ukraine

KIEV
ZENKIN A.S.
MATVIENKO V.A.

DONETSK
MIKHAILOV A.I.

SEVASTOPOL
PERVUKHINA E.L.

KHARKOV
ARPENTIEV B.M.

Belarus

MINSK
BASINJUK V.L.

GOMEL
STARZHINSKI V.E.

POLOTSK
KHEIFETZ M.L.

Executive editors of current issue:
KUSH-ZHARKO N.M., LUTOVININA O.N., ZORIN A.V.

The journal is registered by RF Ministry of Press, Tele-and Broadcasting and Mass Communications Media.
Registration certificate ПИ № 77-1747, February 25, 2000 Free price

© "Mashinostroenie Publishers", "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2007

В.В. Микитянский, *д-р техн. наук,* **К.Н. Сахно,** *канд. техн. наук (АГТУ, г. Астрахань)*

Проектирование и монтаж трасс сложных судовых трубопроводных систем

Рассмотрены вопросы проектирования, изготовления и монтажа трубопроводов. Приведены результаты исследований, связанных с научным обоснованием инженерных методов проектирования трубопроводных систем. Результаты разработки применимы при проектировании трасс трубопроводов независимо от их функционального назначения.

The problems of pipelines desing, manufacturing and assembling are treated. The research – related to scientifically based pipelines desing methods are considered. The project results may be applied in designing pipelines irrespective of them functional purposes.

Протяженность трубопроводов судовых систем и систем энергетических установок на современных крупных судах составляет десятки километров. Во всех судовых помещениях проходят те или иные трубопроводы. Их рациональное размещение, увязанное с расположением всего оборудования судна, представляет сложную техническую задачу.

Правильно выбранную трассу трубопровода и расположение всей системы требуется зафиксировать во всех подробностях, обеспечить необходимую информацию цехам по изготовлению, сборке труб и системы в целом.

Последние годы интенсивно разрабатывается система автоматизации проектных работ (САПР) трубопроводов. Она основана на математическом моделировании с использованием ЭВМ, что обеспечивает выпуск чертежей трубопроводов с координатами трасс и технологической документацией для изготовления труб без пригонки "по месту". Особых успехов в этом направлении достигли фирмы Японии, США, стран Европы.

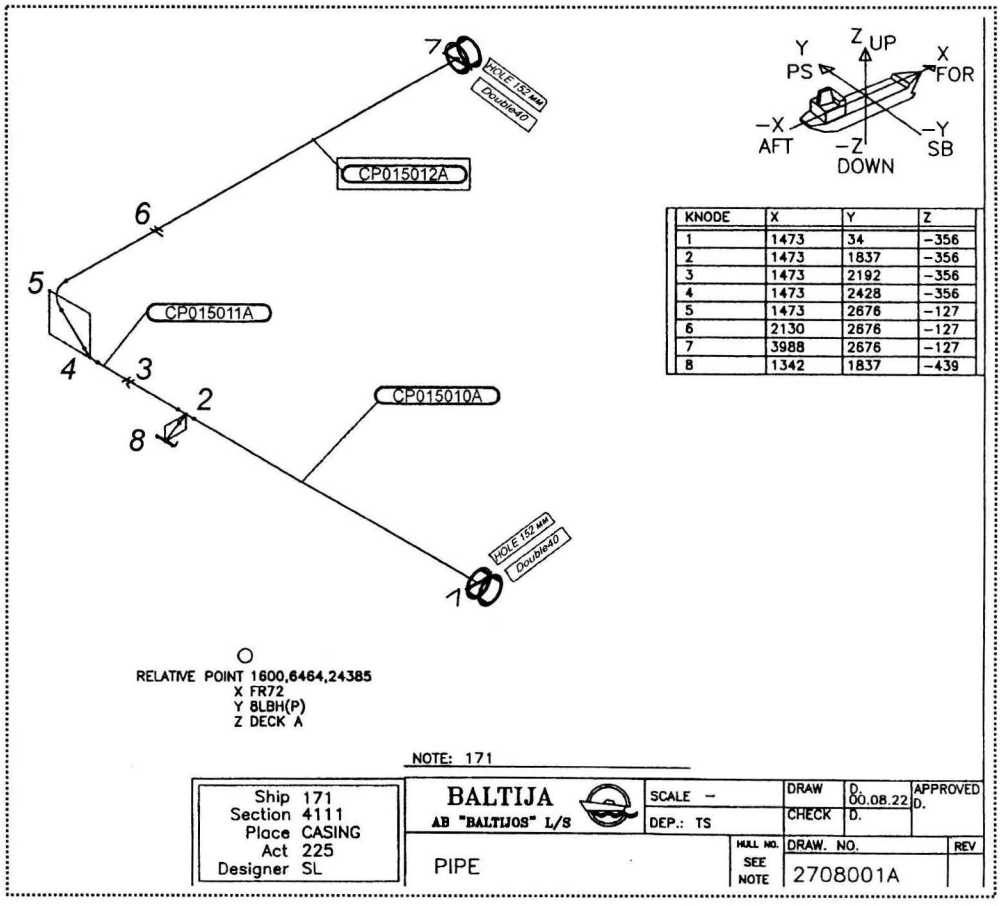
При моделировании трубопроводов на компьютере разрабатывают следующие документы:

1. Чертеж трубопровода, в котором указаны:

- контуры корпусных конструкций;
- трубопроводы;
- номера ИЗО (изометрических) чертежей.

2. ИЗО чертеж участка трубопровода (рис. 1), в котором указаны:

- изометрический вид трубопровода с условным обозначением арматуры;
- номера карточек;



KNODE	X	Y	Z
1	1473	34	–356
2	1473	1837	–356
3	1473	2192	–356
4	1473	2428	–356
5	1473	2676	–127
6	2130	2676	–127
7	3988	2676	–127
8	1342	1837	–439

Рис. 1. ИЗО чертеж участка трубопровода

• точки отсчета местной системы координат с указанием ее координат в судовой системе координат (относительно миделя, диаметральной плоскости (ДП), основной плоскости (ОП));

• таблицы координат узлов в местной системе координат;

• блок и помещение, в котором устанавливается изображаемый трубопровод.

3. Карточка трубы (рис. 2), в которой указаны:

• номер ИЗО чертежа, на котором изображена данная труба (*Drawing*);

• наименование системы (*System*);

• заказ (проект) судна (*Ship*);

• блок (секция) (*Section*);

• помещение (*Place*);

• вид работ (22Х-трубопроводные работы) (*Act*);

• код работ (31-предварительно изготавливаемые трубы, 61-забойные трубы) (*Code*);

• инициалы конструктора (*Designer*);

• дата разработки (*Data*);

• давление испытания, бар (*Test Press*);

• среда испытания (*Test Medium*);

• необходимость радиографического контроля (*X-Ray Test*);

• обработка трубы снаружи (*Treatment Out*);

• обработка трубы изнутри (*Treatment In*);

• изоляция (*Insulation*);

• способ консервации (*Conservation*);

• узлы, объединяемые трубой (*Pipe*);

• материал трубы (*Material*);

• размеры сечения трубы (*Dimension*);

• номинальный диаметр (код размера) трубы (*ND*);

• складской номер (идентификатор) материала трубы (*StockNr*);

• длина заготовки трубы, чистая (*Length*);

• длина заготовки трубы, с припуском (*Cutting*);

• номер узла (*Knode*);

• код узла (*Knode Name*);

• характеристика (*Characteristic*);

• стандарт изделия (*Standard*);

• складской номер изделия (*StockNumber*);

• номер узла (текущего) (*Knode*); код узла (*Name*);

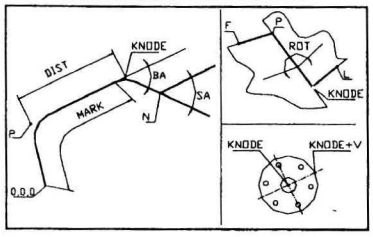
• номер узла, определяющего первую плоскость (*F*);

Drawing	System	Ship	Section	Place	Act	Code	Designer	Data	Card
2708001A	Working Air in Accommodation	171	4111	CASING	225	31	SL	2000 08 22	CP015011A

Test Press, bar:	Test Medium:	X-Ray Test
13.2	Fresh water	☐

Treatment Out:	Treatment In:
Hot galvanized	Hot galvanized

Insulation:	Conservation:
No	



Pipe	Material	Dimension	ND	StockNr	Length	Cutting
3-4-5-6	DIN2448_ST35	48.3x4.5	40	062552	1166	1210

Knode	Knode Name	Characteristic	Standard	StockNumber
3	FLFT	0	OS3002E-10-40	310147
4	BJMB	96		
5	BJMB	96		
6	FLFT	0	OS3002E-10-40	310147

Weigt, kg	OutSurf, m2	InSurf, m2
9.5	0.22	0.18

Control of Knode K4

K1	K2	K3	K4
3	4	5	6

X	Y	Z
484	229	657

Knode	Name	F	P	N	L	Dist	Mark	BA	Limb	SA	Rot
3	FLFT	3V	0	4	4	0.0	-44	0.0	0.0	0.0	-114.3
4	BJMB	3V	3	5	5	236.0	188	42.7	43.7	0.0	90.0
5	BJMB	3	4	6	6	337.6	204	90.0	92.0	0.0	90.0
6	FLFT	4	5	0	6V	657.0	551	0.0	0.0	0.0	-42.7

Pipe	Program
3-4-5-6	%1;M10;X188;M00;A90;C43.7;X204;M00;A90;C92;M13;M00;M11;M02

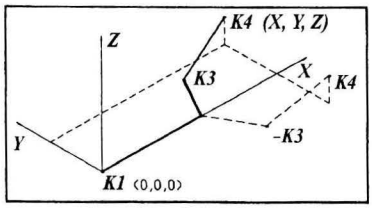


Рис. 2. Карточка трубы

• номер предыдущего узла (*P*);

• номер следующего узла (*N*);

• номер узла, определяющего вторую плоскость (*L*);

• расстояние от предыдущего до текущего узла (*Dist*);

• расстояние от начала трубы до характерной точки узла (*Mark*);

• угол гиба (колена) (*BA*);

• угол гиба по лимбу станка (*Limb*);

• угол наклона отростка (*SA*);

• углы разворота трубы при гибке, установке отростка, фланца (*Rot*);

• масса трубы, кг (*Weight*);

• внешняя поверхность трубы, м^2 (*Outsurf*);

• внутренняя поверхность трубы, м^2 (*Insurf*);

• номер узла, определяющий начало системы координат при проверке геометрии трубы (*K1*);

• номер узла, определяющий направление оси *X* при проверке геометрии трубы (*K2*);

• номер узла, определяющий направление оси *Y* при проверке геометрии трубы (*K3*);

• номер проверяемого узла (*K4*);

• координаты *X*, *Y*, *Z* проверяемого узла (*X*, *Y*, *Z*).

4. Спецификация, в которой указаны:

• номера чертежей, включенных в спецификацию;

• данные спецификации.

5. Технологический комплект.

6. Заготовка ведомости технологического комплекта.

Практика показывает, что даже при освоении САПР трубопроводов проектант не может обеспечить полной аналитической информацией категорию труб, называемых забойными, объем которых в зависимости от класса и назначения судна составляет 20...40 % от общего количества труб.

Забойные трубы – замыкающие (компенсирующие) звенья трасс трубопроводов и систем предусматриваются для устранения погрешностей изготовления и монтажа корпусных конструкций, оборудования и трубопроводов. Они требуют индивидуальной пригонки по месту, либо по макету и более трудоемки по сравнению с остальными.

Вопрос о выборе забойных труб решают следующим образом. По существующей технологии в трассах трубопроводов, ограниченных жесткофиксированными соединениями, одну из труб следует назначать забойной [5, 6].

Под жесткофиксированными соединениями понимают элементы конструкции объекта, оборудования, отростки труб, стыки секций и монтажные блоки. Трассу рассматривают как единое целое в выбранных границах.

Рекомендации по использованию трубопроводов опубликованы в "Вестнике АГТУ" (1998 г.). Однако вследствие слабого освоения САПР трубопроводов в отечественном судостроении практически не использовали. В настоящее время появилась информация о проектной документации фирм Европы, которые непосредственно на практике применяют указанный принцип проектирования трубопроводов. На рис. 1 изображен участок трубопровода, ограниченный жесткофиксированными соединениями; труба с обозначением, заключенным в прямоугольник, является забойной.

Решение проблемы забойных труб связано с одной из важнейших отраслевых тенденций современного судостроения – повышением эффективности производства путем внедрения технологии предварительного изготовления труб без пригонки "по месту".

Значительно расширяется возможность применения научно-обоснованных проектных решений в области трассировки судовых трубопроводов и возникает необходимость в формировании научных основ оптимального проектирования трасс сложных судовых трубопроводных систем.

Методика исследований носит теоретико-экспериментальный характер. Решение научной задачи ищем в рамках гипотезы о взаимосвязи компенсации суммарных отклонений и конфигурации трасс трубопроводов, используя математический аппарат аналитической геометрии, векторной алгебры, теории вероятностей и размерных цепей.

В рамках гипотезы о взаимосвязи конфигурации и отклонений координатных размеров труб установлены аналитические зависимости, определяющие влияние точности выполнения операций резки и гибки на отклонения координатных размеров труб [1, 2, 4]. Расширено представление о возможности применения теории пространственных размерных цепей при проведении размерного анализа в процессе проектирования трасс трубопроводов. Разработана методика расчетов, основанная на взаимосвязи конфигурации и отклонений координатных размеров труб [3, 4].

Структура программы расчета включает в себя:

1. Исходные данные:

• координатные размеры;

• погрешности операций.

2. Определение отклонений координатных размеров под влиянием погрешностей изготовления:

- резки;
- продвижения;
- погиба;
- разворота.

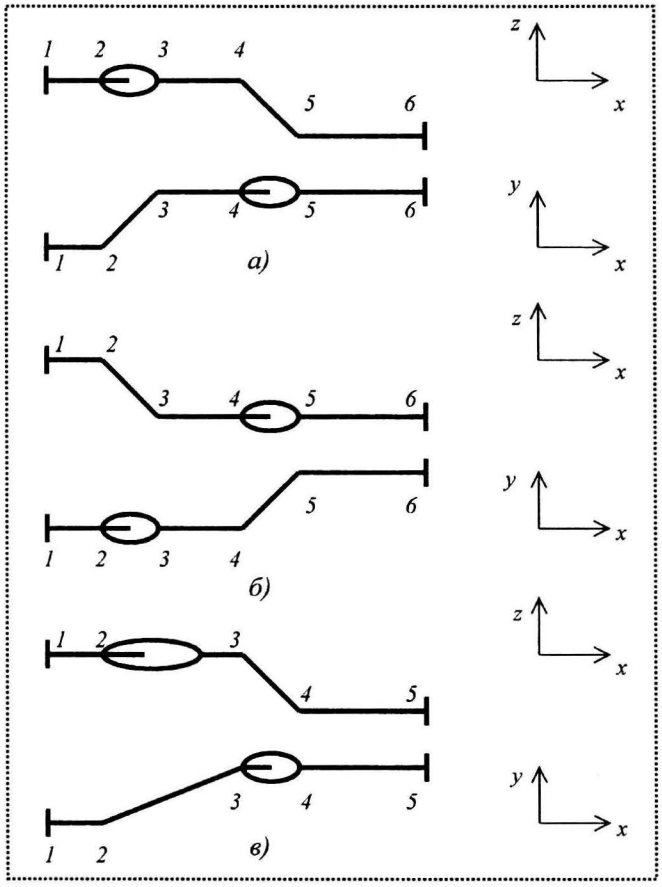


Рис. 3. Примеры соединения труб

Расчетная таблица, мм (см. рис. 3)

№ трубы	Координаты оси	Координатные размеры труб						Отклонения
		1	2	3	4	5	6	
а	x	0	300	600	1000	1300	1950	±4,0
	y	0	0	300	300	300	300	±11,7
	z	0	0	0	0	–300	–300	±8,0
б	x	0	300	600	1000	1300	1950	±4,0
	y	0	0	0	0	300	300	±8,0
	z	0	0	–300	–300	–300	–300	±11,7
в	x	0	300	1000	1300	1950	–	±3,7
	y	0	0	300	30	300	–	±9,4
	z	0	0	0	–300	–300	–	±6,0

3. Результат. Отклонения координатных размеров (рис. 3, табл.).

Использование данного метода расчета в процессе проектирования при выборе конфигурации труб позволяет спроектировать трассу, состоящую из труб с наименьшими отклонениями в заданных направлениях. Изменением длин прямых участков, углов погибов, количества погибов и их взаимного расположения обеспечиваются заданные отклонения координатных размеров труб.

Разработанный метод расчета позволяет проследить влияние погрешностей операций изготовления отдельных труб на накоплении суммарных отклонений всей трассы и увеличить объем проектируемых труб до 60...70 %.

Результаты проведенных исследований могут быть использованы при разработке системы CAD/CAM-проектирования трубопроводов и открывают возможность:

♦ расположения трубопроводов с учетом научно-обоснованных предельных отклонений и обеспечения заданных требований трассировки;

♦ совершенствования технологии изготовления труб по проектной информации в целях увеличения объема предварительно изготавливаемых труб без пригонки "по месту".

Вывод

Результаты разработки применимы при проектировании трасс трубопроводов независимо от их функционального назначения.

Список литературы

1. **Микитянский В.В., Сахно К.Н.** Проблемный анализ трубопроводных систем при создании сложных технических комплексов // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2006. № 11. С. 43–46.

2. **Сахно К.Н.** Особенности моделирования трубопроводных систем сложных технологических комплексов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Межд. сб. науч. тр. Донецк: ООО "Лебедь", 2004. Вып. 27. С. 206–210.

3. **Сахно К.Н.** Проектирование трассировки судовых трубопроводов. Методика расчетов отклонений координатных размеров труб. Астрахань: АГТУ, 2001. 26 с.

4. **Сахно К.Н.** Исследование влияния погрешностей изготовления на точность координатных размеров труб сложных судовых технологических комплексов: Дис. ... канд. техн. наук. СПб.: СПбГМТУ, 2000.

5. **ОСТ 5.0005–81 / РД 5Р.0005–93.** Системы судовые и системы судовых энергетических установок. Требования к проектированию, изготовлению и монтажу труб по эскизам и чертежам с координатами трасс трубопроводов. Л.: НПО "Ритм".

6. **ОСТ 5.95057–90.** Системы судовые и системы судовых энергетических установок. Типовой технологический процесс изготовления и монтажа трубопроводов. РТП НПО "Ритм".

УДК 621.831.01

А.М. Даньков, *д-р техн. наук,* **С.И. Родионова** *(Белорусско-Российский университет)*
В.А. Красовский, М.М. Турандин *(ОАО "Могилевхимволокно")*

Некоторые доводы в пользу сборной конструкции крупногабаритных зубчатых колес приводов технологического оборудования

Обоснована целесообразность сборочно-сварочной конструкции быстроизнашивающихся или изнашивающихся неравномерно крупногабаритных зубчатых колес. Описаны приемлемые варианты такой конструкции и даны оценки их эффективности.

The expediency assembling and welding designs wearing out non-uniformly large-sized cogwheels is proved. Comprehensible variants of such design are described and estimations of their efficiency are given.

К числу сложных технических устройств, в состав которых входят крупногабаритные зубчатые колеса, относятся: кузнечно-прессовое оборудование, опорно-поворотные устройства различного типа, лебедки грузоподъемных устройств и т.д. Характерными условиями функционирования этих зубчатых колес являются:

- значительные нагрузки;
- невысокие окружные скорости;
- отсутствие повышенных требований к кинематической точности.

Зубья крупногабаритных зубчатых колес, очень часто работающих при недостаточном количестве смазочного материала под действием больших нагрузок, подвержены истиранию (абразивному изнашиванию) рабочих поверхностей. Причем интенсивному износу подвержены те зубья зубчатого венца, которые зацеплены с сопряженной шестерней в процессе совершения рабочим органом оборудования полезной работы (операции холодной штамповки, прессовки, обрезки заусенцев, гибки и профилирования изделий из листового металла и т.д.).

По данным предприятий, эксплуатирующих вышеуказанное оборудование, срок службы крупногабаритного зубчатого колеса до утраты работоспособности, вызванной катастрофическим износом зубчатого венца (или его фрагмента), при работе оборудования при полной загрузке в три смены равен 1,5...2 года. Причем потеря массы зубчатого колеса за счет износа зубчатого венца ничтожно мала и составляет порядка 0,5...1 % от общей массы крупногабаритного зубчатого колеса. На сегодняшний день ситуация такова, что, несмотря на это, остальные 99...99,5 % массы изношенного колеса представляют ценность для предприятия разве только как вторичное сырье, потому что большинство предприятий не находит возможности для их восстановления.

Приобретение же нового крупногабаритного зубчатого колеса у завода–изготовителя оборудования, как правило, сопровождается дополнительными затратами времени на транспортировку, финансовыми и юридическими трудностями. Очень часто потребитель, не имея тесной связи с изготовителем и, следовательно, дополнительной технической информации, осуществляет неправильный монтаж нового крупногабаритного зубчатого колеса, что может привести к его преждевременному выходу из строя по причине износа.

Характерная в последнее время для значительного числа предприятий нехватка средств для приобретения новых крупногабаритных зубчатых колес вынуждает их искать способы восстановления зубчатых венцов этих колес самостоятельно (своими силами) и без лишних затрат. Одним из таких самых распространенных и доступных способов является наплавка зубьев – длительная, трудоемкая и дорогостоящая процедура, являющаяся в значительном числе случаев полумерой, частичным решением вопроса.

В целях улучшения эксплуатационных характеристик зубчатые колеса уже давно выполняют составными [1]. Хорошо отработаны методы объединения в единое целое зубчатого венца, обода, диска и ступицы, позволяющие улучшать конкретные параметры как зацепления, так и зубчатого колеса. Аналогичный подход может послужить основой и

для улучшения таких эксплуатационных характеристик крупногабаритных зубчатых колес, как ремонтопригодность, точность, технологичность.

Если к технологическому оборудованию, в состав которого входят крупногабаритные зубчатые колеса, не предъявлять высоких требований по точности, скорости и плавности вращательного движения, то приемлемой альтернативой цельному крупногабаритному зубчатому колесу может служить составное полисекторное зубчатое колесо (СПЗК).

Обод СПЗК образован однотипными фрагментами – зубчатыми секторами, равномерно расположенными на его периферии [2]. При этом возможны следующие *варианты составной конструкции крупногабаритного зубчатого колеса, различающиеся способами соединения основных деталей* (ступиц, дисков и секторов зубчатого венца):

• сборная конструкция – соединение ступиц, дисков и секторов с помощью разъемных соединений;

• сварная конструкция – соединение ступицы, дисков и секторов с помощью дуговой сварки;

• сборочно-сварочная конструкция – соединение ступицы и дисков при помощи сварных операций, соединение дисков и секторов при помощи разъемных соединений.

Основные варианты соединения дисков и зубчатых секторов показаны на рис. 1.

В целях снижения стоимости восстановления крупногабаритных зубчатых колес в условиях неспециализированного предприятия, не имеющего оборудования для механической обработки крупногабаритных заготовок, сопрягаемые поверхности зубчатых секторов и дисков целесообразно выполнять плоскими и перпендикулярными к осям симметрии секторов. Тогда изготовление отдельных фрагментов зубчатого венца может быть обеспечено применением универсального оборудования, в связи с чем ремонтопригодность зубчатого колеса такой конструкции повышается.

На рис. 1, *а*, *б* диски *2* по периферии имеют фрезерованную базовую поверхность, выполненную в виде правильного многогранника, к плоским граням которого также плоскими гранями (односторонними (рис. 1, *а*) или двусторонними (рис. 1, *б*) прилегают зубчатые сектора *1* и затем крепятся к торцу диска посредством болтов *3* и штифтов *4*.

В варианте по рис. 1, *в*, *г* диски *2* по периферии имеют цилиндрическую (одностороннюю или двустороннюю) базовую поверхность, по которой цилиндрическими поверхностями равного радиуса базируются зубчатые сектора *1* и крепятся к торцу диска посредством болтов *3* и штифтов *4*. Как видно из рис. 1, *в*, зубчатый сектор *1* не имеет базовой поверхности, определяющей его радиальное положение, и крепится между двумя дисками *2* с помощью болтового *3* и штифтовых *4* соединений.

В случае, соответствующем рис. 1, *г*, зубчатые сектора *1*, базирующиеся по цилиндрической поверхности *3*, при помощи сварки крепятся к предварительно обработанному ободу *2* зубчатого колеса, что предполагает необходимость дополнительной механической обработки зубьев составного зубчатого колеса в сборе, вследствие чего зубчатое колесо такой конструкции имеет ограниченное применение.

Из рис. 1, *д* видно, что зубчатые сектора *1* своими точно обработанными поверхностями *5* и *6* базируются по периферии и торцу обода диска *2* зубчатого колеса и крепятся при помощи болтовых *3* и штифтовых *4* соединений.

В случае, соответствующем рис. 1, *е*, зубчатые сектора *1* винтами *3* крепятся к предварительно обработанному ободу зубчатого колеса *2*.

В случаях, которым соответствуют рис. 1, *а*, *б* и *в*, зубчатые сектора *1* жестко соединены с дисками *2* зубчатого колеса болтами *3* с окончательной фиксацией штифтами *4* после обкатки собранного колеса под нагрузкой, равной 0,1...0,3 величины номинальной нагрузки для придания зубчатому венцу требуемых кинематических характеристик.

При реализации вариантов по рис. 1, *г*, *д* и *е* зубчатые сектора *1* могут быть установлены на предварительно обработанный обод цельного зубчатого колеса, утратившего работоспособность из-за износа зубьев. Практически во всех случаях зубчатые сектора могут быть изготовлены из зубчатого колеса заготовки с меньшим до 2,5 раз делительным диаметром и тем же модулем [2], хотя наиболее предпочтительным при этом является вариант сборки по рис. 1, *а*. Минимальное число зубьев колеса заготовки $z_{\min}$ для изготовления зубчатых секторов может быть определено из выражения

$$\{\arccos[((z_к + z_ш)^2 + (z_к - z_{\min})^2 - \\ -((z_{\min} + (1{,}75\ldots1{,}8)) + (z_ш + 2))^2 / (2(z_к + \\ + z_ш)(z_к - z_{\min})]\} n_с / \pi = \varepsilon_с ,$$

где $z_к$ – реальное число зубьев колеса;

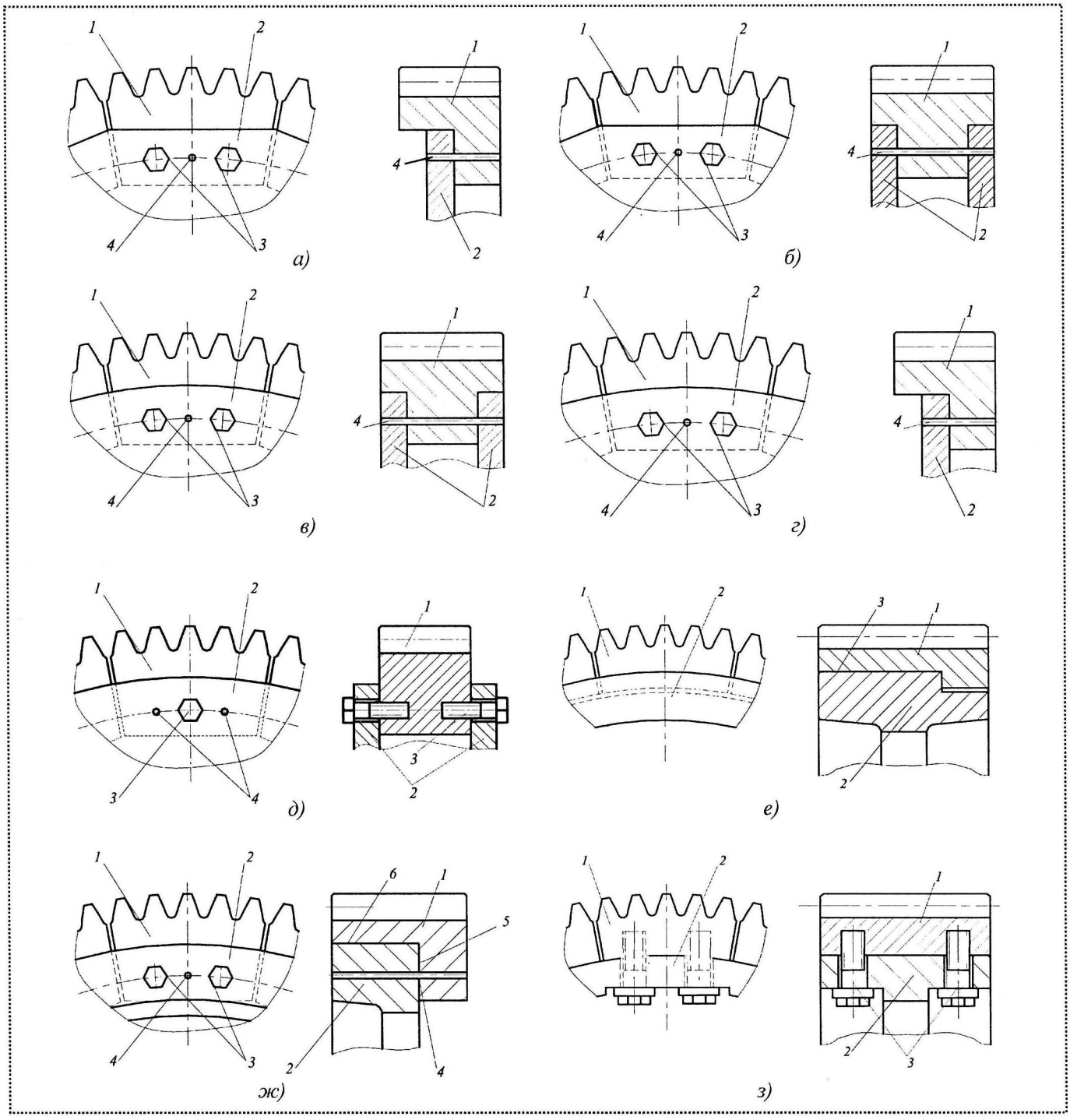


Рис. 1. Варианты соединения дисков и зубчатых секторов составных полисекторных зубчатых колес:
1 – зубчатый сектор; *2* – диск; *3* – болт; *4* – штифт; *5*, *6* – точно обработанные поверхности

$z_ш$ – число зубьев сопряженной шестерни;

n_c – число секторов, образующих венец крупногабаритного зубчатого колеса;

ε_c – коэффициент торцового перекрытия секторов – понятие, аналогичное понятию торцового коэффициента перекрытия зубьев.

Эта зависимость основана на допущении, что контакт вершины зуба шестерни с боковой поверхностью зуба колеса будет начинаться в точке, отстоящей от окружности вершин колеса на расстоянии, равном 0,2...0,25 модуля зацепления. Оптимальное число зубьев сектора – 5...8, нежелатель-

ные значения коэффициента торцового перекрытия секторов менее 1,1.

Варианты сопряжения диска *2* (см. рис. 1) со ступицей *5* приведены на рис. 2.

Очевидно, что замена цельного крупногабаритного зубчатого колеса составным полисекторным, решая проблему ремонта первого, создает некоторые трудности при изготовлении и эксплуатации последнего, а именно:

- изготовление зубчатых секторов по сравнению с изготовлением цельных зубчатых колес требует дополнительной оснастки и инструмента (см. ниже);
- после сборки, требующей дополнительной обработки и дополнительных деталей, необходима обкатка перед окончательной фиксацией секторов составного зубчатого колеса, однако этот недостаток, как и предыдущий, не представляется чрезмерным при полном отсутствии возможностей изготовления цельных колес собственными силами;

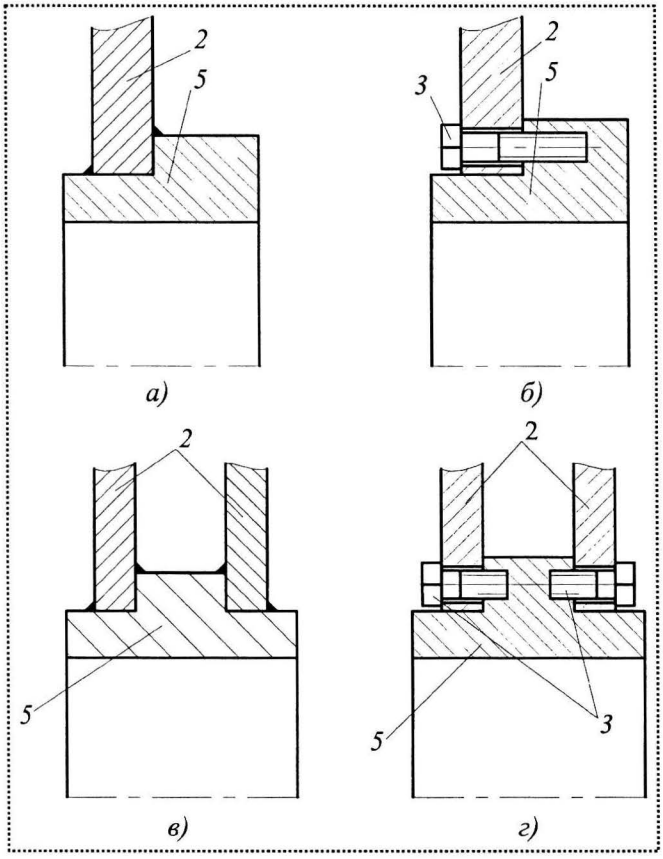


Рис. 2. Варианты соединения дисков и ступицы составных полисекторных зубчатых колес:
а – крепление одинарного диска сваркой; *б* – крепление одинарного диска болтами; *в* – крепление сдвоенного диска сваркой; *г* – крепление сдвоенного диска болтами

- использование в конструкции СПЗК секторов с делительным радиусом меньшим, чем номинальный (радиус цельного зубчатого колеса) , естественно, сказывается на кинематических характеристиках передачи, но в обоснованных случаях может быть рекомендовано без отрицательных последствий для рабочих органов технологического оборудования.

Естественными и уместными при этом являются требования обеспечения прочности и точности составного колеса. Элементарные расчеты, подтверждающие общую правомерность вышеизложенного подхода, позволяют составить следующую картину. Наиболее критичными с точки зрения способности воспринимать рабочие нагрузки являются варианты сборки зубчатого венца по схемам, приведенным на рис. 1, *а* и *е*. В процессе функционирования зубчатого колеса сектор будет подвержен действию окружной F_t и радиальной F_r сил в зацеплении, связанных соотношением

$$F_r = F_t \cos\alpha,$$

где α – угол зацепления.

Наихудшим случаем приложения этих сил является то положение сектора, при котором его базовая поверхность расположена под углом 20°, потому что при этом перпендикулярные к базовой поверхности составляющие сил в зацеплении будут равны, и сила трения сектора по базовой поверхности будет равна нулю, а на сектор будут действовать сдвигающая сила, равная сумме составляющих сил в зацеплении, лежащих в этой плоскости, а также момент, равный разности моментов сил F_t и F_r относительно точки *A* (см. рис. 3).

Проведем простейший анализ прочности сборной конструкции зубчатого колеса со следующими параметрами: модуль зацепления m = 10 мм; число зубьев шестерни z_1 = 20; число зубьев колеса z_2 = 64; зубчатый венец колеса изготовлен из восьми 8-зубых секторов; ширина зубчатого венца b = = 160 мм; твердость материала для изготовления зубчатых колес 280 НВ; срок службы – длительный. Принимая значения коэффициентов долговечности Z_N = 1 и безопасности $S_н$ = 1,1, найдем значение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_н]$ = 573 МПа. Принимая значение коэффициента концентрации напряжений $K_{нβ}$ = 1,2, найдем максимальный крутящий момент T_2 = 8277 Н·м на выходном валу передачи, которому соответствуют

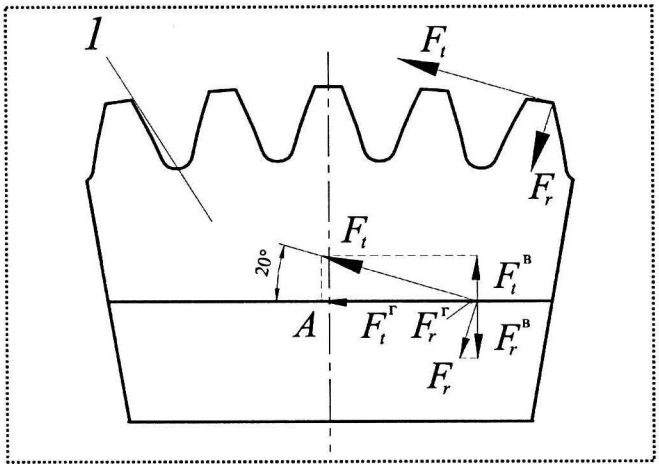


Рис. 3. Схема нагружения зубчатого сектора силами в зацеплении

значения F_t = 25 866 Н и F_r = 9 414,5 Н. В этом случае на каждый из четырех болтов, соединяющих сектор и обод, придется сдвигающая сила, равная 6 881,5 Н. При отсутствии специальных воспринимающих сдвигающую нагрузку деталей (штифтов) работоспособность соединения обеспечат болты М27. Причем для восприятия указанной сдвигающей нагрузки достаточно штифта диаметром 8 мм из низколегированной улучшенной стали, благодаря чему диаметр болтов может быть уменьшен более чем в два раза. Момент *M*, раскрывающий прямоугольный стык, образованный базовыми поверхностями сектора и обода, будет равен 1 033,9 Н·м, предотвращая раскрытие стыка с помощью четырех болтов М12.

Показатели точности и плавности работы цельных зубчатых колес не поддаются корректировке. Из семи показателей кинематической точности [3] три показателя, а именно, наибольшая кинематическая погрешность, радиальное биение, колебание измерительного межосевого расстояния могут быть откорректированы благодаря сборной конструкции зубчатого колеса.

Из шести показателей [3], определяющих плавность работы передачи, управляемыми в передачах со сборными зубчатыми колесами могут быть два: местная кинематическая погрешность и циклическая погрешность. Так как допускаемое радиальное биение зубчатого венца для колеса с вышеприведенными размерами составляет при восьмой степени точности 110 мкм, то разновысотность базовых поверхностей (см. рис. 1, *а*) или отклонение базовой поверхности от цилиндричности не должно превышать указанной величины.

Перед заменой цельного зубчатого колеса составным полисекторным колесом необходимо:

1. Получить картину напряженно-деформированного состояния основных элементов СПЗК, для чего необходимо (при отсутствии возможности использования ЭВМ) выполнить уточненные проектные и проверочные расчеты зубчатого зацепления, сварного или разъемного (болтового и штифтового) соединений по главным критериям работоспособности, назначенным исходя из анализа условий работы и режимов функционирования технологического оборудования данного конкретного вида. При этом возможные риски компенсируются назначением повышенных коэффициентов запаса прочности.

Заключительное решение о замене желательно базировать на результатах экспериментальной проверки работоспособности принятого технического решения.

2. Правильно выбрать технологический маршрут изготовления полисекторного колеса, исключающий операции литья заготовки, и грамотно построить технологические процессы изготовления зубчатого сектора и сборки зубчатого колеса.

Заготовками для дисков и ступицы может служить различного вида стальной прокат. Зубчатые сектора могут быть изготовлены из цельного зубчатого колеса требуемого или меньшего (см. выше) делительного диаметра или при помощи соответствующей механической обработки заготовки сектора в виде поковки или стального проката. Необходимо отметить, что по сравнению с литой заготовкой поковка обходится дешевле и имеет более высокое качество.

3. Обеспечить квалифицированное выполнение сборочных и доводочных операций, при котором достигается минимальная погрешность окружного шага зубчатых секторов, изготовив специальное приспособление, позволяющее выставить и отрегулировать положение секторов зубчатого венца. Это приспособление окупается только при серийном ремонте зубчатых колес с близкими по значениям геометрическими характеристиками.

Накопленный при проведении предварительных исследований опыт показывает, что квалифицированный технолог без особого труда наметит технологический маршрут изготовления составного зубчатого колеса, обеспечивающий небольшое

увеличение трудоемкости механической обработки по сравнению с изготовлением цельного крупногабаритного зубчатого колеса и достижение значительного экономического эффекта за счет отказа от литой заготовки и использования проката и поковок.

Наибольшую трудность представляет выполнение операции нарезания зубьев сектора. Эта проблема может быть решена следующим образом. Зубья сектора нарезают методом копирования, а поскольку при его реализации нет необходимости в повороте заготовки относительно геометрического центра делительной дуги, то каждое делительное перемещение заготовки можно представить в виде суммы двух поступательных перемещений вдоль произвольно выбранных координатных осей, жестко ориентированных относительно станка, и поворота относительно начала координат, жестко связанного с заготовкой. Указанные перемещения могут быть реализованы с помощью простого приспособления, закрепляемого на столе, например, универсального горизонтально-фрезерного станка.

Эти принципы позволяют существенно снизить стоимость не только ремонта, но и изготовления новых крупногабаритных зубчатых колес на неспециализированных предприятиях, так как изготовление зубчатого венца диаметром более трех метров потребовало бы применения уникальных станков. Кроме того, эти принципы вписываются в рамки одного из перспективных направлений в современном проектировании – переходе взамен литья на ковку, штамповку и использование проката [4, 5]. Таким образом, представляется целесообразным использование СПЗК уже на стадии проектирования и даже серийного изготовления технологического оборудования, составной частью которого являются крупногабаритные зубчатые колеса, при этом цена оборудования как новой улучшенной потребительской стоимости будет выше.

Однако основной характеристикой, прежде всего интересующей потребителя любого оборудования, является соотношение приемлемой цены и удовлетворительного качества при определенных эксплуатационных показателях этого оборудования.

Повышенные затраты потребителя при приобретении нового оборудования, в составе которого используются СПЗК, с течением времени окупаются за счет полезного эффекта, полученного в той или иной форме за счет:

• повышения ремонтопригодности оборудования и увеличения общего срока его службы;

• снижения материалоемкости ремонта крупногабаритных зубчатых колес;

• комплектации запасных частей, инструментов, приспособлений (ЗИПа) технологического оборудования не цельными зубчатыми колесами, а набором зубчатых секторов.

Выгода производителя технологического оборудования с СПЗК проявится в виде суммарного экономического эффекта, полученного от:

■ повышения качества заготовок крупногабаритного зубчатого колеса сборочно-сварочной конструкции, исключения брака литья и увеличения коэффициента использования материала;

■ сокращения номенклатуры заготовок для венцов крупногабаритных зубчатых колес составной конструкции за счет использования зубчатых секторов с одинаковым делительным радиусом, увеличивая число которых можно получать составные зубчатые колеса различных делительных диаметров без значительного ухудшения качества функционирования передачи;

■ расширения технических возможностей производимого оборудования, а именно, относительно простой реализации ступенчатого регулирования скорости рабочего органа за счет изменения передаточного отношения передачи с СПЗК путем регулирования делительного диаметра последнего.

Вывод

Основываясь на принципах, изложенных выше, можно организовать как изготовление, так и восстановление крупногабаритных зубчатых колес на одном, наиболее подходящем для этих целей предприятии промышленного региона, способном удовлетворить потребности остальных предприятий.

Список литературы

1. **Решетов Д.Н.** Детали машин: учебник для вузов. Изд. 4-е, испр. и перераб. М.: "Машиностроение", 1989. 496 с.

2. **Скойбеда А.Т.** Передаточные механизмы на основе составных зубчатых колес / А.Т. Скойбеда, А.М. Даньков. Минск: БГПА, 2000. 96 с.

3. **Марков А.Л.** Измерение зубчатых колес (допуски, методы и средства контроля). Изд. 4-е, перераб. и доп. Л.: "Машиностроение" (Ленингр. отд-ние), 1977. 280 с.

4. **Орлов П.И.** Основы конструирования. Кн. 1 и 2. М.: Машиностроение, 1988.

5. **Крайнев А.Ф.** Идеология конструирования. М.: Машиностроение-1, 2003. 384 с.

И.Н. Марихов *(Ковровская государственная технологическая академия)*

Оптимальное управление движением подающих устройств

Рассмотрена задача оптимального управления движением подающих устройств. Решается вопрос определения предельных режимов безударной работы подающего устройства в зависимости от жесткости пружины торможения, коэффициента вязкого трения, коэффициента сухого трения и моментов включения и отключения приложенной силы.

In article is considered problem of optimum management working giving device. The question of the determination limiting mode unaccented work giving device depending on acerbity of the spring of the braking, stickiness friction coefficient, dry friction coefficient and moment of the cut-in and unhooking of attached power is daresed.

Рассмотрим задачу быстродействия работы подающих устройств при безударной подаче деталей и заготовок на рабочую позицию за кратчайшее время.

Будем учитывать, что *при движении на систему воздействуют силы:*

- движущая;
- упругости пружины;
- вязкого трения;
- трения.

Уравнение движения такой подающей системы запишется в виде

$$m\ddot{x} = F_{\text{дв}} - F_{\text{у}} - F_{\text{в.т}} - F_{\text{тр}}, \qquad (1)$$

где m – масса системы;

$\ddot{x}$– проекция ускорения;

$F_{\text{дв}}$ – движущая сила;

$F_{\text{у}}$ – сила упругости;

$F_{\text{в.т}}$ – сила вязкого трения;

$F_{\text{тр}}$ – сила трения.

Обобщенную математическую модель можно представить следующим образом:

$$\ddot{x} + a_1\dot{x} + a_2 x = a_3 u + a_4 \text{ при } \begin{array}{ll} x(0)=0; & \dot{x}(0)=0; \\ x(T)=l; & \dot{x}(T)=0, \end{array} \qquad (2)$$

где a_1, a_2, a_3 – неотрицательные коэффициенты;

a_4 – неположительный коэффициент;

$u \in [u_1, u_2]$ – управляющий параметр, причем $u_1 \le 0$, T – минимальное время перемещения системы на величину, равную l.

Эта задача согласно [1] является задачей о линейном быстродействии с закрепленными концами и нефиксированным временем.

Задача решается с использованием принципа максимума Понтрягина.

Частный случай решения задачи (2) (когда $a_1 = a_2 = 0$ или $a_1 = a_4 = 0$) представлен в [2].

Рассмотрим случай, когда $a_1 = 0$.

Введем обозначения: $x_1 = x$, $x_2 = \dot{x}$ и переобозначим $a_1 = a_2$, $a_2 = a_3$, $a_3 = a_4$. Тогда уравнения примут вид

$$\begin{array}{ll} \dot{x}_1 = x_2 & \text{при } x_1(0)=0,\ x_1(T)=l; \\ \dot{x}_2 = -a_1 x_1 + a_2 u + a_3 & \text{при } x_2(0)=0,\ x_2(T)=0. \end{array} \qquad (3)$$

Осуществляемое за кратчайшее время перемещение будет иметь место, когда внешнее воздействие принимает максимальное значение в начальный момент времени $u = u_2$. Решение системы (3) с нулевыми начальными условиями имеет вид

$$\begin{aligned} x_1 &= -\frac{a_2 u_2 + a_3}{a_1}\cos\sqrt{a_1}\,t + \frac{a_2 u_2 + a_3}{a_1}; \\ x_2 &= \frac{a_2 u_2 + a_3}{\sqrt{a_1}}\sin\sqrt{a_1}\,t. \end{aligned} \qquad (4)$$

Траектория (5) этого решения имеет вид эллипса (рис. 1), проходящего через начало координат. Гарантированное перемещение системы в заданное положение будет обеспечено при условии, когда второе пересечение эллипсом координатной оси превышает l по x_1:

$$\frac{\left(x_1 - \dfrac{a_2 u_2 + a_3}{a_1}\right)^2}{\left(\dfrac{a_2 u_2 + a_3}{a_1}\right)^2} + \frac{x_1^2}{a_1\left(\dfrac{a_2 u_2 + a_3}{a_1}\right)^2} = 1. \qquad (5)$$

Если управляющему воздействию придать значение u_1, будет обеспечено торможение системы и она остановится в заданном положении. Решение системы (3) с этими условиями имеет вид

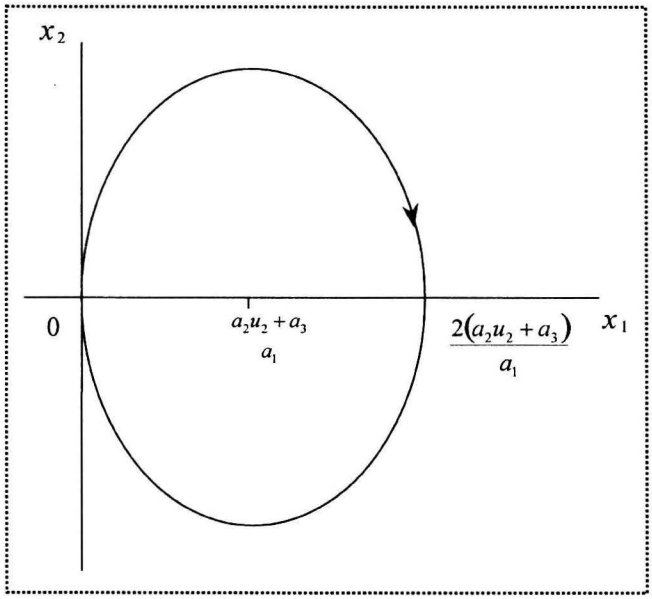


Рис. 1

$$x_1 = \frac{a_2u_1 + a_3 - la_1}{a_1}\cos\sqrt{a_1}\,t + \frac{a_2u_1 + a_3}{a_1},$$
$$x_2 = \frac{a_2u_1 + a_3 - la_1}{\sqrt{a_1}}\sin\sqrt{a_1}\,t. \qquad (6)$$

Траектория решения (6) имеет вид эллипса, проходящего через точку (l, 0):

$$\frac{\left(x_1 - \frac{a_2u_1 + a_3}{a_1}\right)^2}{\left(l - \frac{a_2u_1 + a_3}{a_1}\right)^2} + \frac{x_1^2}{a_1\left(l - \frac{a_2u_1 + a_3}{a_1}\right)^2} = 1. \qquad (7)$$

Траектории (5) и (7) пересекаются в точке (x_1^*; x_2^*), значения которых определяются из решения квадратной системы (выбираем только положительное решение):

$$\frac{\left(x_1 - \frac{a_2u_2 + a_3}{a_1}\right)^2}{\left(\frac{a_2u_2 + a_3}{a_1}\right)^2} + \frac{x_1^2}{a_1\left(\frac{a_2u_2 + a_3}{a_1}\right)^2} = 1;$$
$$\frac{\left(x_1 - \frac{a_2u_1 + a_3}{a_1}\right)^2}{\left(l - \frac{a_2u_1 + a_3}{a_1}\right)^2} + \frac{x_1^2}{a_1\left(l - \frac{a_2u_1 + a_3}{a_1}\right)^2} = 1. \qquad (8)$$

Для однозначного определения времени перемещения нам достаточно найти только значение x_1^*. Выражение его примет вид

$$x_1^* = \frac{1}{2}\left(\frac{(a_2u_2 + a_3)^2 - (la_1 - a_2u_1 - a_3)^2}{a_1a_2(u_1 - u_2)} + \frac{a_2(u_1 + u_2) + 2a_3}{a_1}\right). \qquad (9)$$

Время переключения управления t_1 (т.е. время движения при условии $u = u_2$) находится при условии (9)

$$x_1^* = -\frac{a_2u_2 + a_3}{a_1}\cos\sqrt{a_1}\,t + \frac{a_2u_2 + a_3}{a_1}. \qquad (10)$$

Общее время перемещения T определяется следующим образом:

$$T = \frac{\pi}{\sqrt{a_1}} - t_2 + t_1,$$

где t_2 – определяют при условии (9):

$$x_1^* = \frac{a_2u_1 + a_3 - la_1}{a_1}\cos\sqrt{a_1}\,t + \frac{a_2u_1 + a_3}{a_1}. \qquad (11)$$

Обобщим полученные результаты. Гарантированное перемещение системы в заданное положение обеспечивается при условии

$$l \le \frac{2(a_2u_2 + a_3)}{a_1}.$$

При этом минимальное время перемещения равно

$$T = \frac{\pi}{\sqrt{a_1}} - \frac{1}{\sqrt{a_1}}\arccos\frac{a_2u_1 + a_3 - x_1^*a_1}{la_1 - a_2u_1 - a_3} + \frac{1}{\sqrt{a_1}}\arccos\left(1 - \frac{a_1x_1^*}{a_2u_2 + a_3}\right).$$

Время переключения управления равно

$$t_1 = \frac{1}{\sqrt{a_1}}\arccos\left(1 - \frac{a_1x_1^*}{a_2u_2 + a_3}\right).$$

Рассмотрим общий случай. Так как уравнение (1) линейное, то наискорейшее перемещение согласно [1] будет достигаться при условии, когда управляющее воздействие принимает значения на границе области существования, т.е. $u = u_1$ или $u = u_2$.

Введем обозначения: $x_1 = x$, $x_2 = \dot{x}$. Тогда уравнение (2) примет вид

$$\begin{aligned} &\dot{x}_1 = x_2 && \text{при} \quad x_1(0)=0,\ x_1(T)=l; \\ &\dot{x}_2 = -a_2 x_1 - a_1 x_2 + a_3 u + a_4 && \text{при} \quad x_2(0)=0,\ x_2(T)=0. \end{aligned} \tag{12}$$

Перемещение за минимальное время будет при максимальном значении $u = u_2$ воздействия в начальный момент времени.

Решение системы (12) с нулевыми начальными условиями имеет вид

$$\begin{aligned} x_1 &= e^{-\frac{a_1 t}{2}}\left(-\frac{a_3 u_2 + a_4}{a_2}\cos\sqrt{4a_2 - a_1^2}\,t - \right. \\ &\left. -\frac{a_1(a_3 u_2 + a_4)}{2a_2\sqrt{4a_2 - a_1^2}}\sin\sqrt{4a_2 - a_1^2}\,t\right) + \frac{a_3 u_2 + a_4}{a_2}; \\ x_2 &= e^{-\frac{a_1 t}{2}}\left(\frac{a_1^2(a_3 u_2 + a_4)}{4a_2\sqrt{4a_2 - a_1^2}} - \right. \\ &\left. -\frac{(a_3 u_2 + a_4)\sqrt{4a_2 - a_1^2}}{a_2}\right)\sin\sqrt{4a_2 - a_1^2}\,t. \end{aligned} \tag{13}$$

При нахождении решения принято условие, когда жесткость пружины значительно превышает коэффициент вязкого трения, т.е. $a_1 \le 2\sqrt{a_2}$. Траектория этого решения не может быть построена аналитически, только численно. Также численно можно определить условие, при котором обеспечивается гарантированное перемещение системы в заданное положение. Это условие задается при использовании системы (13), если $x_1 \ge l$, $x_2 = 0$.

Если управляющему воздействию придать значение u_1, будет обеспечено торможение системы, и она остановится в заданном положении. Решение системы (12) с этими условиями имеет вид

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{a_3 u_1 + a_4}{a_2} + \\ &+ e^{-\frac{a_1 t}{2}}\left(C_1\cos\sqrt{4a_2 - a_1^2}\,t + C_2\sin\sqrt{4a_2 - a_1^2}\,t\right); \\ x_2 &= e^{-\frac{a_1 t}{2}}\left(C_2\sqrt{4a_2 - a_1^2} - \frac{C_1 a_1}{2}\right)\cos\sqrt{4a_2 - a_1^2}\,t + \\ &+ e^{-\frac{a_1 t}{2}}\left(-C_1\sqrt{4a_2 - a_1^2} - \frac{C_2 a_1}{2}\right)\sin\sqrt{4a_2 - a_1^2}\,t. \end{aligned} \tag{14}$$

В системе (14) коэффициенты C_1, C_2 находятся при подстановке условий

$$\begin{aligned} x_1 &= l, \\ x_2 &= 0 \end{aligned} \tag{15}$$

в некоторый момент времени.

Это время неизвестно, поэтому для нахождения коэффициентов рассмотрим второе уравнение системы (13). Его можно привести к виду $A\sin(\omega t + \varphi) = 0$. Нас интересует случай $A \ne 0$, поэтому для равенства нулю уравнения получим

$$t = \frac{\pi + \varphi}{\omega}, \tag{16}$$

где

$$\omega = \sqrt{4a_2 - a_1^2};$$

$$\varphi = \arcsin\frac{C_2\sqrt{4a_2 - a_1^2} - \frac{a_1 C_1}{2}}{\sqrt{\left(C_2\sqrt{4a_2 - a_1^2} - \frac{a_1 C_1}{2}\right)^2 + \left(C_1\sqrt{4a_2 - a_1^2} + \frac{a_1 C_2}{2}\right)^2}}.$$

Коэффициенты C_1, C_2 находятся численно с подстановкой (15) и (16) в (14).

Теперь определим время переключения управляющего воздействия и общее время движения системы.

Время переключения управляющего воздействия t_1 находим из решения уравнения, в котором коэффициенты C_1, C_2 найдены численно:

$$\begin{aligned} &\frac{a_3 u_2 + a_4}{a_2} + e^{-\frac{a_1 t}{2}}\left(-\frac{a_3 u_2 + a_4}{a_2}\cos\sqrt{4a_2 - a_1^2}\,t - \right. \\ &\left. -\frac{a_1(a_3 u_2 + a_4)}{2a_2\sqrt{4a_2 - a_1^2}}\sin\sqrt{4a_2 - a_1^2}\,t\right) = \\ &= \frac{a_3 u_1 + a_4}{a_2} + e^{-\frac{a_1 t}{2}}\left(C_1\cos\sqrt{4a_2 - a_1^2}\,t + C_2\sin\sqrt{4a_2 - a_1^2}\,t\right). \end{aligned} \tag{17}$$

Время движения системы на завершающем участке определяется по формуле

$$\frac{\pi}{\omega} - t_2,$$

где t_2 находим также численно из решения уравнения (18), в котором коэффициенты C_1, C_2 найдены численно:

$$e^{-\frac{a_1 t}{2}}\left(\frac{a_1^2(a_3u_2+a_4)}{4a_2\sqrt{4a_2-a_1^2}}-\frac{(a_3u_2+a_4)\sqrt{4a_2-a_1^2}}{a_2}\right)\times$$
$$\times\sin\sqrt{4a_2-a_1^2}\,t=e^{-\frac{a_1 t}{2}}\left(C_2\sqrt{4a_2-a_1^2}-\frac{C_1a_1}{2}\right)\times \quad (18)$$
$$\times\cos\sqrt{4a_2-a_1^2}\,t+$$
$$+e^{-\frac{a_1 t}{2}}\left(-C_1\sqrt{4a_2-a_1^2}-\frac{C_2a_1}{2}\right)\sin\sqrt{4a_2-a_1^2}\,t.$$

Общее время перемещения T определяется по формуле

$$T=\frac{\pi}{\omega}-t_2+t_1. \quad (19)$$

При определении времени переключения управляющего воздействия и общего времени движения системы были использованы численные методы, поэтому возможна ошибка вычисления.

Для гарантированного перемещения системы в заданное положение на практике необходимо немного увеличить время переключения. В этом случае используют электромагнитный штырь для фиксации положения.

Вывод

Зная параметры подающего устройства, можно численно определять время переключения воздействия движущей силы и общее время движения системы, которое будет наименьшим временем перемещения системы в заданное положение. Рассмотренная методика позволяет находить оптимальные значения для параметров подающей системы и определять предельные режимы работы этой системы.

Список литературы

1. **Понтрягин Л.С., Болтянский В.Г., Гамкрелидзе Р.В., Мищенко Е.Ф.** Математическая теория оптимальных процессов. 4-е изд. М.: Наука, 1983. 392 с.

2. **Марихов И.Н.** Оптимальное управление вращением подающего устройства при торможении внешними силами // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2005. № 12. С. 26–28.

3. **Житников Ю.З., Житников Б.Ю.** Режимы движения устройств подачи узлов и деталей на позицию сборки при торможении внешними силами // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2001. № 10. С. 31–33.

СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

Коэффициент трения полиамида ПА 6

Смазка	Поверхность контртела	Нагрузка, МПа	Коэффициент трения
Без смазки	ПА 6	7,2	0,04...0,13
Вода	ПА 6	7,2	0,08...0,14
Масло	ПА 6	7,2	0,07...0,08
Вода	Сталь	7,2	0,3...0,5
Масло	Сталь	10,7	0,02...0,11
Вода	Бронза	7,2	0,3...0,5
Масло	Бронза	10,7	0,08...0,14

УДК 629.13

А.В. Бондарь, *канд. техн. наук,* **М.В. Щипанов, Е.В. Смоленцев,** *канд. техн. наук,*
А.И. Шелякин *(Воронежский государственный технический университет)*

Селективный отбор труб для сборки бурильных комплектов

Приведены общие принципы селективного отбора напорных труб, раскрыты перспективы внедрения селективного отбора в нефтегазовой отрасли. Показаны особенности конструкции и компоновки основных узлов установки для селективного отбора труб, дано описание способа селективного отбора напорных труб.

Selective choice problems of pressure pipes and the application of the selective choice method to oil-and-gas production are discussed. Construction and configuration features of the basic units of selective choice-plant are shown, the selective choice method of pressure pipes is described.

Из опыта бурения скважин видно, что качество труб во многом определяет прогресс в развитии газовой и нефтяной отрасли. С возрастанием глубины бурения увеличивается давление в трубах и, например, при глубине скважины 4500 м давление внутри трубы будет равно 45 МПа. При высоких давлениях достаточно большое количество труб, поставляемых металлургическими заводами России, странами ближнего и дальнего зарубежья, признанных кондиционными, разрывается, что приводит к значительным материальным потерям на промыслах. Из-за попадания некондиционных труб в скважину может возникнуть необходимость бурения новой скважины, что требует значительных финансовых затрат. Однотипные трубы имеют различное качество в зависимости от условий изготовления на предприятиях нашей страны и за рубежом. Это зависит от состояния технологической дисциплины, методов термообработки, использования современных технологических процессов, степени учета влияния температурного фактора на прочность и надежность изделий.

Трубы, поступающие на скважину, проходят выборочный контроль на заводе-изготовителе. Нормативный запас прочности труб, находящихся под высоким давлением, не гарантирует сохранности колонны при монтаже и в процессе эксплуатации. Наибольшее количество случаев дефектов бурильных и обсадных труб наблюдают на промыслах с неблагоприятными климатическими условиями. В процессе хранения, испытания, транспортировки, установки, эксплуатации трубы и оборудование испытывают сложные знакопеременные нагрузки, значительные перепады температур, что изменяет механические характеристики и надежность объектов и может стать причиной аварийной ситуации. В табл. 1 приведены результаты испытания труб при предельных давлениях, гарантируемых производителями России, стран дальнего и ближнего зарубежья.

Как видно из табл. 1, отбраковка труб может достигать 4 %. При попадании бракованной бурильной трубы в скважину происходит задержка бурения на период ее замены. В некоторых случаях возникает необходимость бурения новой скважины, что приводит к повышению себестоимости бурения, особенно на территории с неблагоприятными климатическими условиями за счет дополнительных затрат на транспортировку, хранение, оплату труда и штрафных санкций за нарушение экологии.

Для снижения аварийных ситуаций и повышения качества и надежности эксплуатации скважин необходимы комплексные испытания и отбор труб перед их монтажом.

Для исключения риска попадания некондиционной трубы в скважину предложен ***новый метод комплексного испытания и селективного отбора на-***

1. Количество некондиционных труб, получаемых с различных заводов-изготовителей

Производители	Количество некондиционных труб, %, от общего числа испытанных изделий
Завод в России № 1	4
Завод в России № 2	2,5
Завод в ближнем зарубежье № 1	1
Завод в ближнем зарубежье № 2	0,5
Завод в дальнем зарубежье	0,1

порных труб, который позволяет без разрушения установить предельное давление и область использования труб на промыслах. В процессе испытания для трубы определяют максимально допустимую глубину установки. Для осуществления данного метода была разработана установка. Приведем ее технические характеристики [1].

Технические характеристики установки для селективного отбора

Рабочее давление, МПа	10–70
Наружный диаметр испытуемых труб, мм	До 324
Длина испытуемых труб, мм	До 12500
Рабочая среда для гидроиспытаний труб	Жидкость на базе воды
Цикл испытания, с	1500
Время выдержки испытуемой трубы под давлением, с	До 30
Режим работы установки	Автоматический
Установленная мощность, кВт	150
Габаритные размеры установки, мм, не менее:	
длина	18000
ширина	9000
высота	4000
Общая масса установки, кг	51000

Предлагаемая установка (рис. 1) для селективного отбора предназначена для контроля напорных труб, поступающих на промыслы. В основе реализуемого способа гидроиспытаний труб лежит нагружение их внутренних полостей гидростатическим давлением, что достигается следующим:

• испытуемые трубы с навинченными муфтами уплотняют по наружным диаметрам специальными головками с манжетами, имеющими металлические вставки и вкладыши, которые охватывают трубы и не позволяют давлению рабочей жидкости вывернуть манжеты наружу;

• уплотнительные головки переднего модуля имеют следящий дифференциальный гидропривод, позволяющий компенсировать укорачивание испытуемой трубы под действием внутреннего давления в процессе опрессовки и обеспечивающий увеличение ресурса главных манжет, охватывающих трубу;

• на подвижных головках установлена запорно-выпускная аппаратура, которая обеспечивает герметизацию испытуемых труб;

• заполнение испытуемых труб рабочей жидкостью (водой) с одновременным вытеснением воздуха из внутренних полостей осуществляют с помощью высокопроизводительных центробежных насосов низкого давления;

• создание во внутренних полостях испытуемых труб требуемого давления осуществляют с по-

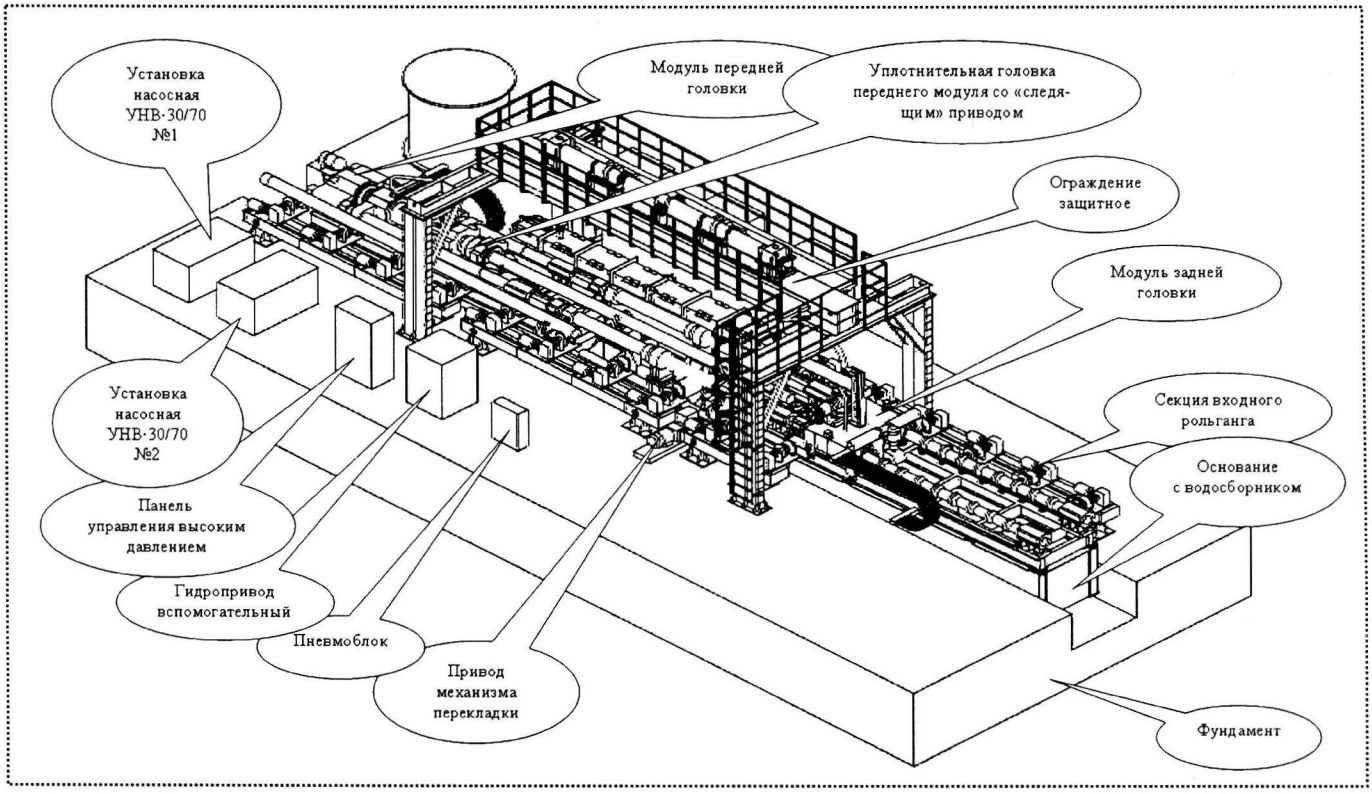


Рис. 1. Общий вид и структура установки для испытания труб

мощью плунжерных насосов, которые могут работать как одновременно, так и каждый в отдельности, в зависимости от заданного времени заполнения труб;

• гидросистема установки является замкнутой, что обеспечивается наличием водяного бака, центробежных насосов для заполнения водой испытуемой трубы, водосборником для сбора воды из трубы после испытания, центробежным насосом перекачки воды из водосборника в бак и соответствующей запорно-пропускной аппаратурой.

Общая компоновка оборудования обеспечивает:

■ реализацию указанного способа гидроиспытаний труб;

■ наименьшую потребность в производственных площадях;

■ минимальное заглубление фундамента, что дает возможность эффективно использовать установку в климатических условиях крайнего севера при вечной мерзлоте;

■ использование гидравлического привода, работающего на воде с добавками, что отвечает требованиям противопожарной безопасности;

■ возможность использования для доставки железнодорожного транспорта за счет членения установки на узлы, размещаемые на стандартном подвижном составе и перемещаемые имеющимися грузоподъемными механизмами.

Несущая конструкция установки реализована в двухколонном исполнении, которое обеспечивает:

• наименьшую металлоемкость;

• простоту механизации процесса перекладки труб с входных рольгангов на люнеты, расположенные на оси установки, и с них – на выходные рольганги с использованием колонн в качестве оси вращательного движения при перекладке труб.

Модульное исполнение несущей конструкции позволяет ограничить массу сборочных единиц и расчленить несущую конструкцию на три самостоятельные части:

1) модуль передней головки;

2) модуль задней головки;

3) центральную часть.

Ось установки наклонена к линии горизонта под углом 1°30′ так, чтобы задний торец трубы (ниппельный резьбовой конец) был выше переднего торца на значение диаметра наибольшей испытуемой трубы. Это обеспечивает наиболее полное вытеснение воздуха при заполнении трубы водой через переднюю уплотнительную головку (снизу). Наклон оси установки обеспечивают монтажом несущей конструкции на наклонной поверхности основания с водосборником.

Слив воды из испытуемой трубы осуществляют самотеком в резервуар водосборника, совмещенного с основанием установки с последующей перекачкой ее с помощью центробежного насоса в расходный бак гидросистемы. Вспомогательная гидросистема, использующая в качестве рабочей жидкости минеральное масло, обеспечивает работу сервоприводов, запорных гидравлических клапанов, люнетов, цилиндра фиксатора каретки модуля задней головки.

Приводы ползуна модуля передней головки, каретки модуля задней головки, механизмов перекладки трубы (загрузки и выгрузки) выполнены с регулируемыми электроприводами.

На общем виде установки для селективного отбора труб (см. рис. 1) показано основание с водосборником, которое служит для размещения силовой части установки (передний и задний модули, механизмы перекладки, люнеты). Основание содержит резервуар для сбора воды, сливаемой из испытуемых труб после окончания гидроиспытаний с последующим перекачиванием ее в расходный бак. Для удобства транспортировки и монтажа основание выполнено из трех секций.

Передняя секция представляет собой сварную конструкцию бака, которую устанавливают неподвижно на фундамент, крепят фундаментными болтами и подливают бетоном. Сбоку на бак устанавливают кронштейн, к которому крепится рама тракового подвода гибких трубопроводов. На задней стенке бака имеются кронштейны, на которых размещена средняя секция основания с водосборником.

Верхняя поверхность основания с водосборником, на которую монтируют передний и задний модули, механизмы загрузки и выгрузки трубы, имеет наклон относительно пола, равный 1°30′, что позволяет эффективно удалять воздух из внутренней полости испытуемой трубы в процессе заправки ее водой снизу (со стороны переднего модуля) перед гидроиспытаниями. Данное техническое решение является новым для установок подобного рода и позволяет обходиться без дополнительных устройств для удаления воздуха из внутренней полости трубы.

В передней части бака имеется П-образный проем, в котором размещен насосный агрегат для перекачивания воды из резервуара бака в расходный бак.

Для того чтобы волнообразные колебания уровня воды при сливе не искажали показаний реле уровня, датчики устанавливают в специальном вертикальном кармане, соединенном с резервуаром бака каналом, приваренным к боковой стенке с внутренней стороны основания бака. Днище бака выполнено наклонным в направлении передней стенки, что обеспечивает полное удаление воды из

бака при перекачивании. Под днищем вблизи передней стенки имеется дополнительный резервуар, в который собирается отстой, а затем удаляется самотеком через специальный патрубок, заканчивающийся запорным вентилем.

Внутри сварного бака выполнены перегородки из листового металла, предназначенные для гашения волновых колебаний воды при сливе ее из испытуемых труб в конце гидроиспытаний. Для чистки бака в передней стенке имеется крышка.

Задняя секция представляет собой сварной бак, аналогичный по конструкции баку передней секции. Верхняя поверхность бака, на которую устанавливают задний модуль, также имеет наклон относительно основания, равный 1°30′. По краям передней стенки бака имеются кронштейны, на которых расположена средняя секция. На боковой стенке бака расположены кронштейны для крепления рамы тракового подвода гибких трубопроводов.

Средняя секция представляет собой сварную конструкцию рамы, выполненную в виде лотка с кронштейнами для размещения люнетов, зажимающих испытуемую трубу, и промежуточных опор механизмов перекладки.

Заднюю секцию устанавливают на фундамент, нивелируют относительно передней секции с помощью башмаков. Для точной установки задней секции в башмаках предусмотрены регулировочные болты.

Плоскость основания задней секции поднята относительно основания передней секции на 200 мм, что ускоряет процесс перетекания воды из бака задней секции в резервуар секции передней по трубопроводу, проложенному под металлоконструкцией средней секции. Предложенное техническое решение повышает эффективность функционирования гидросистемы замкнутого типа, а наличие дополнительных резервуаров в расходном баке и в основании водосборника, предназначенных для сбора отстоя, в сочетании с фильтрами, установленными во всасывающих линиях, обеспечивают качественную очистку и повторное использование воды, что в условиях вечной мерзлоты дает значительную прибыль за счет экономии чистой жидкости.

Модуль передней головки служит для уплотнения трубы при высоких давлениях и при резких перепадах давления. Он находится на передней секции основания с водосборником и включает:

♦ уплотнительные головки со следящим приводом из комплекта сменного технологического инструмента;

♦ привод рабочего хода ползуна, который вводит испытуемую трубу в уплотнительные головки;

♦ запорно-выпускную аппаратуру, которая обеспечивает заправку испытуемой трубы рабочей жидкостью (водой) и герметизацию узла;

♦ передачу винт-гайка, воспринимающую осевую силу при опрессовке испытуемой трубы и передающую ее на колонны;

♦ ползун, который в конце испытаний с помощью специального кронштейна выводит испытуемую трубу из задней уплотнительной головки.

Модуль задней головки установлен на задней секции основания с водосборником и выполняет следующие функции:

• место установки труб за счет использования сменных элементов конструкции;

• центрирование свободного конца испытуемой трубы при введении ее в заднюю уплотнительную головку;

• перемещение каретки с автономным электроприводом в зависимости от длины испытуемой трубы;

• посредством гидроприводных фиксаторов и специальных буртов на колоннах осуществляет фиксацию каретки, воспринимает осевую нагрузку при опрессовке испытуемой трубы и передает ее на колонны;

• с помощью установленной на каретке запорно-выпускной аппаратуры позволяет вытеснить воздух из испытуемой трубы в процессе заправки ее водой и сохранение ее давления при опрессовке, а также сброс воды после окончания гидроиспытания.

Стандартные испытания напорных труб проводят при давлениях, превышающих рабочие значения в 1,2–1,5 раза. Применяемые ранее методы и испытательные установки не позволяли получить объективные результаты из-за возможного изгиба оси труб, что вызывало дополнительные силы и разрушение труб при давлениях, меньших предельно допустимых. Вместе с тем попытки применить для всех испытуемых труб повышенное давление приводили к появлению остаточной деформации, т.е. приводили к браку. В предложенных способах и установках предусмотрены автоматизированные контрольные устройства, не допускающие пластической деформации труб и поддерживающие совмещение их осей с осью установки при любых давлениях испытаний.

Созданные установки позволяют разделять партии труб по величине предельного давления. *Селективный отбор напорных труб производят в следующей последовательности:*

1. Методом случайного поиска отбирают часть труб (2...10 %) для испытания под давлением. Осматривают выбранные трубы и при наличии дефектов (повреждение резьбы, наличие вмятин и др.) увеличивают выборку вплоть до полного охвата всей партии.

2. Испытания начинают с давления 30 МПа, что соответствует работе труб на глубине до 2000 м, где вероятность разрушения чрезвычайно мала. Кроме того, до этой глубины труба может быть извлечена.

3. При выборочном испытании труб на предельное давление (до 65 МПа) находят процент изделий, досрочно снимаемых с испытаний. Нами установлено, что за счет избыточного давления внутри трубы ее диаметр возрастает, но измерить его увеличение сложно, так как на наружную поверхность труб устанавливают опоры, удерживающие испытуемые детали от изгиба. Поэтому измеряют изменение длины труб. Авторы установили закономерности изменения длины от давления и предельного давления, после которого труба разрушается.

4. Если часть труб снимается с испытаний при давлении ниже заданного предельного, то их группируют по величине предельной глубины, при которой труба может работать.

5. Если процент изделий, не выдержавших испытаний на полное заданное давление, превышает заданную долю выборки на испытания, то выполняют испытание всей партии.

6. Испытанные трубы распределяют по глубине установки на специализированных складах: до 2000, 3000, 4000 м и т.д.

Критерием селективного отбора служит одинаковый запас надежности для труб, устанавливаемых на заданную глубину.

По результатам испытаний трубы распределяют по глубине с учетом их возможностей. Это обеспечивает высокий запас по межремонтному нормативному сроку, открывает возможности увеличения этого периода и дает значительную экономию средств.

Для реализации способа предложено устройство для селективного отбора напорных труб, которое содержит промежуточные опоры, процессор и механизм для прекращения цикла испытаний. Промежуточные опоры оснащены упругими люнетами для размещения испытуемых труб, которые позволяют трубам перемещаться в продольном направлении до расчетного значения, предшествующего разрыву при предельном стандартном давлении испытания, а на крайней опоре установлен один (или несколько) датчиков изменения длины трубы, сигнал с которого поступает на процессор, связанный с исполнительным механизмом [2].

На рис. 2 приведена схема устройства для селективного отбора.

Испытуемая напорная труба *1* по концам закреплена в неподвижной *2* и подвижной *6* уплотнительных головках установки. По длине трубы *1* размещены одна или несколько опор *3* с люнетами *4* и упругими элементами *5* (например, пружинами), за счет которых возможно поперечное перемещение

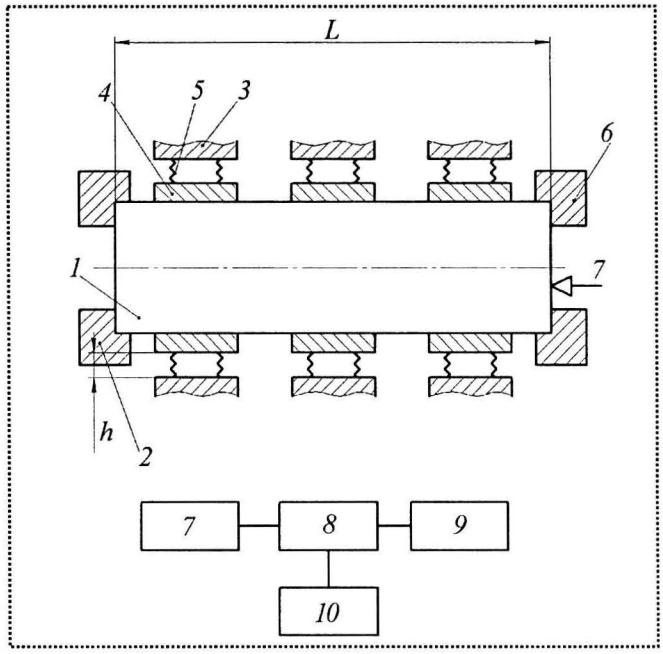


Рис. 2. Схема устройства для селективного отбора

люнетов *4* на величину *h*, равную предельному расчетному радиальному расширению при испытаниях трубы *1* до ее разрыва. В конце трубы *1* длиной *L* на подвижной головке *6* установлен датчик перемещения трубы *7*, соединенный линиями связи с процессором *8*. Процессор *8* соединен с исполнительным механизмом *9* и принтером *10*.

Было проведено испытание 117 труб, из которых семь изделий не выдержало полной нагрузки. После сортировки труб по предельному давлению все они были использованы для бурения. При бурении скважин не возникло ни одной аварийной ситуации из-за разрыва труб.

Вывод

Применение технологии селективного отбора позволило повысить надежность напорных колонн за счет исключения возможности установки в скважину некондиционной для этой глубины трубы.

Список литературы

1. **Установки** для испытания труб при высоких давлениях / А.В. Бондарь, В.П. Смоленцев, А.И. Шелякин, А.Н. Некрасов, С.Н. Матвеев // Нетрадиционные технологии машиностроения и приборостроения: межвуз. сб. науч. тр. Вып. 5. Воронеж: Изд-во ВГУ, 2002. С. 71–80.

2. **Патент** 2182700 (РФ) / Устройство для испытания труб на герметичность / А.В. Бондарь, А.Н. Некрасов, В.Л. Серов, В.П. Смоленцев, А.И. Попов, А.И. Шелякин, А.И. Часовских. 7G01M 3/00, 3/08 бюллетень изобр. 2002. № 14.

3. **Изменение** радиальных и осевых размеров труб при испытании под высоким давлением / А.И. Часовских, В.П. Смоленцев, А.В. Бондарь, А.Н. Некрасов, А.И. Шелякин // Нетрадиционные технологии машиностроения и приборостроения: межвуз. сб. науч. тр. Вып. 5. Воронеж: Изд-во ВГУ, 2002. С. 67–71.

УДК 658.012.011.56

В.А. Камакин *(РГАТА им. П.А. Соловьева)*

Оценка эффективности средств системной автоматизации информационной поддержки процессов управления качеством продукции авиадвигателестроительного предприятия

Предложены методологические основы измерения эффективности системной автоматизации информационной поддержки процессов управления качеством на основе методики расчета критерия целесообразности автоматизации процесса, а также результатов исследования влияния информационных технологий на показатели качества продукции.

The article describes methodological principals of quality management information support system automatization effectiveness measurements on the basis of process automatization effectiveness criteria calculation technique and the information technologies influence research results on the product quality parameters.

Для обеспечения соответствия показателей качества продукции авиадвигателестроительного предприятия требованиям современного рынка необходимо создание четкой системы средств и методов эффективного бизнеса наукоемкого производства. Базовым составляющим аспектом является грамотное бизнес-планирование с учетом всех имеющихся возможностей. Структура бизнес-системы обеспечения качества продукции представлена на схеме, приведенной на рис. 1 (см. 3-ю стр. обложки), где показаны цели, задачи и средства их решения, характерные для авиадвигателестроительного производства.

Необходимым условием реализации средств достижения целей и задач в бизнесе является эффективное внедрение современных технологий информационной поддержки процессов управления [1].

При создании корпоративных информационных систем нередко возникает ситуация, когда разработанные с использованием последних технических достижений и внедренные в управление процессами автоматизированные информационные системы не только не обеспечивают ожидаемую эффективность, но и нередко вообще не используются: участники процесса – предполагаемые потребители системы – предпочитают ручные средства управления данными. Причин возникновения подобных ситуаций может быть несколько, но за всеми ними чаще всего стоит одна общая проблема – *данный процесс в целом или какие-то составляющие сложного процесса не пригодны для автоматизации в существующем виде.*

Другой типичной проблемой является *отсутствие улучшения показателей качества продукции при внедрении автоматизированных средств информационной поддержки.* Причина ее возникновения в том, что внедренные средства не влияют на те показатели, которые предполагалось улучшать.

Для разрешения проблемы оценки целесообразности автоматизации процесса управления предложен критерий, с помощью которого можно произвести предварительный расчет: ***имеет ли смысл проведение автоматизации процесса и в какой степени.*** Для разработки критерия проведен анализ 40 автоматизированных информационных систем, внедренных в процессы управления на авиационных предприятиях. При этом рассматривали как высокоэффективные системы, так и те, которые показали свою несостоятельность. Было установлено, что зависимость степени целесообразности от различных параметров и показателей процесса имеет вид

$$V_а = f(R_p, S_p, E_p, T_p, Q_p, M_р), \qquad (1)$$

где $V_а$ – критерий целесообразности автоматизации процесса;

R_p – показатель повторяемости процесса;

S_p – показатель статичности процесса;

E_p – показатель наличия математико-статистических и логических операций в процессе;

T_p – показатель времени актуальности процесса;

Q_p – показатель качества процесса;

$M_р$ – показатель изменения количества ручных операций процесса.

Для получения количественных значений критерия автоматизации проведен анализ влияющих факторов, выраженных показателями в соответствии с (1).

Показатель повторяемости процесса R_p характеризует количество актуальных циклов, т.е. сколько раз процесс будет выполнен в том виде, в котором он спроектирован. При малом числе циклов автоматизация не имеет смысла, поскольку не окупит расходов на внедрение компьютерных средств информационной поддержки. Если значение показателя R_p выразить в безразмерных единицах, то аппроксимационная зависимость его значения от количества циклов может быть представлена соотношением

$$R_p = \begin{cases} 0 \text{ для } n \le 1, \\ 0{,}05(n^2 - 1) \text{ для } n > 1, \end{cases} \quad (2)$$

где n – ожидаемое число повторений процесса.

Показатель статичности процесса S_p характеризует неизменность циклов процесса. Чем чаще в процесс вносят изменения, тем он более проблематичен для эффективной автоматизации. Такие изменения требуют постоянных затрат на изменение базы данных, модификации программного обеспечения обработки, адаптации оператора процесса к внесенным изменениям. Эти затраты существенно снизят эффективность средств информационной поддержки. Анализ автоматизированных информационных систем позволил получить зависимость значения безразмерного показателя S_p от количества изменений, вносимых в течение жизненного цикла процесса, имеющую вид

$$S_p = \frac{50}{n_v + 0{,}5}, \quad (3)$$

где n_v – ожидаемое число изменений в течение жизненного цикла процесса.

В выражении (3) **под жизненным циклом процесса понимается продолжительность его актуального состояния без проведения реинжиниринга.**

Автоматизированные средства информационной поддержки процессов на авиационных предприятиях показывают свою наибольшую эффективность в тех случаях, когда выполнение процесса связано со значительным количеством математико-статистических и логических операций. Вследствие этого, чем больше подобных операций предусмотрено в процессе, тем большую эффективность будет иметь его автоматизация. Степень такой эффективности характеризует безразмерный ***показатель E_p наличия математико-статистических и логических операций*** в процессе, определяемый из выражения

$$E_p = 10 n_E, \quad (4)$$

где n_E – отношение количества математико-статистических и логических операций к общему числу операций процесса.

Показатель времени актуальности процесса T_p определяют в соответствии с продолжительностью актуального состояния процесса. Чем больше длительность существования процесса, тем более вероятна эффективность его автоматизации. Анализ выбранных автоматизированных информационных систем позволил получить зависимость, которая в масштабном соответствии с другими показателями может быть описана выражением

$$T_p = k_T n_T^2, \quad (5)$$

где n_T – продолжительность актуального состояния процесса (в месяцах);

$k_T = 0{,}1$ – масштабный коэффициент, имеющий размерность мес$^{-1}$.

Как показали исследования, ***показатель M_p изменения количества ручных операций процесса*** является главным в большинстве случаев. Имеется множество примеров, когда внедрение средств автоматизации информационных процессов не только не снижало количества операций, которые необходимо выполнять вручную, а приводило к их увеличению. Например, оператор тратит больше времени на формирование электронной ведомости, чем на заполнение вручную стандартного бланка. Если дальнейшая обработка и структурированное хранение данных не требуются, эти затраты в дальнейшем ничем не компенсируются.

Показатель $M_р$ может быть рассчитан по формуле

$$M_р = \frac{M_б}{M_а}, \quad (6)$$

где $M_б$ – количество ручных операций в базовом (неавтоматизированном) процессе;

$M_а$ – ожидаемое количество ручных операций после автоматизации процесса.

Показатели [см. (1)] являются специфическими, характеризующими именно исходную пригодность процесса управления для автоматизации. Помимо них существует ряд характеристик процесса, определяющих его качество, но не связанных с автоматизацией, таких как прослеживаемость, документированность, наличие на выходе входа другого процесса и т.п. Они также влияют на эффективность автоматизированной информационной системы, однако субъективны и могут быть приблизительно учтены ***показателем качества процессов*** Q_p, принимаемым равным 1, 2, если процесс подвергали соответствующему анализу по указанным характеристикам. Если такой анализ не проводили, то $Q_p = 0{,}8$.

В результате исследований было получено выражение для расчета безразмерного критерия целесообразности автоматизации:

$$V_{\text{а}} = Q_p M_{\text{р}}(R_p + S_p + E_p + T_p). \qquad (7)$$

Все полученные соотношения апробированы на примере рассмотренных автоматизированных информационных систем. В результате получена шкала целесообразности автоматизации в зависимости от значения критерия $V_{\text{а}}$, приведенная на рис. 2.

Из рис. 2 видно, что если в результате оценки значение критерия оказалось менее 70, то проведение работ по его автоматизации, вероятнее всего, не только не обеспечит ожидаемое увеличение эффективности процесса на уровне, как правило, 15...20 % [2], но и вряд ли окупится.

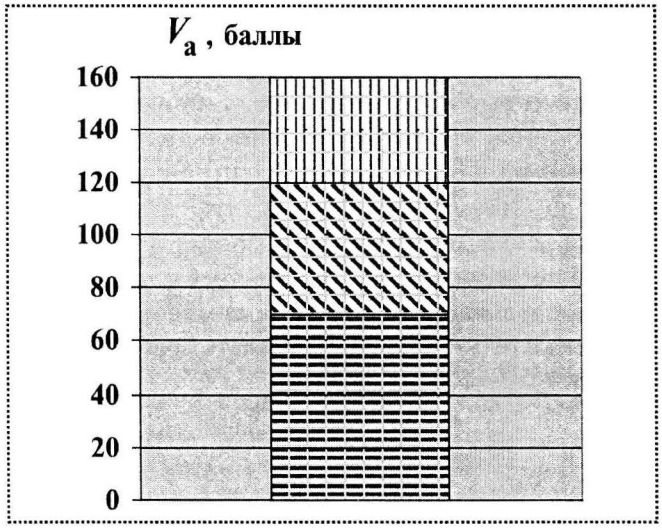


Рис. 2. Шкала оценки целесообразности процесса управления: ▥ – целесообразна максимальная автоматизация; ▧ – целесообразна частичная автоматизация; ▤ – автоматизация нецелесообразна

Диапазон значений 70...120 соответствует ситуации, когда правильное внедрение средств автоматизации отдельных составляющих процесса приведет к его существенному улучшению. Однако необходим серьезный анализ проекта автоматизированной информационной системы.

В случае если критерий целесообразности автоматизации принимает значения более 120, то это означает что максимальная автоматизация средств информационной поддержки процесса обеспечит существенное его улучшение. Имеются случаи, когда такая автоматизация приводила к улучшению базовых показателей на 300...400 %.

Использование предлагаемого критерия целесообразности автоматизации процесса управления позволит избежать лишних расходов ресурсов на автоматизацию тех процессов, для которых она бесперспективна, и создать высокоэффективную систему управления авиадвигателестроительным предприятием, объединяющую в себе лучшие возможности средств информационной поддержки.

Внедрение корпоративных информационных систем на авиадвигателестроительном предприятии позволяет значительно повысить эффективность процессов управления. Это факт, который сегодня не оспаривается. Однако, поскольку основной задачей производственного предприятия является выпуск конкурентоспособной продукции, необходимо оценить влияние внедряемых средств автоматизации на требуемые показатели качества новой продукции. Решение данной задачи позволяет правильно расставить приоритеты при создании корпоративных средств информационной поддержки, направленных на обеспечение соответствия значений данных показателей требованиям современного рынка.

В настоящее время самой эффективной концепцией построения корпоративной информационной системы является PLM (Product Life-cycle Management) – *технология управления жизненным циклом продукта*. Данная концепция является развитием CALS-технологий (Continuous Acquisition and Life-cycle Support) – системы непрерывной информационной поддержки жизненного цикла продукта. Однако PLM включает в себя также современные средства автоматизированного управления предприятием и поэтому не ограничивает возмож-

ности организации только информационной поддержкой.

Анализ современных корпоративных систем показал, что на сегодняшний день в качестве основных инструментов этой концепции наиболее часто используются следующие:

• **WorkFlow** – технология управления движением проекта;

• **Интранет** – технология создания внутренней корпоративной сети;

• **Интернет** – глобальная компьютерная сеть;

• **BPM** (Business Process Modeler) – технология моделирования бизнес-процессов;

• **CASE** (Computer Aided Software Engineering) – системы автоматизированной разработки программного обеспечения;

• **DOORS** (Dynamic Object-Oriented Requirements System) – динамическая объектно-ориентированная система управления требованиями;

• **SADT** (Structured Analysis and Design Technique) – метод структурного анализа и проектирования;

• **COCOMO** (Constructive Cost Model) – конструктивная стоимостная модель изделия;

• **PDM** (Product Data Management) – технология управления данными продукта;

• **CAE/CAD/CAM** (Computer Aided Engineering/Designing/Manufacturing) – средства компьютерной поддержки разработки/проектирования/производства;

• **ERP** (Enterprise Resource Planning) – системы планирования и управления ресурсами предприятия;

• **SCM** (Supply Chain Management) – системы управления процессом поставки;

• **CPC** (Collaborative Product Commerce) – системы поддержки совместного бизнеса при производстве и реализации продукта.

Некоторые из приведенных выше инструментов могут выступать и как самостоятельный элемент корпоративной информационной системы, и как составная часть другой технологии. Например, технология WorkFlow, обеспечивающая прозрачность процесса создания изделия и своевременность его этапов, может использоваться при реализации технологий PDM и ERP.

Для определения влияния данных технологий на показатели качества продукции, определенные на основе требований рынка, может быть использована модель изделия для оценки его конкурентоспособности [3]. Ее структура представлена схемой, приведенной на рис. 3 (см. 3-ю стр. обложки). Каждый модуль предполагает получение безразмерного числового показателя, характеризующего текущий уровень изделия по данной группе параметров. Каждый модуль включает в себя ряд показателей, позволяющих более точно определить соответствие качества продукции установленным требованиям. В частности, технический модуль имеет сложную структуру, приведенную на рис. 4 (см. 3-ю стр. обложки).

Предложенная в [3] модель изделия для оценки конкурентоспособности позволяет достаточно точно определить соответствие параметров качества изделия, уже находящегося в серийном производстве и имеющего известные аналоги. Для решения задачи обеспечения заданных показателей новой продукции на стадии определения требований рынка данная модель требует доработки. Она не учитывает особенности организации на предприятии-производителе процессов, связанных с проектированием и подготовкой серийного производства нового изделия. А это крайне важный показатель, поскольку максимально эффективная организация работ на этих этапах позволяет авиадвигателестроительному предприятию обеспечить сразу нескольких преимуществ.

К главным из таких преимуществ относятся:

• увеличение вероятности адекватного определения требований рынка на тот момент времени, когда продукция может быть выпущена;

• опережение конкурента по времени создания продукции и захват рынка [2];

• воспрепятствование полному захвату рынка конкурентом [2].

Анализ, проведенный для ряда авиационных предприятий и различных видов выпускаемой ими продукции, показал, что зависимость вероятности адекватного определения требований рынка от сроков проектирования и подготовки серийного производства имеет вид, приведенный на рис. 5.

При построении кривых (см. рис. 5) предполагали, что используемые методики определения требований для известной продукции полностью адекватны. В соответствии с приведенными зависимостями необходима модификация выражения для расчета показателя конкурентоспособности, приведенного в [3]. Для этого вводят дополнительную

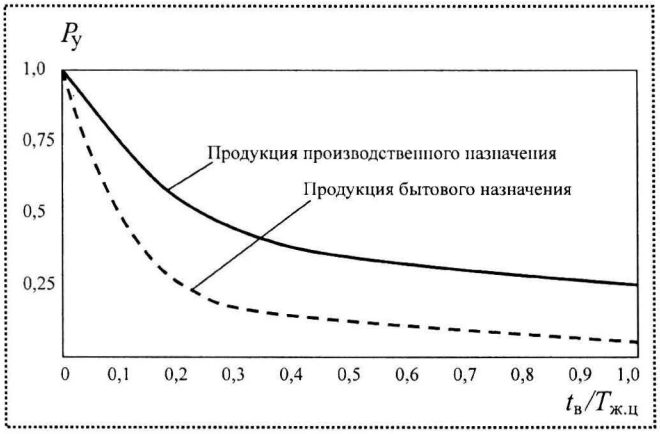


Рис. 5. Зависимость вероятности успешного определения: $P_у$ – вероятность успешного определения требований к продукции; $t_в$ – время жизненного цикла – от определения требований до серийного производства; $T_{ж.ц}$ – общее время жизненного цикла изделия

характеристику $P_у$ – вероятность успешного определения требований к новой продукции. Она обеспечивает уточнение выражения для расчета показателя конкурентоспособности

$$M' = P_у M,$$

где M – показатель конкурентоспособности, определенный в соответствии с [3];

M' – модифицированный показатель конкурентоспособности для определения параметров качества новой продукции.

Значение $P_у$ определяют в соответствии с графиками, приведенными на рис. 5.

Данное уточнение актуально и в связи с тем, что основным преимуществом, достигаемым при внедрении средств автоматизации процессов, является сокращение времени на реализацию этапов жизненного цикла продукции от определения требования потребителя до серийного производства нового изделия.

Помимо сокращения времени этапов создания продукции *современные средства информационной поддержки процессов обеспечивают существенное снижение расходов на реализацию этих этапов за счет сокращения:*

- времени на операции;
- средств на моделирование;
- количества ошибок при проектировании.

На основе анализа публикаций о деятельности авиационных предприятий для приведенных выше базовых технологий PLM определены те показатели качества продукции, на которые каждая из таких технологий оказывает значимое влияние. Кроме того, выявлено и максимальное увеличение соответствующего показателя в связи с внедрением совокупности современных средств информационной поддержки. Результаты исследований сведены в таблицу.

Из таблицы видно, что предложенный *показатель вероятности успешного определения требований к новой продукции авиационного предприятия* является самым критичным в отношении целесообразности внедрения средств информационной поддержки.

На него, с одной стороны, влияет большинство средств автоматизации информационных процессов, он уступает только показателю по капитальным затратам. С другой стороны, данный показатель может быть максимально увеличен по сравнению с другими за счет внедрения средств PLM.

На втором месте стоит *показатель по капитальным затратам*. Максимальное значение, приведенное в таблице, соответствует авиадвигателестроительному производству и достигается внедрением средств электронного моделирования, входящих в CAE-системы.

Показатель сервисного обслуживания занимает третью позицию. Его максимальное значение обеспечивается благодаря значительному повышению эффективности взаимодействия с потребителем посредством внедрения информационных технологий. Этим обусловлено и существенное повышение показателя по эксплуатационным затратам при внедрении отмеченных в таблице средств информационной поддержки.

Для оценки влияния того или иного средства, составляющего концепцию PLM, на совокупность показателей качества построена диаграмма, приведенная на рис. 6.

Из рис. 6 (см. 3-ю стр. обложки) видно, что наибольшее количество показателей определяют технологии CAE, CAD, CPC, DOORS, PDM. Средства, обеспечивающие автоматизацию информационной поддержки только по какому-либо одному аспекту (WorkFlow, SADT, Интернет, Интранет), сами по себе малоэффективны. Их целесообразно использовать в составе комплексных средств – PDM, CPC, DOORS.

Непосредственное влияние средств моделирования бизнес-процессов BPM на показатели качества продукции не очень велико, однако такие технологии обеспечивают значительное повышение

Влияние информационных технологий на показатели качества продукции

Показатель конкурентоспособности	Технология	Увеличение показателя, %
Срок службы	CAE	10
Вероятность безотказной работы	CAE	10
Основные технические характеристики	DOORS, PDM, CAE, CPC	10
Дополнительные технические характеристики	DOORS, COCOMO, CAE, CPC	15
Опережение технического уровня развития	DOORS, COCOMO, CPC	20
Доля НИОКР	CAE, ERP, PDM, CPC	15
Ремонтопригодность	CAD	5
Сложность технического обслуживания	CAD	5
Сервисное обслуживание	WorkFlow, BPM, SCM, CPC, интернет, интранет	40
Показатель по капитальным затратам	CAE, CAD, CAM, Workflow, SADT, ERP, PDM, CASE, интранет	200
Показатель по эксплуатационным затратам	CAE, CAD, CASE, PDM, SCM, CPC	30
Показатель экологичности	BPM, CASE, SADT, PDM, DOORS	10
Показатель эстетичности	CAD, CAM	10
Показатель доступности функций	CAD, CAM, DOORS	10
Психологический показатель	BPM, DOORS, SCM, CPC, интернет	15
Показатель вероятности успешного определения требований к новой продукции	WorkFlow, PDM, ERP, CAE, CAD, CAM, BPM, DOORS	300

эффективности реинжиниринга бизнес-процессов. Такой реинжиниринг является необходимым условием обеспечения эффективности автоматизированных средств информационной поддержки [2] и, следовательно, достижения максимального увеличения показателей качества продукции.

Вывод

Для повышения показателей качества новой продукции авиадвигателестроительного производства за счет реализации средств концепции PLM необходимо прежде всего внедрять технологии электронного моделирования деталей и узлов продукции (CAE), проектирования продукции (CAD), комплексные технологии управления процессом жизненного цикла изделия (PDM, CPC, DOORS). Внедрению автоматизированных средств информационной поддержки должен предшествовать реинжиниринг для адаптации процессов управления к таким средствам [2].

Список литературы

1. **Автоматизация** управления предприятием / В.В. Баронов, Г.Н. Калянов, Ю.Н. Попов и др. М.: Инфра-М, 2000.

2. **Ойхман Е.Г., Попов Э.В.** Реинжиниринг бизнеса: реинжиниринг организаций и информационные технологии. М.: Финансы и статистика, 1997.

3. **Кожина Т.Д., Камакин В.А.** Разработка модели изделия машиностроительного производства для оценки его конкурентоспособности // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2004. № 9. С. 3–9.

УДК 621.86

Е.В. Давыдова, В.В. Прейс, *д-р техн. наук (Тульский государственный университет)*

Бункерное загрузочное устройство для деталей с неявно выраженной асимметрией торцов

Предлагается бункерное загрузочное устройство для деталей с неявно выраженной асимметрией торцов и определяется его способность по загрузке деталей с различными значениями коэффициента трения в зависимости от угла наклона бункера.

Hopper feeding device for components with implicit skewness of ends are offered and its capabilities of feeding of components with different constants of friction depending on angle of inclination of hopper are determined.

Автоматическая загрузка собираемых компонентов в рабочие органы сборочного оборудования является одной из решающих операций при автоматизации сборочного процесса. Правильный выбор рациональной конструкции бункерного загрузочного устройства (БЗУ), обеспечивающего автоматическое извлечение из "навала" (захват), приведение в упорядоченное положение (ориентирование) и выдача штучных предметов обработки во многом определяют производительность и надежность работы автоматического сборочного оборудования.

Достаточно просто ориентируются цилиндрические детали или осесимметричные детали формы тел вращения с явно выраженными геометрическими ключами ориентации вдоль оси симметрии: смещением центра масс, асимметрией внешней или внутренней формы. Для загрузки деталей с явно выраженной асимметрией внешней формы по торцам применяют известное механическое БЗУ, снабженное вращающимся диском со сквозными радиальными гнездами, профиль которых повторяет конфигурацию детали [1]. Детали, занимающие в гнездах правильно ориентированное положение, помещаются в них полностью, а занявшие в гнездах неправильное положение – частично выступают из них и переориентируются в правильное положение под действием копира, расположенного в верхней части бункера БЗУ.

При загрузке деталей с неявно выраженной асимметрией внешней формы по торцам надежность работы подобного БЗУ значительно снижается, вследствие частого заклинивания неправильно ориентированных деталей в профильных гнездах.

Авторами предложена модернизированная конструкция дискового БЗУ для ориентирования осесимметричных деталей формы тел вращения с неявно выраженной асимметрией по торцам: с коническим торцом (рис. 1, *а*) или ступенчатых (рис. 1, *б*), для которых $(d_2/d_1) \geq 0{,}7$ и $2\beta < 30°$.

Модернизированное БЗУ (рис. 2) содержит бункер, образованный обечайкой *4* и неподвижным основанием *1*, вращающийся диск *10* с органами захвата, выполненными в виде радиальных пазов *5*. Радиальные пазы переходят в сквозные гнезда *8* по форме, соответствующей профилю продольного сечения детали.

В нижней части бункера на неподвижном основании *1* установлено кольцо *3*, сопрягающееся с вращающимся диском *10*. С внутренней стороны кольца *3* выполнен кольцевой паз *7*, поперечное

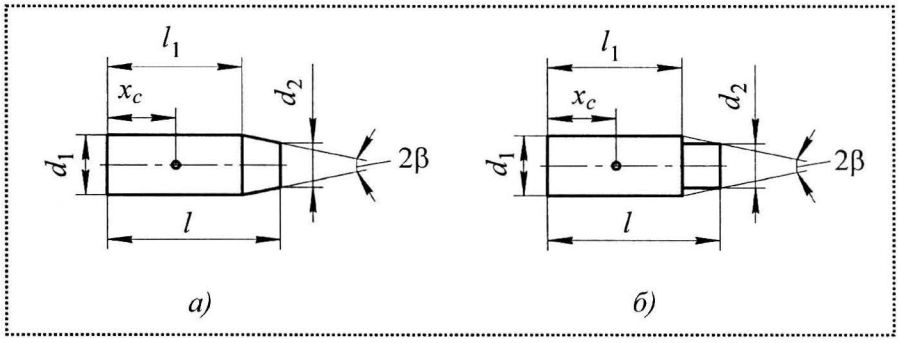


Рис. 1. Детали формы тел вращения с неявно выраженной асимметрией формы: *а* – деталь с коническим торцом; *б* – ступенчатая деталь; d_1, l_1 – диаметр и длина цилиндрической части детали соответственно; d_2 – диаметр асимметричного торца детали; 2β – угол при вершине асимметричного торца; l – общая длина детали; x_c – расстояние от цилиндрического торца до центра масс детали

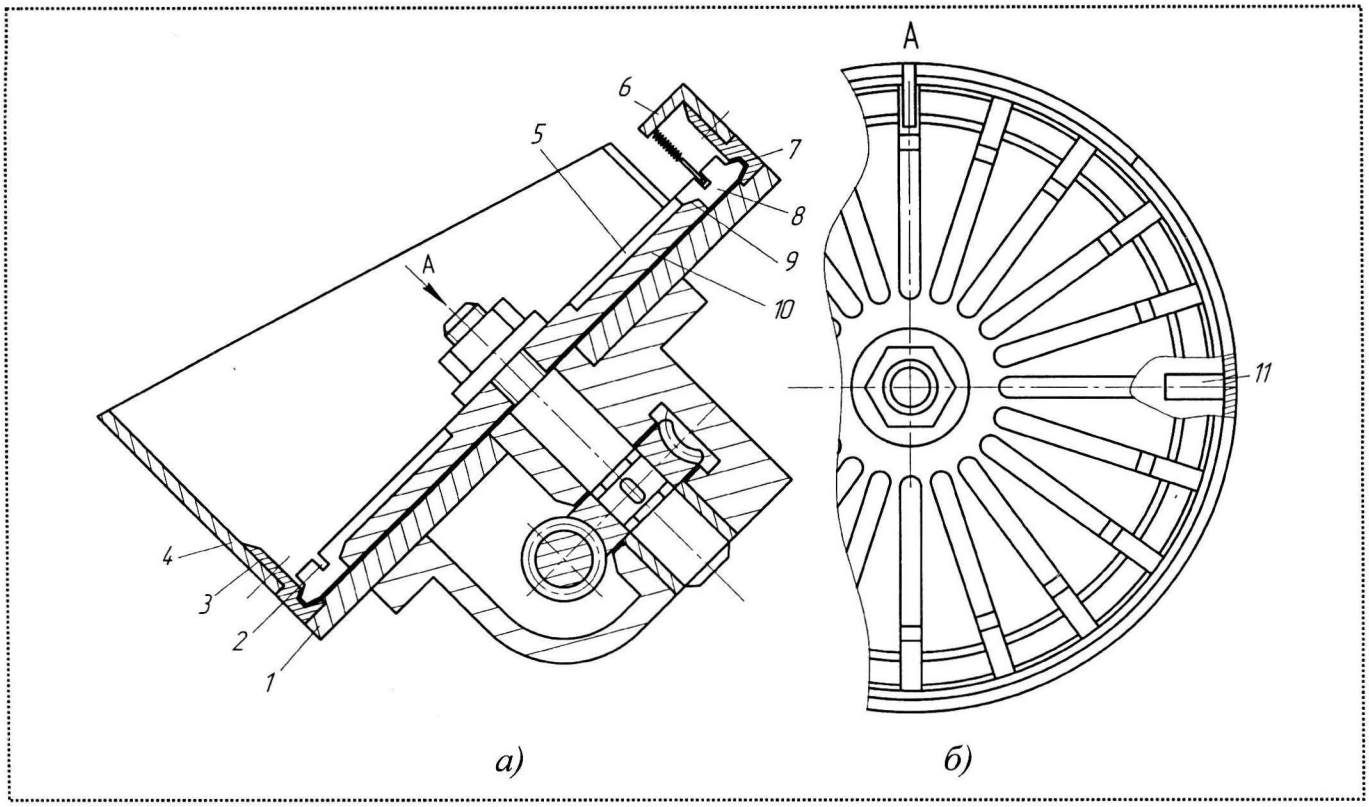


Рис. 2. Бункерное загрузочное устройство для загрузки деталей с неявно выраженной асимметрией торцов:
а – в разрезе; *б* – вид сверху; *1* – неподвижное основание; *2* – кольцевой паз; *3* – кольцо; *4* – обечайка; *5* – радиальный паз; *6* – сбрасыватель; *7* – кольцевой паз кольца; *8* – сквозное гнездо; *9* – фаска; *10* – вращающийся диск; *11* – разгрузочное окно

сечение которого соответствует профилю конического торца детали. Глубина верхней части кольцевого паза меньше длины конического торца детали.

По окружности вращающегося диска *10* с двух сторон выполнены фаски. Угол при вершине фасок равен углу при вершине конического торца детали 2β. В местах перехода радиальных пазов *5* в сквозные гнезда *8* выполнены фаски *9* с углом наклона к неподвижному основанию, равным углу при вершине конического торца детали 2β.

В верхней части бункера на кольце *3* установлен сбрасыватель *6*, который входит в кольцевой паз *2*, выполненный по окружности вращающегося диска *10*. В неподвижном основании *1* предусмотрено разгрузочное окно *11*.

Принцип работы БЗУ заключается в следующем. При вращении диска детали, засыпанные в бункер, западают в радиальные пазы и перемещаются в сторону сквозных гнезд. Если деталь движется в сторону сквозного гнезда коническим торцом вперед (рис. 3, *а*), то она скользит по фаске и западает в сквозное гнездо полностью, поскольку поперечное сечение кольцевого паза соответствует профилю конического торца детали.

Если деталь движется в сторону сквозного гнезда цилиндрическим торцом вперед, то она скользит по фаске и западает в сквозное гнездо не полностью, так как упирается цилиндрическим торцом на верхнюю часть кольцевого паза, а коническим торцом – на фаску. При дальнейшем вращении вращающегося диска детали перемещаются им в верхнюю часть бункера. Детали, полностью запавшие в сквозные гнезда, свободно проходят под сбрасывателем, а не полностью запавшие – выпадают из них под действием силы тяжести сбрасывателя обратно в бункер (рис. 3, *б*). Детали, полностью запавшие в сквозные гнезда, перемещаются вращающимся диском к разгрузочному окну (рис. 3, *в*), через которое выпадают в приемный лоток (на рис. 3 не показан).

Рекомендуемые значения угла наклона бункера $\alpha_б$, при которых деталь будет надежно западать в сквозные гнезда в зоне захвата и выпадать в зоне

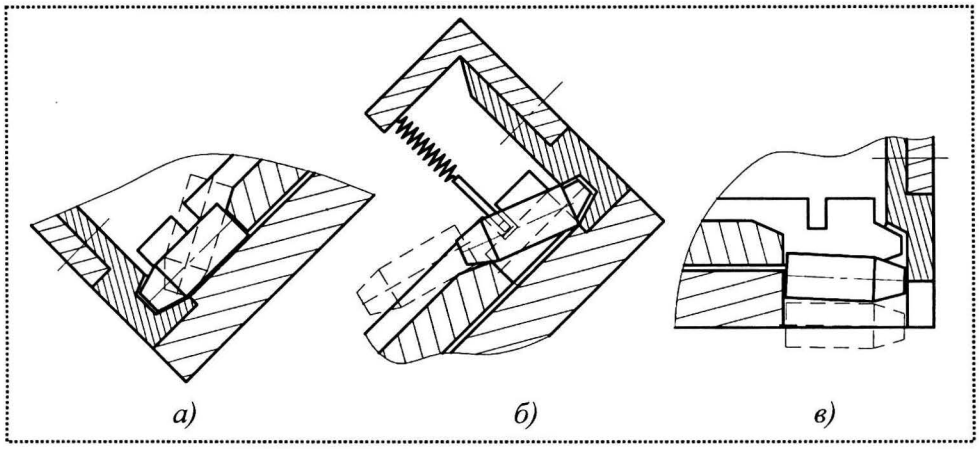


Рис. 3. Положения детали в сквозном гнезде вращающегося диска:
а – западание детали коническим торцом вперед; *б* – выпадение неправильно запавшей детали; *в* – выдача детали через разгрузочное окно

выпадения в верхней части БЗУ (рис. 4), должны находиться в диапазоне $45° \le \alpha_б \le 60°$ [2]. Это объясняется тем, что для рационального уровня засыпки деталей в бункер БЗУ до середины вращающегося диска при $\alpha_б < 45°$ в процессе вращения диска детали начинают растаскиваться по всей его поверхности, закрывая зону выпадения неправильно ориентированных деталей, что снижает надежность работы БЗУ. При $\alpha_б > 60°$ объем засыпки бункера деталями будет недостаточным для бесперебойной работы БЗУ, что потребует частой досыпки деталей в бункер или установки дополнительного предбункера с дозатором.

Для определения технологических возможностей БЗУ по загрузке деталей с различными коэффициентами трения в зависимости от угла наклона бункера $\alpha_б$ проанализируем условия западания правильно ориентированной детали в сквозное гнездо на вращающемся диске в самой нижней точке бункера и выпадения из гнезда неправильно ориентированной детали в верхней части бункера. Для этого построим уравнения статического равновесия детали в гнезде в соответствующих точках. Численные решения уравнений получены с ис-

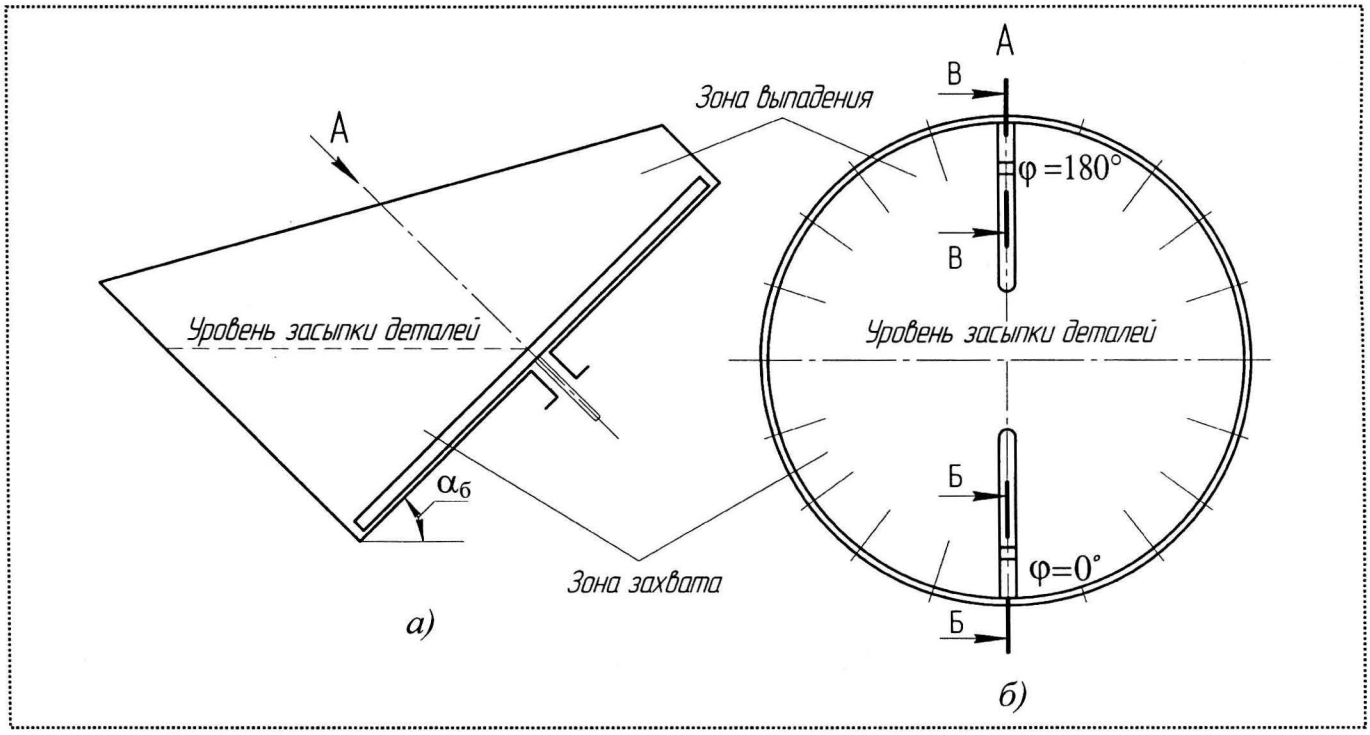


Рис. 4. К выбору рационального угла наклона бункера БЗУ и уровня засыпки деталей:
а – БЗУ в разрезе; *б* – вид сверху

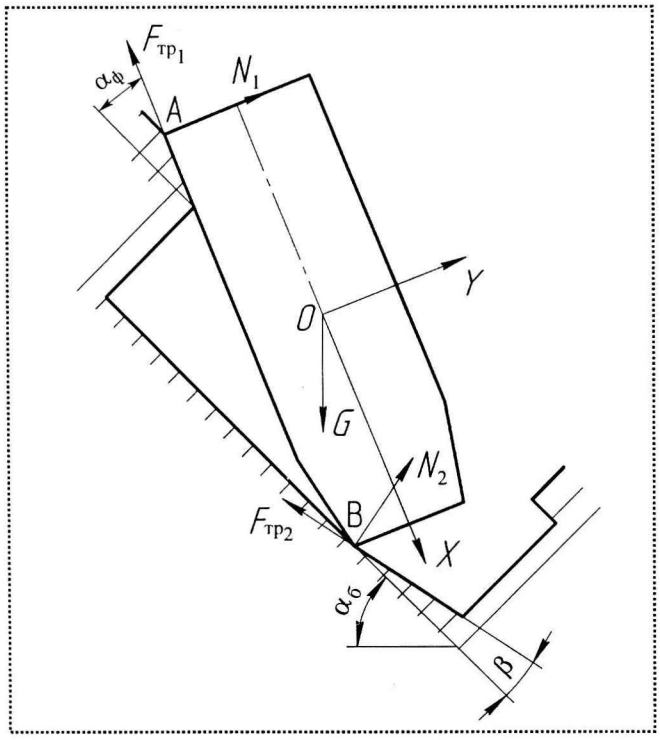


Рис. 5. Расчетная схема западания детали коническим торцом вперед в зоне захвата (см. рис. 4, разрез по Б–Б)

пользованием стандартного программного обеспечения MathCAD 2001 Professional.

Рассмотрим условие западания правильно ориентированной детали в сквозное гнездо на вращающемся диске в самой нижней точке бункера $\varphi = 0°$. Запишем условия статического равновесия детали в гнезде в виде суммы моментов всех сил, действующих на деталь, относительно двух точек *A*, *B* и суммы всех сил по направлению оси координат *OX* (рис. 5):

$$\begin{aligned}
&\Sigma M_A^F = Gl_3 + F_{тр2} l_4 - N_2 l_5 = 0;\\
&\Sigma M_B^F = -Gl_6 + F_{тр1} l_7 + N_1 l_8 = 0;\\
&\Sigma F_{OX} = -F_{тр1} + G\sin(\alpha_ф + \alpha_б) = N_2 \sin(\beta + \alpha_ф) -\\
&- F_{тр2}\cos(\beta + \alpha_ф) = 0,
\end{aligned} \tag{1}$$

где $G = mg$ – сила тяжести детали, Н;

m – масса детали, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с^2;

$F_{тр1} = N_1\mu$ – сила трения детали, возникающая в момент движения детали по неподвижному основанию, Н;

N_1 – сила реакции основания, Н;

$F_{тр2} = N_2\mu$ – сила трения детали, возникающая в момент движения детали по фаске вращающегося диска, Н;

N_2 – сила реакции фаски, Н;

μ – коэффициент трения детали о фаску, равный коэффициенту трения детали о неподвижное основание;

l_3, l_4, l_5 – плечи сил G, $F_{тр2}$, N_2 относительно точки *A*, м;

l_6, $l_7 = \dfrac{d_1 - d_2}{2}$, $l_8 = l$ – плечи сил G, $F_{тр1}$, N_1 относительно точки *B*, м;

$\alpha_ф = 2\beta$ – угол фаски вращающегося диска, град.

Решая систему уравнений (1), получим выражение, определяющее условие западания детали в сквозное гнездо в нижней точке бункера БЗУ:

$$\begin{aligned}
&-\mu\frac{l_6}{l + \mu\dfrac{d_1 - d_2}{2}} + \sin(2\beta + \alpha_б) -\\
&-\frac{l_3}{l_5 - \mu l_4}(\sin 3\beta + \mu\cos 3\beta) = 0.
\end{aligned} \tag{2}$$

Плечи $l_3 ... l_6$ выраженные через геометрические параметры детали и БЗУ:

$$\begin{aligned}
&l_3 = \sqrt{\frac{d_1^2}{4} + x_c^2}\cos\left(\alpha_б + 2\beta - \arcsin\frac{d_1}{2\sqrt{\dfrac{d_1^2}{4} + x_c^2}}\right);\\
&l_4 = e\sin\left(3\beta - \arccos\frac{f^2 + e^2 - l_1^2}{2fe}\right);\\
&e = \sqrt{l_1^2 + f^2 + 2\cos\beta l_1 f};\ f = \sqrt{(l - l_1)^2 + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4}};\\
&l_5 = e\cos\left(3\beta - \arccos\frac{f^2 + e^2 - l_1^2}{2fe}\right);\\
&l_6 = \sqrt{\frac{d_2^2}{4} + (l - x_c)^2}\cos\times\\
&\times\left(\alpha_б + 2\beta + \arcsin\frac{d_2}{2\sqrt{\dfrac{d_2^2}{4} + (l - x_c)^2}}\right).
\end{aligned} \tag{3}$$

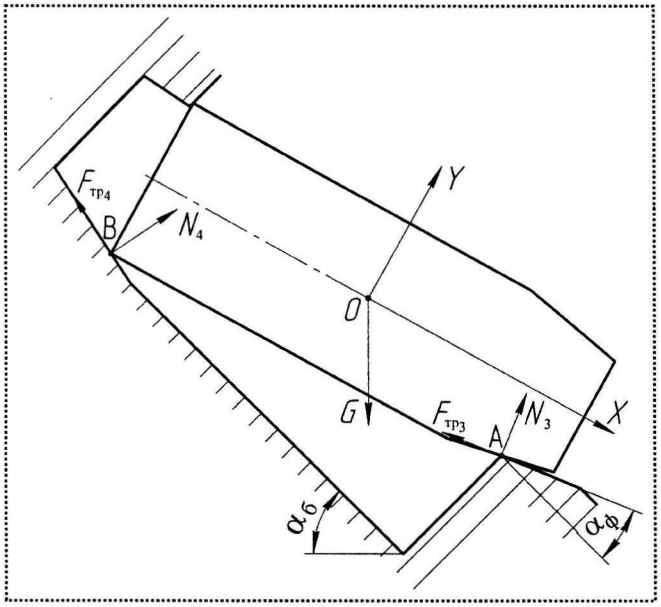


Рис. 6. Расчетная схема выпадения неправильно запавшей детали в зоне выпадения (см. рис. 4, разрез по В–В)

Рассмотрим условие выпадения неправильно ориентированной детали из сквозного гнезда в верхней точке бункера БЗУ (φ = 180°). Запишем уравнения статистического равновесия детали в сквозном гнезде (рис. 6)

$$\Sigma M_A^F = -Gl_9 + F_{тр4} l_{10} + N_4 l_{11} = 0;$$

$$\Sigma M_B^F = Gl_{12} + F_{тр11} l_{13} - N_{11} l_{14} = 0; \quad (4)$$

$$\Sigma F_{OX} = -F_{тр3}\cos\alpha_1 - N_1 \sin\alpha_1 - -F_{тр4}\cos\alpha_2 + N_4 \sin\alpha_2 - G\cos\alpha_3 = 0,$$

где $F_{тр4} = N_4\mu$ – сила трения детали, возникающая в момент движения детали по кольцу, Н;

N_4 – сила реакции кольца, Н;

$F_{тр3} = N_3\mu$ – сила трения детали, возникающая в момент движения детали по фаске вращающегося диска, Н;

N_3 – сила реакции фаски, Н;

l_9, l_{10}, l_{11} – плечи сил G, $F_{тр4}$, N_4 относительно точки A, м;

l_{12}, l_{13}, l_{14} – плечи сил G, $F_{тр3}$, N_3 относительно точки B, м;

α_1, α_2, α_3 – углы, которые образуют силы $F_{тр3}$, $F_{тр4}$ и G с осью OX, град.

Решая систему уравнений (4), получим выражение, определяющее условие выпадения детали из сквозного гнезда в верхней части бункера:

$$-\frac{l_{12}}{l_{14} - \mu l_{13}}(\sin\alpha_1 + \mu\cos\alpha_1) + \cos\alpha_3 + + \frac{l_9}{\mu l_{10} + l_{11}}(\sin\alpha_2 = \mu\cos\alpha_2) = 0. \quad (5)$$

Плечи $l_9 ... l_{14}$ и углы α_1, α_2, α_3 выражаются через геометрические параметры детали и БЗУ

$$l_9 = z\cos\left(\xi - \arccos\frac{z^2 + p^2 - x_c^2 + \frac{d_1^2}{4}}{zp} - \beta + \theta + \alpha_б\right);$$

$$l_{10} = \frac{d_1 - h_ф}{\cos\beta} + \left(l_1 - \frac{d_1 - h_ф}{\cos\beta}\sin\beta\right)\sin\beta;$$

$$l_{11} = l_1\cos\beta - (d_1 - h_ф)\sin\beta + n; \quad (6)$$

$$n = \frac{2(d_1 - h_ф) + \mathrm{tg}\beta\left(l_1 + \frac{-2\mathrm{tg}\beta b + \sqrt{4\mathrm{tg}\beta^2 b^2 - 2(1 + \mathrm{tg}\beta^2)(b^2 - p^2)}}{2(1 + \mathrm{tg}\beta^2)}\right)}{\sin\beta};$$

$$b = d_1 - h_ф + l_1\mathrm{tg}\beta,$$

где $z = \sqrt{\left(\frac{d_1 + d_2}{4}\right)^2 + \left(l - x_c - \frac{l - l_1}{2}\right)^2}$ – расстояние от центра тяжести детали до точки A, м;

$\xi = \arccos\frac{z^2 + \left(\frac{l - l_1}{2\cos\beta}\right)^2 - (l_1 - x_c)^2 - \frac{d_1^2}{4}}{2z\frac{l - l_1}{2\cos\beta}}$ – угол между отрезком OA и образующей конического торца в сечении детали, град;

$p = \sqrt{l_1^2 + \left(\frac{l - l_1}{2\cos\beta}\right)^2 + 2l_1\frac{l - l_1}{2}}$ – расстояние между точками A и B, м;

$\theta = \arccos\left(\frac{2l_1^2 + 2l_1\frac{l - l_1}{2}}{2l_1\sqrt{l_1^2 + \left(\frac{l - l_1}{2\cos\beta}\right)^2 + 2l_1\frac{l - l_1}{2}}}\right)$ – угол между отрезком BA и цилиндрическим основанием в сечении детали, град;

$h_ф \approx 0{,}2d_1$ – высота фаски вращающегося диска, на которую опирается деталь, м;

$\psi = \arccos\frac{l_{10}}{\sqrt{l_{10}^2 + l_{11}^2}}$ – угол между отрезком BA и плечом l_{14}, град.

Результаты численного решения уравнения (2) с учетом выражений (3) и уравнения (5) с учетом выражений (6) сведены в таблицу, в которой даны пары числовых значений $\alpha_б$ и коэффициента трения μ детали о направляющие поверхности вращающегося диска и других элементов БЗУ, при которых деталь находится в равновесии в зонах захвата и выпадения (см. рис. 4).

При значениях коэффициента трения меньше табличного правильно ориентированная деталь будет надежно западать в сквозное гнездо в нижней части бункера под действием собственного веса, а неправильно ориентированная деталь будет надежно выпадать из него в верхней части бункера БЗУ.

Граничные значения угла наклона бункера БЗУ $\alpha_б$ и коэффициента трения μ, при которых деталь находится в гнезде в состоянии равновесия

$\alpha_б$, град	В зоне захвата детали ($\varphi = 0°$)	В зоне выпадения детали ($\varphi = 180°$)
45	0,72	0,87
60	1,01	1,77

Вывод

Использование модернизированной конструкции механического дискового БЗУ обеспечит надежную загрузку автоматических сборочных машин и линий осесимметричными деталями формы тел вращения с неявно выраженной асимметрией по торцам для различных по материалу деталей с коэффициентом трения скольжения $\mu \leq 1$.

Список литературы

1. **Автоматические** загрузочные устройства: справочник / И.С. Бляхеров [и др.]; под ред. И.А. Клусова. М.: Машиностроение, 1990. 400 с.

2. **Прейс В.В.** Автоматические загрузочно-ориентирующие устройства. Ч. 1. Механические бункерные загрузочные устройства: учеб. пособие для вузов / В.В. Прейс, Н.А. Усенко, Е.В. Давыдова; под ред. В.В. Прейса. Тула: Изд-во ТулГУ, 2006. 125 с.

Цены на журнал "Сборка в машиностроении, приборостроении"

Индексы каталогов			Цена, руб.		
Роспечать	Пресса России	Почта России	за один экз.	за одно полугодие	за год
79748	84967	60257	1300	7800	15600

А.И. Поляков *(ОрелГТУ)*

Балансировка сборных комбинированных шлифовальных кругов с аксиально-смещенным режущим слоем

Рассмотрена методика расчета конструктивных уравновешивающих элементов для балансировки сборного комбинированного инструмента на этапе его проектирования.

The calculation methodics of the balancing elements for equilibration of the combination tool at the stage of its designing is considered.

Сборные комбинированные шлифовальные круги с аксиально-смещенным режущим слоем (СКК с АСРС) предназначены для повышения производительности внутреннего шлифования цилиндрических поверхностей диаметром 150...300 мм и длиной 200...400 мм. Для этого используют шлифовальный круг с зернистостью 40 и шесть подпружиненных абразивных брусков зернистостью 10, установленных под углом к шпинделю (рис. 1).

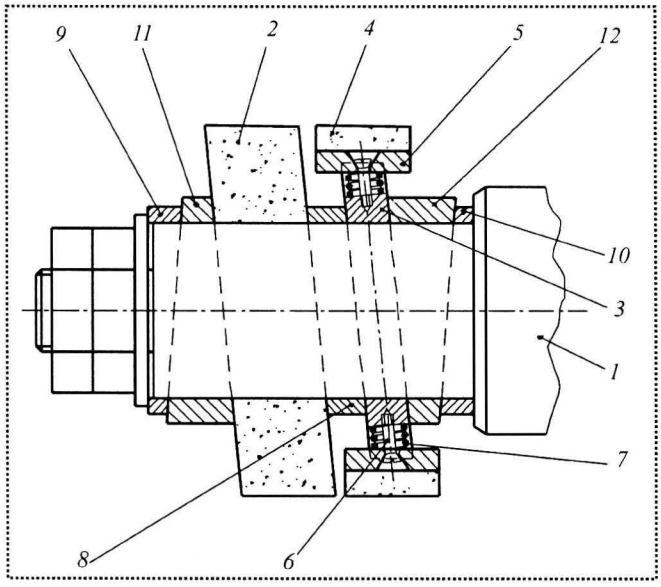


Рис. 1. Сборный комбинированный шлифовальный круг с аксиально-смещенным режущим слоем:
1 – шпиндель; *2* – шлифовальный круг; *3* – несущий диск; *4* – абразивный брусок; *5* – прямоугольное сечение державки шлифовального бруска *4*; *6* – винт; *7* – пружина; *8* – проставочное кольцо; *9*, *10* – концевые косые шайбы; *11*, *12* – косые шайбы (уравновешивающие элементы инструмента)

Особенностью шлифования данными кругами является наличие угла наклона режущего слоя абразивного инструмента, который приводит к появлению центробежного момента инерции от неуравновешенных масс инструмента. Поэтому возникла необходимость в решении задачи балансировки таких шлифовальных кругов. Причем устранение возможных вредных последствий, вызываемых моментной неуравновешенностью сборных комбинированных шлифовальных кругов, целесообразно осуществлять на этапе проектирования инструмента.

Очевидно, что для снижения уровня вибраций при вращении сборного шлифовального круга, а тем самым и повышения качества обрабатываемой поверхности, режущий инструмент должен быть спроектирован так, чтобы ось круга была главной центральной осью вращения. Для этого необходимы соответствующие расчетно-аналитические зависимости между параметрами инструмента, используемые при разработке его конструкции.

Для определения центробежных моментов инерции круга *2* (см. рис. 1), проставочного кольца *8*, несущего диска *3* (без учета его пазов) применяют формулу [1]

$$J^{(i)}_{y_i z_i} = \frac{m_i r_i^2}{4}(1+k_{0,i}^2)\mathrm{tg}\beta, \qquad (1)$$

где i – индекс, указывает на принадлежность параметров соответствующему элементу конструкции;

β – угол наклона шлифовального круга;

m_i – масса соответствующего элемента:

$$m_i = \rho_i \pi r_i^2 (1-k_{0,i}^2) s_i, \qquad (2)$$

$$k_{0,i} = r_0 / r_i; \qquad (3)$$

ρ_i – плотность материала;

s_i – размер элемента по оси z;

r_0 и r_i – внутренний и наружный радиусы элемента соответственно.

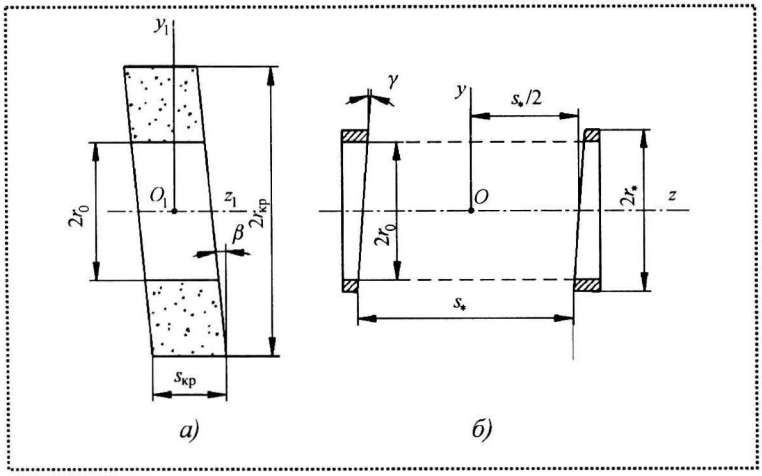


Рис. 2. Разрезы элементов *2*, *9* (*а*) и *10* (*б*) (см. рис. 1)

Центробежный момент инерции пары концевых косых шайб *9* и *10* (см. рис. 1) по формуле из [2] (рис. 2):

$$J_{yz}^{ш} = \frac{m_* r_*^2}{4}(1+k_{0*}^2)\mathrm{tg}\gamma, \qquad (4)$$

где γ – угол наклона косых шайб;

m_* – масса фиктивного цилиндра, заполняющего пространство между шайбами:

$$m_* = \rho_* \pi r_*^2 (1-k_{0*}^2) s_*; \qquad (5)$$

$$k_{0*} = r_0 / r_*; \qquad (6)$$

ρ_* – плотность материала шайб.

Заметим, что знаки центробежных моментов инерции, определяемых по (1) и (4), одинаковы.

Формула (1) справедлива для наклонного диска *3* при отсутствии продольных пазов для оснований *5* брусков *4* (см. рис. 1). Чтобы учесть влияние этих пазов, рассмотрим геометрию одного из них. Сечение паза имеет форму неравнобочной трапеции (рис. 3, *а*) с площадью *F*:

$$F = \frac{b_1 + b_2}{2} h. \qquad (7)$$

Для определения положения центра тяжести площади паза имеем зависимости

$$a_c = \frac{b_1}{3}\left(1+\frac{b_2}{b_1}+\frac{b_2^2}{b_1^2}\right)\Big/\left(1+\frac{b_2}{b_1}\right); \qquad (8)$$

$$b_c = h\left(\frac{1}{3}+\frac{2}{3}\frac{b_2}{b_1}\right)\Big/\left(1+\frac{b_2}{b_1}\right). \qquad (9)$$

Масса, удаляемая при образовании паза:

$$m_п \approx \rho_д h \frac{b_1 + b_2}{2}\delta, \qquad (10)$$

где $\rho_д$ – плотность материала диска *3*;

δ – ширина паза.

Геометрические параметры b_1, b_2, h, входящие в (8)–(10), и координаты центра тяжести a_c и b_c указаны на рис. 3, *а*.

Принимая во внимание малые размеры паза по сравнению с размерами диска, будем считать массу $m_п$ точечной, размещенной в геометрическом центре $C_п$ (рис. 3). Пользуясь рис. 3, *б*, находим

$$r_п = \left(\frac{r_д}{\cos\beta} - b_1 + b_c\right)\cos\beta, \qquad (11)$$

$$z_п = \left[\left(\frac{h}{2} - a_c\right) + r_п \sin\beta\right] / \cos\beta. \qquad (12)$$

Соответствующий центробежный момент инерции

$$J_{y_2 z_2}^{(п)} = -m_п r_п z_п. \qquad (13)$$

Принимая во внимание (11)...(13), для всех шести пазов, расположенных равномерно по окружности диска, получим

$$J_{y_2 z_2}^{(6п)} = -2m_п[r_п z_п + r_п z_п^*], \qquad (14)$$

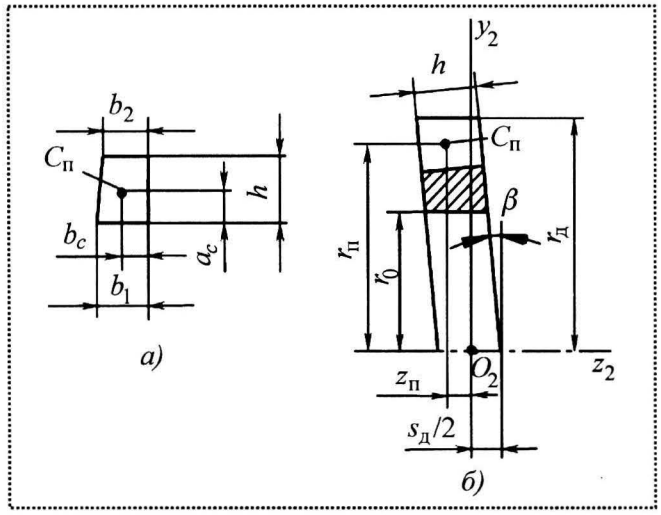


Рис. 3. Форма сечения паза и координаты его центра $C_п$:
а – форма сечения паза диска *3*; *б* – координаты центра $C_п$

где

$$z_{п}^{*}=\left[\left(\frac{h}{2}-a_{c}\right)+\frac{r_{п}}{2}\sin\beta\right]/\cos\beta.$$

При этом учтено, что знак $J_{y_2z_2}^{(6п)}$ противоположен знаку центробежного момента диска *3* (см. рис. 1).

Определим центробежный момент инерции крепежного винта *6*, расположенного в плоскости симметрии диска *3*, совместно с пружиной *7* (см. рис. 1), рассматривая его как точечную массу. Причем будем учитывать только тело винта в пазу диска *3*. Массу этой части винта и охватывающей его пружинки обозначим $m_{в}^{*}$, а расстояние от оси вращения z до центра тяжести массы $m_{в}^{*}$ обозначим $r_{в}$.

Тогда

$$J_{y_2z_2}^{(в)}=m_{в}^{*}r_{в}^{2}\,\mathrm{tg}\beta, \qquad (15)$$

где

$$m_{в}^{*}=\rho_{в}\pi\frac{d_{в}^{2}}{4}l_{в}+m_{пр}, \qquad (16)$$

$\rho_{в}$ – плотность материала винта;

$d_{в}$ – диаметр тела винта;

$l_{в}$ – длина винта в пазу диска *3*;

$m_{пр}$ – масса пружины *7*.

Центробежный момент инерции всех шести винтов с пружинками при учете (15) и их взаимного расположения будет:

$$J_{y_2z_2}^{(6в)}=3m_{в}^{*}r_{в}^{2}\,\mathrm{tg}\beta. \qquad (17)$$

Знак этого центробежного момента инерции совпадает со знаком момента инерции диска *3*.

Чтобы учесть влияние шлифовальных брусков, подвижно присоединяемых к несущему диску *3* посредством винтов *6* с пружинами *7*, рассмотрим геометрию одного бруска, состоящего из основания *5* и закрепленного в его пазу абразивного элемента *4*. Необходимые геометрические параметры обозначены на рис. 4.

Суммарная масса абразивного бруска и его основания

$$m_{б}^{*}=[\rho_{о}(b_{о}h_{о}-b_{б}t)+\rho_{б}b_{б}h_{б}]l_{о}, \qquad (18)$$

где $\rho_{б}$ – плотность материала абразивного бруска;

$\rho_{о}$ – плотность материала основания.

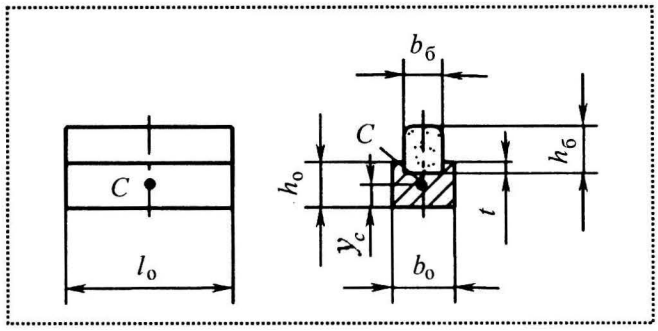


Рис. 4. Схема конструкции бруска

Вертикальная координата центра тяжести блока:

$$y_{c}=\frac{\rho_{о}\left[b_{о}h_{о}\frac{h_{о}}{2}-b_{б}t\left(h_{о}-\frac{t}{2}\right)\right]+\rho_{б}b_{б}h_{б}\left(h_{о}-t+\frac{h_{б}}{2}\right)}{\rho_{о}(b_{о}h_{о}-b_{б}t)+\rho_{б}b_{б}h_{б}}.$$

Радиус вращения центра масс C:

$$r_{c}=r_{д}-\Delta+y_{c},$$

где $r_{д}$ – радиус наружной поверхности диска;

Δ – величина захода бруска в паз несущего диска *3*.

Развиваемая при вращении с угловой скоростью ω центробежная сила блока

$$P_{ц.б}=m_{б}^{*}r_{c}\omega^{2}.$$

Эта сила передается на несущий диск *3* (см. рис. 1) через скругленную головку крепежного винта *6*. При этом расстояние от оси вращения z до точек контакта можно принять равным

$$r_{к}=r_{д}-\Delta+\Delta_{1},$$

где Δ_{1} – минимальная толщина основания *5* под головкой винта *6*.

Тогда, рассматривая действие центробежных сил всех блоков, состоящих из оснований и закрепленных в них абразивных брусков, получим эквивалентный центробежный момент инерции:

$$J_{y_2z_2}^{(6б)}=3m_{б}^{*}r_{к}r_{c}\,\mathrm{tg}\beta. \qquad (19)$$

При этом оси y_2, z_2 и угол β показаны на рис. 3.

Находим результирующий центробежный момент инерции несущего диска *3* и сопряженных с ним элементов, учитывая зависимости (1), (14), (17) и (19):

$$J^*_{y_2z_2} = \left[\frac{m^*_д r^2_д}{4}(1+k^2_{0,д}) - 2m_п(r_п z_п + r_п z^*_п) + \right. \\ \left. +3m^*_в r^2_в + 3m^*_б r_к r_c \right] \mathrm{tg}\beta. \quad (20)$$

В целях компенсации моментной неуравновешенности, создаваемой элементами *2* (шлифовальный круг), *3* (несущий диск и сопряженные с ним элементы), *8* (проставочное кольцо), *9* и *10* (концевые шайбы), в конструкцию шлифовального блока включены две косые шайбы *11* и *12*. Центробежный момент инерции этого уравновешивающего элемента определяется по формуле, полученной в [2]. В соответствии с обозначениями параметров, приведенных на рис. 5, имеем:

$$J^{(ур)}_{yz} = -\frac{M' r^2_1}{4}(1+k^2_{01})(\mathrm{tg}\gamma + \lambda^{-1}\mathrm{tg}\beta), \quad (21)$$

где M' – масса цилиндра, соответствующего уравновешивающему элементу;

$$M' = \rho' \pi r^2_1 (1-k^2_{01}) s_*, \quad (22)$$

$$k_{01} = r_0 / r_1, \quad (23)$$

$$\lambda = s_* / s_1, \quad (24)$$

ρ' – плотность материала косых шайб.

Определим координату z_{c*} центра масс всех элементов, размещенных на поверхности шпинделя диаметром $d_0 = 2r_0$ (см. рис. 1), относительно оси y:

$$z_{c*} = \frac{m_{кр} z_{кр} + m_к z_к + m^*_д z_д}{m_{кр} + m_к + m^*_д},$$

где $m_{кр}$, $m_к$, $m^*_д$ – соответственно массы шлифовального круга *2*, проставочного кольца *8*, несущего диска *3* с размещенными на его периферии элементами:

$$m_{кр} = \rho_{кр}\pi(r^2 - r^2_0)s_{кр}; \; m_к = \rho_к \pi (r^2_к - r^2_0) s_к;$$

$$m^*_д = \rho_д \pi (r^2_д - r^2_0) s_д + 6(-m_п + m^*_в + m^*_б);$$

$\rho_{кр}$, $\rho_к$, $\rho_д$ – плотности материалов шлифовального круга *2*, проставочного кольца *8*, диска *3* соответственно;

$r_к$ – наружный радиус проставочного кольца (остальные радиусы r_0, r, $r_д$ указаны на рис. 2 и 3);

$s_{кр}$, $s_к$, $s_д$ – осевые размеры элементов вдоль оси z;

$m_п$, $m^*_в$, $m^*_б$ – массы, определяемые по формулам (10), (16), (18).

Для определения координат центров масс отдельных элементов относительно оси y имеем

$$z_{кр} = -(s_1 - s)/2; \; z_к = s + (s_к - s_1)/2;$$
$$z_д = s + s_к + (s_д - s_1)/2,$$

где s_1 – параметр, обозначенный на рис. 5.

Обозначим центральную ось суммарной массы элементов, размещенных на поверхности диаметром $d_0 = 2r_0$, параллельную оси y, через y_0 и определим центробежный момент инерции $J_{y_0z_0}$ этого блока, который по условию моментной уравновешенности должен быть равен нулю. В соответствии с известной теоремой о вычислении центробежного момента инерции имеем

$$J^{(кр)}_{y_0z_0} + J^{(ш)}_{y_0z_0} + J^*_{y_0z_0} + J^{(к)}_{y_0z_0} + J^{(ур)}_{y_0z_0} = J_{y_0z_0} = 0, \quad (25)$$

где в данном случае

$$J^{(кр)}_{y_0z_0} = J^{(кр)}_{y_1z_1}; \; J^{(ш)}_{y_0z_0} = J^{(ш)}_{yz};$$
$$J^*_{y_0z_0} = J^*_{y_2z_2}; \; J^{(к)}_{y_0z_0} = J^{(к)}_{y_3z_3}; \; J^{(ур)}_{y_0z_0} = J^{(ур)}_{yz}.$$

При этом слагаемые левой части в (25) определяем по формуле (1) – $J^{(кр)}_{y_1z_1}$ (шлифовальный круг), $J^{(кр)}_{y_3z_3}$ (проставочное кольцо) – по формулам (4), (20), (21).

Очевидно, что задача уравновешивания шлифовального блока на стадии проектирования, как следует из (25), не имеет однозначного решения.

Задаваясь по конструктивно-технологическим соображениям некоторыми параметрами блока, варьируя параметры уравновешивающего элемента (см. рис. 5) и неизвестные параметры других элементов, можно удовлетворить условию (25), пользуясь приведенными выше зависимостями.

Алгоритм вычислений поясним примером, приняв следующие значения параметров для элементов СКК с АСРС.

Пример:

- шлифовальный круг (см. рис. 2)

r_0 = 38 мм; $r_{кр}$ = 70 мм; $s_{кр}$ = 40 мм; $\beta = 4°$; $\rho_{кр}$ = = 2000 кг/м^3;

- концевые косые шайбы (см. рис. 2)

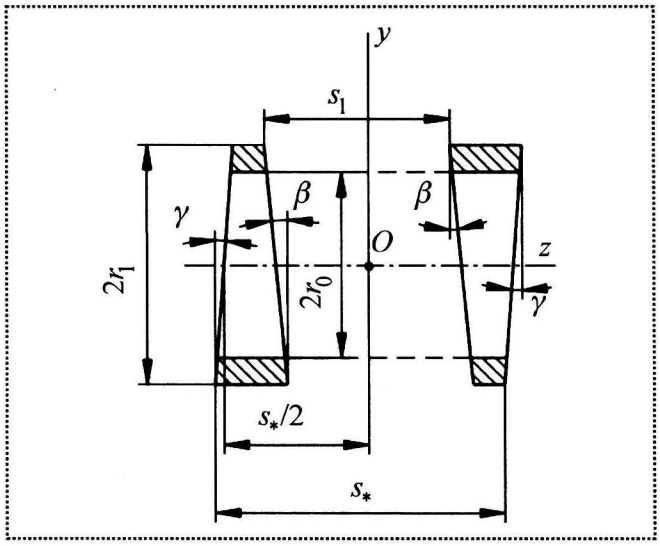


Рис. 5. Уравновешивающие элементы в разрезе

$r_0 = 38$ мм; $r_* = 46$ мм; $\gamma = 8°$; $\rho_* = 7800$ кг/м^2; $s_* = 122$ мм;

• наклонный диск с сопряженными элементами (см. рис. 1, 3, 4):

$b_1 = 12{,}5$ мм; $b_2 = 11{,}5$ мм; $h = 15$ мм; $\delta = 19$ мм; $l_о = 40$ мм; $b_о = 18$ мм;

$h_о = 12$ мм; $t = 5$ мм; $s_д = 15{,}036$ мм; $r_д = 62$ мм; $b_б = 13$ мм; $h_б = 13$ мм;

$d_в = 8$ мм; $l_в = 10$ мм; $\Delta = 3$ мм; $\Delta_1 = 3$ мм; $r_в = 57$ мм;

$\rho_о = 7800$ кг/м^3; $\rho_б = 2000$ кг/м^3; $\rho_д = 7800$ кг/м^3 = $\rho_в$;

• проставочное кольцо *8* (см. рис. 1)

$r_0 = 38$ мм; $r_к = 48$ мм; $s_к = 18$ мм; $\rho_к = 7800$ кг/м^3;

• уравновешивающий элемент (см. рис. 5)

$s_1 = 73{,}036$ мм; $s_* = 122$ мм; $\beta = 4°$; $\gamma = 8°$; $r_0 = 38$ мм; $\rho' = 7800$ кг/м^3.

Принятым значениям параметров для выполнения условия (25) должно соответствовать определенное значение параметра r_1 (радиус наружных поверхностей шайб уравновешивающего элемента см. на рис. 5). Это значение определим, рассмотрев совместно (25) и (21) при учете (22)...(24). В результате после несложных преобразований получим

$$r_1^4 = r_0^4 + \frac{4(J_{y_1z_1}^{(кр)} + J_{yz}^{(ш)} + J_{y_2z_2}^{*} + J_{y_3z_3}^{(к)})}{\rho'\pi s_*(\mathrm{tg}\gamma + \lambda^{-1}\mathrm{tg}\beta)}. \qquad (26)$$

Для вычисления r_1 по формуле (26) последовательно, пользуясь приведенными выше зависимостями, находим, кг·м^2:

$$J_{y_1z_1}^{(кр)} = 1{,}70805\cdot10^{-4};$$
$$J_{yz}^{(ш)} = 2{,}51267\cdot10^{-4};$$

$$J_{y_2z_2}^{*} = 1{,}102027\cdot10^{-4};$$
$$J_{y_3z_3}^{(к)} = 2{,}4854\cdot10^{-5}.$$

Подставив найденные значения в (26), при принятых значениях остальных параметров получаем искомое значение r_1, мм:

$$r_1 \cong 49{,}84.$$

Вывод

Предложенная методика уравновешивания СКК с АСРС, содержащего моментно-неуравновешенные элементы, позволяет уже на стадии его проектирования определить размеры и форму конструктивных элементов, при которых ось вращения совпадает с главной центральной осью инерции шлифовального блока. В этой связи способ уравновешивания и полученные расчетно-аналитические зависимости будут полезны для использования в расчетно-конструкторской практике при создании конструкций сборного абразивного инструмента с аналогичными конструктивными особенностями.

Список литературы

1. **Степанов Ю.С., Кобяков Е.Т.** Расчетный метод уравновешивания структурно-неоднородного жесткого ротора с наклонным диском // Справочник. Инженерный журнал. 1999. № 10. С. 20–23.

2. **Степанов Ю.С., Кобяков Е.Т.** К оптимизации значений геометрических параметров структурно-неоднородного жесткого ротора с наклонным диском // Вестник машиностроения. 2002. № 1. С. 3–7.

УДК 621.9.02

А.Л. Плотников, *д-р техн. наук;*
Е.Г. Крылов *(Волгоградский государственный технический университет)*

Способ повышения эффективности работы многолезвийного твердосплавного инструмента на автоматизированном станочном оборудовании

Исследование посвящено разработке способа определения допустимой скорости фрезерования с учетом изменения режущих свойств многолезвийного твердосплавного инструмента и обрабатываемости сталей на основе измерения термо-ЭДС контактируемой пары в условиях автоматизированного производства.

The research is devoted to development of a way of definition of allowable speed of cutting in view of change of cutting properties of the multiedged tool from a firm alloy and ability to processing steel on the base of engagement pair thermo-emf determination in conditions of the automated manufacture.

Вследствие использования в современном машиностроении станков с числовым программным управлением и автоматизированных станочных комплексов большое значение имеет эффективность автоматически выполняемого процесса резания. Среди факторов, определяющих эффективность обработки на фрезерных станках с ЧПУ, важным является фактор стабильной работы сборного многолезвийного инструмента в течение заданного периода времени, который определяется расчетом допустимой скорости фрезерования.

Существующие методики расчета режимов резания металлов по математическим моделям и табличным данным не обладают достаточной точностью и не обеспечивают выбор рациональных режимов обработки. Анализ результатов определения допустимой скорости фрезерования $v_д$, полученных с использованием различных справочно-нормативных материалов [1–3], показал, что расчетные данные для одинаковых условий резания различаются в отдельных случаях до 100 %.

Причина таких расхождений при определении величины $v_д$ заключается в том, что существующие методики расчета скорости резания не учитывают значительный разброс режущих свойств твердосплавного инструмента и обрабатываемости заготовок в пределах их марочных составов, обусловленный технологическими особенностями металлургического производства. В справочно-нормативной литературе поправочные коэффициенты на марку твердого сплава и прочностные свойства обрабатываемой стали являются постоянными величинами. Однако, как показывают исследования [4], действительные значения физико-механических свойств отдельной стальной заготовки и отдельной твердосплавной пластины могут значительно отличаться от средних справочных значений. Это обуславливает вероятность появления пар инструмент–деталь с различными неучтенными сочетаниями характеристик: с низкими режущими свойствами инструмента и обрабатываемости заготовки. Неблагоприятное сочетание физико-механических свойств пары инструмент–деталь приводит к значительному отклонению заданного периода стойкости от действительного, что снижает эффективность автоматически выполняемого процесса резания за счет внеплановых простоев оборудования и увеличивает себестоимость операции фрезерования.

Для учета неоднородности свойств инструментального и обрабатываемого материалов существует ***способ автоматизированного определения допустимой скорости резания на основе измерения термо-ЭДС пробного прохода на фиксированных режимах обработки*** ($v = 100$ м/мин, $S = 0{,}1$ мм/об, $t = 1$ мм) [5]. Применительно к фрезерной обработке на станках с ЧПУ расчетная формула равна, м/мин [6]:

$$v_д = \frac{(625 - 24{,}7E_{max})D_ф^{q_v}}{T^m t^{x_v} S_z^{y_v} B^{z_v} E_{max}^{0,24}}, \qquad (1)$$

где E_{max} – максимальная величина термо-ЭДС твердосплавной режущей кромки из набора фрезы, выявленная аппаратным способом в условиях

пробного прохода фрезы по стальной заготовке при полной ширине симметричного фрезерования, мВ;

$D_ф$ – диаметр фрезы, мм;

T – стойкость фрезы, мин;

t – глубина фрезерования, мм;

S_z – подача на зуб фрезы, мм/зуб;

B – ширина фрезерования, мм;

q_v, m, x_v, y_v, z_v – показатели степени соответственно при диаметре фрезы $D_ф$, стойкости T, глубине фрезерования t, подаче на зуб S_z и ширине фрезерования B.

Недостатком указанного способа является то, что допустимая скорость фрезерования, устанавливаемая по максимальной величине термо-ЭДС режущей кромки в комплекте фрезы, минимальна, что ограничивает увеличение производительности процесса резания и создает значительный перерасход инструментального материала.

Для решения этой проблемы был разработан ***способ расчета допустимой скорости фрезерования,*** основанный на учете значений термо-ЭДС всех режущих кромок сборного многолезвийного твердосплавного инструмента.

Способ осуществляют следующим образом. Перед началом обработки в условиях предварительного пробного прохода фрезы по заготовке ЭВМ определяет величины термо-ЭДС всех режущих кромок из набора фрезы, выделяет и запоминает максимальное значение термо-ЭДС и затем вычисляет среднеарифметическое значение термо-ЭДС режущих кромок.

По полученному среднеарифметическому значению термо-ЭДС рассчитываем допустимую скорость фрезерования $v_д$ с использованием формулы (1). Для режущей кромки с максимальным значением термо-ЭДС определяется ее минимальная стойкость, мин:

$$T_{\min} = \left(\frac{(625 - 24{,}7E_{ср})D_ф^{q_v}}{v_д t^{x_v} S_z^{y_v} B^{z_v} E_{ср}^{0,24}} \right)^m, \qquad (2)$$

где $E_{ср}$ – среднеарифметическая величина термо-ЭДС всех режущих кромок из набора фрезы, мВ.

Далее определяем коэффициент $K_о$ отклонения минимальной стойкости от заданной как отношение заданной стойкости $T_з$ всего комплекта режущих кромок к минимальной стойкости $T_{\min}$ режущей кромки в этом комплекте

$$K_о = T_з / T_{\min}. \qquad (3)$$

В случае если численное значение коэффициента $K_о$ удовлетворяет заданному условию

$$K_о \le K_д, \qquad (4)$$

где $K_д$ = 1,5 может быть принято как допустимое значение для обеспечения вероятности безотказной работы фрезы $p(T_з)$ = 0,9 в течение заданного периода стойкости $T_з$, то в систему ЧПУ выдается рассчитанное по формуле (1) значение допустимой скорости фрезерования $v_д$ и производится обработка детали на указанном режиме.

Если численное значение коэффициента $K_о$ превышает допустимое значение $K_о > K_д$, то система ЧПУ уменьшает величину допустимой скорости резания на 3 %, производит расчет новых значений $T_{\min}$ и $K_о$ и сравнивает вновь полученное значение $K_о$ с допустимым. Цикл продолжается до тех пор, пока значение $K_о$ не будет удовлетворять заданному условию (4).

Для экспериментальной проверки предлагаемого способа стойкостным испытаниям были подвергнуты две восьмизубые торцовые фрезы диаметром 125 мм, оснащенные пятигранными твердосплавными пластинами марки Т15К6, при обработке стали 20Х. За условие стабильной работы фрезы принимали отсутствие вибраций, превышающих допустимый уровень, и сохранение заданной стойкости в течение 120 мин. На рисунке представлены значения термо-ЭДС режущих кромок, полученные в условиях пробного прохода, в соответствии с номерами позиций зубьев фрезы 1′...8′; черная полоса в центре – метка первого зуба фрезы.

Дополнительно оценивали величину коэффициента $K_р$ использования ресурса режущих свойств инструмента как отношение заданной стойкости $T_з$ всего комплекта режущих кромок к максимальному значению стойкости $T_{\max}$ режущей кромки в комплекте фрезы

$$K_р = T_з / T_{\max}. \qquad (5)$$

Чем ближе численное значение коэффициента $K_р$ к единице, тем более полно используют ресурс режущих свойств всего комплекта твердосплавных

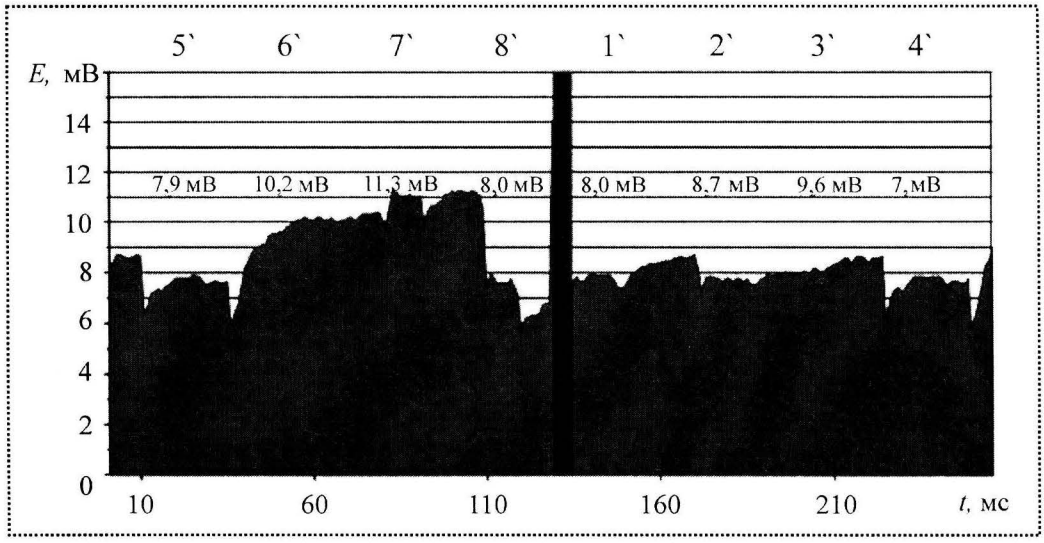


Рис. Осциллограмма термо-ЭДС режущих кромок фрезы:
t – время фрезерования

пластин в наборе фрезы. На практике обеспечение величины $K_р \to 1$ возможно при использовании предварительной сортировки твердосплавных пластин по величине их термо-ЭДС на группы с последующей комплектацией в наборы для многолезвийных инструментов. Такой подход обеспечивает рациональное использование инструментального материала и повышает вероятность безотказной работы инструмента за счет равномерного количественного износа всех режущих кромок.

Результаты экспериментальной проверки предлагаемого способа приведены в таблице.

Сравнительный анализ данных таблицы дает основание утверждать, что определение допустимой скорости фрезерования по предлагаемому способу (при $K_о = 1,5$) позволило увеличить расчетное значение допустимой скорости фрезерования $v_д$ на 9 % (с 140 до 153 м/мин) и увеличить коэффициент использования ресурса инструмента $K_о$ на 32 % (с 0,212 до 0,312).

Параметры расчета допустимой скорости фрезерования

№ комплекта	Заданная стойкость комплекта фрезы $T_з$, мин	Значение термо-ЭДС, принимаемое для расчета, *E*, мВ	Коэффициент отклонения минимальной стойкости от заданной $K_о$	Коэффициент использования ресурса инструмента $K_р$	Скорость резания v, м/мин
1	120	11,3	1,0	0,212	140
2	120	8,94	1,5	0,312	153

Вывод

Использование предлагаемого способа определения допустимой скорости фрезерования позволяет повысить эффективность процесса резания за счет увеличения допустимой скорости фрезерования и более полного использования ресурса режущих свойств сборного многолезвийного твердосплавного инструмента.

Список литературы

1. **Общемашиностроительные** нормативы времени и режимов резания для нормирования работ, выполняемых на универсальных и многоцелевых станках с ЧПУ: Нормативы режимов резания / ЦБНТ. М.: Экономика, 1990. 474 с.

2. **Прогрессивные** режущие инструменты и режимы резания металлов: справочник / В.И. Баранчиков, А.В. Жаринов, Н.Д. Юдина, А.И. Садыхов; под общ. ред. В.И. Баранчикова. М.: Машиностроение, 1990. 400 с.

3. **Обработка** металлов резанием: Справочник технолога / А.А. Панов, В.В. Аникин, Н.Г. Бойм и др.; под ред. А.А. Панова. М.: Машиностроение, 1988. 736 с.

4. **Старков В.К.** Обработка резанием. Управление стабильностью и качеством в автоматизированном производстве. М.: Машиностроение, 1989. 296 с.

5. **Патент** № 2063307 Россия, С1 В 23 В 25/06. Способ определения допустимой скорости резания при механической обработке детали твердосплавным инструментом / А.Л. Плотников. № 94010673/08; Заявлено 29.03.1994; Опубл. Бюл. № 19, 1996.

6. **Патент** № 2203778 Россия, С1 В 23 В 25/06. Способ контроля состояния режущих кромок сборных многолезвийных инструментов / А.Л. Плотников, А.А. Василенко. № 2001106305/02; Заявлено 05.03.2001; Опубл. Бюл. № 13, 2003.

А.Г. Андреев *(г. Минск)*

Новости техники и технологии

Английская фирма Vision Engineering разработала контрольную видеостереосистему – Mantis stereo inspection sistems (MSIS). Новая система работает дистанционно с большой глубиной зрения, быстро и легко выполняя контроль и отбраковку деталей. Двадцать ярких бестеневых ламп холодного белого света обеспечивают качественную работу приборов, которые включают в себя двухосевой бесконтактный измерительный комплекс Kestel. Одновременно фирма разработала и предлагает надежную методологию использования системы в прецезионном производстве.

MSIS предназначена для использования в производственных линиях с высоким темпом работы, изготавливающих детали с четкими контролируемыми контурами, и обеспечивает их надежное и точное измерение.

Machine Designe (MD) USA 03.06

Фирма Centriciti Corp. (США) выпускает поворотные столы серии MS со специальным сервоприводом, обеспечивающим высокую точность и программируемую индексацию, для решения проблем поворота или позиционирования небольших и средних деталей при сборке, сварке, упаковке и других операциях. Эти столы могут легко сопрягаться с другими исполнительными механизмами, в том числе и непрограммируемыми. При этом они производят обмен командами по необходимым параметрам, например: время перемещения, длительность цикла, количество остановок (делений стола), направление вращения и т.п. Диаметры столов от 12 дюймов до 8 футов (305...2440 мм).

MD. 02.06

Фирма GE Advanced Materials (США) выпускает двухкомпонентный, сохраняющийся при комнатной температуре клей, предлагаемый для использования при автоматизации сборки деталей, так как он легко наносится и быстро затвердевает. Скорость затвердевания компонента *А*, имеющего индекс RTV210A, может быть точно отрегулирована выбором одного из трех компонентов *В*. Например, при соотношении компонентов А : В как 1:1 при использовании в качестве *В*-компонента RTV213B полное затвердевание происходит в течение 30 мин. При этом клей приобретает черный цвет. В случае использования в качестве *В*-компонента RTV210B клей также затвердевает через 30 мин, становясь серым. Применение RTV223B дает затвердевание через 9 мин, клей приобретает темносерый цвет. Изменяя компоненты и пропорции можно получить разное время отверждения клея.

Приготовленный из двух компонентов клей становится адгезивно-агрессивен к пластикам (Lexan, Noril и т.п.), различным сталям, алюминию, фиберглассу и т.п. Испытания склеенных соединений на прочность показали 100 % когезивность, а усилие разрушения достигает 80 % от прочности соединяемых деталей.

Компонент RTV210A сохраняет свои свойства при комнатной температуре в течение года. *В*-компоненты могут храниться при температуре 18 °С 6 месяцев или 2 месяца при 0 °С.

MD. 02.06

Фирма Tool-O-Matic Inc. (США) разработал серию электрических силовых приводов B3W с ременным тяговым элементом, которые используют для ускоренного перемещения больших грузов на значительные расстояния и имеют относительно низкую стоимость. Конструкция состоит из направляющих, по которым с помощью широкого ремня перемещается каретка. Полиуретановый армированный ремень обеспечивает бóльшие скорость, ускорение и силу, чем альтернативные системы такого же назначения. Привод B3W обеспечивает также высокую точность и повторяемость остановок. Защитная лента из нержавеющей стали надежно предохраняет все элементы конструкции от загрязнения и повреждений. Оригинальные конструкторские решения защищены патентами.

MD. 02.06

Фирма Exlar Corp. (США) выпускает линейный и поворотный электроприводы унифицированной конструкции на основе безколлекторного электро-

двигателя и встроенного позиционирующего (управляющего) контроллера. Все элементы привода объединены в одном корпусе и имеют класс электрозащиты IP54. Исполнение с защитой IP64 осуществляют по заявке, когда привод может контактировать с влажной средой.

Мощность электродвигателя – 0,5 кВт, при длительном режиме работы обеспечивает необходимые силу и скорость перемещения. Корпус привода имеет несколько исполнений, аналогичных обычным гидро- или пневмоцилиндрам, что делает простым их монтаж или замену.

Длина хода линейного привода 305...457 мм, максимальная скорость перемещения 600 мм/с, максимальная сила –585 кгс. Для поворотного цилиндра развиваемый момент равен 0,62 кгм, а в пиковом режиме – 1,55 кгм.

MD. 02.06

Фирма LM 76 (США) выпустила два вида новых высокоскоростных линейных направляющих систем – Speed Demon OSG и Speed Demon SG, предназначенных для использования в высокоскоростных линиях. Они рассчитаны на скорость до 10 м/с, ускорение до 50 м/с^2, нагрузку до 560 Н и рекомендуются для сборочных линий, сортировочных операций, работ с роботами pick-and-place, упаковочных линий и т.п.

MD. 04.06

Фирма Bosch Rexroth Corp. (США) разработала систему сборочных конвейеров Wario Flow и добавила к ней модели проектирования 2D и 3D. Эти модели имеют более 30 типоразмеров, включая Solid Works, Pro\E, Inventor и др. Возможны конфигурации правого и левого исполнений, с приводом и без него. Прямые и поворотные секции, секции возврата и другие элементы включают в себя направляющие с ведущими цепями, что облегчает и упрощает конструкторскую компоновку конвейеров из этих элементов.

MD. 04.06

Фирма Fabco-Air.Inc. (США) выпускает обширную номенклатуру взаимозаменяемых пневмоцилиндров, главной особенностью которых является широкое использование неметаллических композиционных материалов в целях снижения веса, потерь на трение и увеличения долговечности. Цилиндры выполнены в обычном для этой фирмы исполнении с размерами по диаметру поршня от 1,5 до 6 дюймов и ходом штока до 48 дюймов. Крышки цилиндров отлиты из алюминиевого сплава с черным анодированием для защиты от коррозии. Гильзы стандартных фирменных цилиндров обычно выполняют из алюминия с твердым покрытием внутренней поверхности. Гильза из композиционного материала прочнее, не деформируется от ударов и самосмазывается, что обеспечивает более низкий коэффициент трения, плавный ход поршня и уменьшает нагрев гильзы во время работы.

MD. 04.06

Фирма Schneeberger Inc. (США) выпустила стол линейного перемещения на основе линейного электродвигателя со встроенной системой измерения перемещения, монорельсовыми направляющими и ограничивающими перемещения конечными выключателями. На его основе может быть также построен комбинированный стол для перемещения по осям X и Y.

Линейный двигатель развивает усилие 700...900 Н. Кабели электроразводки монтируются со стороны двигателя, что минимизирует собственный вес перемещаемых частей. Полезная нагрузка стола до 40 кг, точность остановки при перемещениях – 20...70 мкм , точность повторяемости остановок – 10 мкм. Максимальная скорость перемещения стола – 3 м/с при максимальном ускорении до 50 м/с^2. Максимальная величина перемещения каретки стола – 1792 мм.

MD. 04.06

Фирма Omega Engineering Inc. (США) выпускает цифровой измеритель крутящего момента HHTQ 88 с возможностью индексации измеряемого момента на дисплее прибора либо передачи на распечатку. Сенсор измерителя имеет квадратный ключ размером 12 мм для присоединения необходимых переходных головок. Универсальный дисплей позволяет получать результаты измерений в одном из трех видов: кг-см , lb-in и N-m. Результаты измерений отображаются крупными (15 мм) цифрами на экране LED-дисплея.

MD. 05.06

Фирма Toshiba Teli America Inc. (США) предлагает миниатюрную промышленную монохромную

видеокамеру CS3821D для применения в условиях ограниченного пространства. Она может быть использована для контроля процессов на сборочных линиях, при транспортировке грузов в процессе производства, идентификации деталей в движении, располагаться непосредственно на руке промышленного робота. Камера работает с частотой 60 кадр/с и с разрешением 659×494 pixel. Объектив диаметром 17 мм с фокусным расстоянием 36 мм обеспечивает обзор зоны в радиусе 2 м.

MD. 05.06

Фирмой HBM Inc. (США) разработан датчик ТВ 2 для измерения крутящего момента, основанный на принципе осевого съема величины крутящего момента, с низким уровнем погрешности, минимальными влияниями температуры и линейной девиации. Целью фирмы было создание датчика, отвечающего требованиям стандартов системы ISO 9000, и его соответствие национальным стандартам. Для обеспечения этого ошибка повторяемости результатов должна быть менее ±0,01 %, температурная девиация меньше ±0,02 %/10 К, а линейная девиация, включая гистерезис, не более ±0,03 %. Такие показатели обеспечивают датчику ТВ 2 высшую категорию точности 0,05 по DIN 51309 или EA-10\14 и соответствие производственному классу 0,03. Датчик ТВ 2 полностью герметичен и по степени электрозащиты соответствует IP67. Конструкция полностью защищает внутреннюю структуру от воздействия окружающей среды.

Датчик ТВ 2 невращающийся, может работать как в статическом, так и в динамическом режиме и имеет 6 диапазонов измерения: 500 Н·м, 1, 2, 3, 5 и 10 кН·м.

MD. 06.06

Фирма Celerity Automation Inc. (США) предлагает систему Linear Transfer Vehicle (LTV) как высокоскоростную линейную транспортную систему для автоматизации сборки и других производственных процессов. По утверждению фирмы, LTV может перемещать предметы производства в 10 раз быстрее обычных цепных конвейерных систем с точностью позиционирования 0,01 дюйма. Грузоподъемность спутников может достигать тонны и более.

MD. 06.06

Фирма Nortwood Automation (США) производит низкопрофильные конвейеры серии ТМ грузоподъемностью до 225 кг и скоростью перемещения до 30 м/мин. Каждый спутник имеет 8 несущих колес и 8 направляющих роликов. Конструктивно они расположены так, что обеспечивают наилучший доступ к спутнику. Отдельные элементы конструкции с этой целью закреплены консольно. Запатентованная двухприводная система обеспечивает транспортной линии возможность переводить спутники с одного пути на другой, на подъемные секции, поворотные столы и в накопители. Основной путь расположен на высоте 21 дюйм (533 м), а подъемно-опускные механизмы могут перемещать спутники на другие уровни – 20...120 дюймов.

MD. 06.06

Уважаемые читатели!

Продолжается подписка

на научно-технический и производственный журнал

"УПРОЧНЯЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ И ПОКРЫТИЯ"

Подписные индексы по каталогам:

"Роспечать" – **85159**, "Пресса России" – **39269**, "Почта России" – **60252**.

Подписку на журнал можно оформить с любого номера в любом отделении связи или непосредственно в издательстве по адресу:

Россия, 107076, Москва, Стромынский пер., д. 4,

ОАО "Издательство "Машиностроение"

Тел.: (495) 269-66-00 *(отдел реализации)*, **(495) 268-40-77** *(редакция)*;

e-mail: realiz@mashin.ru utp@mashin.ru

УДК 621.941.1.044

А.И. Зайцев *(Орловский государственный технический университет)*

Определение эффективной частоты импульсного тока, подводимого в зону резания, при токарной обработке с электроконтактным подогревом зоны резания

Проведен анализ условий образования элемента стружки, сделан вывод о цикличности процесса, на основе чего предложен метод определения частотного интервала для эффективного ввода импульсного тока.

The analysis of conditions of formation of an element of a shaving is lead, drawn a conclusion on cyclic of process on the basis of what the method of definition of a frequency interval for effective input of a pulse current is offered.

Развитие техники связано с созданием конструкционных материалов, обладающих особыми физико-механическими свойствами, определяющими область их применения. Поэтому одной из задач современного машиностроения является освоение высокотехнологичных методов обработки, основанных на воздействии на заготовку нескольких потоков энергии. Особое место занимают методы обработки, использующие дополнительные источники тепла, создаваемые за счет электросопротивления в зоне резания при пропускании электрического тока. Эти методы имеют высокую локализацию источника тепла и наименьшую удельную мощность, потребную для обработки [1].

Для образования дополнительных источников тепла обычно используют постоянный ток или ток промышленной частоты. Однако процесс образования стружки имеет циклический характер, возникает так называемое циклическое стружкообразование, характерное для процесса резания упрочняемых материалов [2]. Это дает основание полагать, что для наиболее эффективного использования подводимой энергии целесообразно применять импульсный ток.

Неустойчивость процесса резания отражена в следующих стадиях образования элемента стружки:

1. Стадия накопления деформаций. Прирезцовый слой сжимается вдоль направления движения резца и расширяется в перпендикулярном направлении. При этом трение по передней поверхности минимально, стружка перемещается по передней поверхности лишь вследствие своего деформирования.

Работа деформации частично (до 5 %) накапливается в виде дислокаций, искажений зерен металла и их кристаллической структуры, что приводит к накоплению внутренней энергии упругой деформации, повышению прочности материала и увеличению сил и энергии резания. Бóльшая часть расходуется на повышение внутренней энергии деформируемого объекта. Происходит разогрев деформируемой области, которая превращается в источник тепла для окружающих зон.

2. Процесс продолжается до того момента, когда на поверхности, разграничивающей зону упругой пластической деформации и слабодеформированного металла, температура и главные касательные напряжения достигают определенных величин, при которых наступают условия для пластического сдвига металла. Происходит перемещение образовавшегося элемента стружки вдоль плоскости текучести без увеличения действующих сил.

Сила, требуемая на пластический сдвиг нагретого металла, значительно меньше, чем требуемая для упругопластического деформирования. Изменяется общая картина напряженно-деформированного состояния (НДС) системы. Сокращается упругая деформация элемента стружки, под действием высоких температур происходит частичная релаксация накопленных пластических деформаций элемента стружки, выделившаяся энергия расходуется на перемещение и на нагрев в плоскости текучести.

3. Дальнейшее перемещение резца приводит к тому, что режущий клин врезается в слабодеформированный слой металла, толщина которого увеличивается вследствие наклона плоскости сдвига. Развиваются явления, аналогичные рассмотренным на первом этапе – увеличения температуры и искажений в деформированной области.

Положение плоскости текучести изменяется. Деформирующийся новый элемент стружки оттал-

кивает плоскость вдоль передней поверхности резца. Силовые и температурные факторы некоторое время обеспечивают условия для пластического течения металла в этой области. Вследствие отвода тепла в окружающую среду происходит постепенное охлаждение плоскости текучести. В результате условия пластического течения металла нарушаются, и плоскость текучести исчезает (застывает), образуя сильно деформированный слой между элементами стружки. На свободной поверхности стружки образуется отчетливый рубец.

Ход процесса циклически повторяется.

Изложенное представление процесса развития зоны резания и формирования стружки служит базой для анализа элементов процесса:

• формы образующейся стружки (стружка скалывания, сливная, сегментная);

• радиуса закругления стружки и, как следствие, длины контакта с передней поверхностью резца;

• температурных и силовых характеристик процесса [что хорошо согласуется с данными экспериментальных наблюдений автора (рис 1)].

Следует отметить быстротечность процесса. Ее можно оценить частотой образования плоскости текучести $\nu_{п.т}$ (в других источниках – частота неизотермической неустойчивости [3]).

Дополнительную энергию целесообразно подводить в тот момент, когда в системе увеличивается сила резания, т.е. между двумя последовательными сдвигами. Тепло, выделяющееся в зоне сдвига за счет электрического сопротивления, приводит к термическому разупрочнению металла. Возникают условия для образования плоскости текучести и

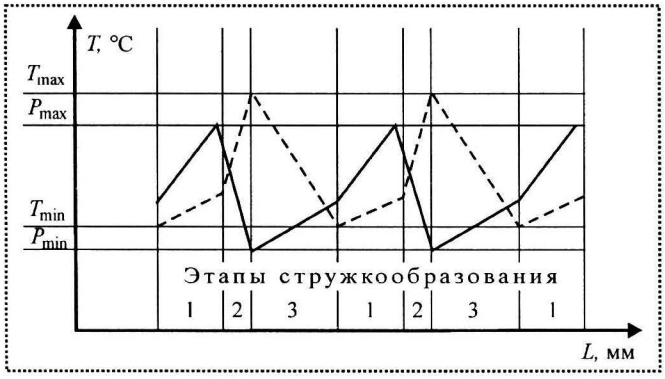


Рис. 1. Термодинамические процессы при образовании элемента стружки:
— – сила резания; – – – – температура резания

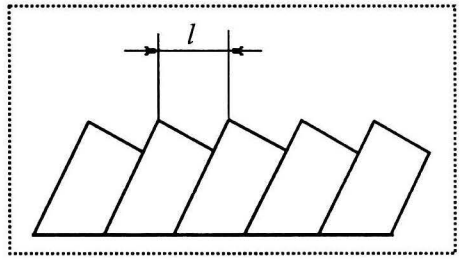


Рис. 2. Схема измерения длины между элементами стружки

дальнейшего увеличения сил резания не происходит.

Дополнительное тепловое воздействие во время сдвига и в момент, когда сила резания имеет небольшое значение (см. рис. 1), не требуется. Это приводит к излишнему разогреву зоны резания и снижению стойкости инструмента.

Таким образом, процесс обработки с непрерывным действием тока целесообразно заменить резанием с пульсирующим током. Время следования импульсов должно быть меньше времени между двумя последовательными сдвигами. Нижняя граница частоты импульсов подводимого тока должна быть выше частоты образования плоскости текучести $\nu_{п.т}$.

Для определения $\nu_{п.т}$ можно использовать метод [4], основанный на измерении расстояния между гребешками полученной стружки (рис. 2).

Частота образования плоскости текучести рассчитывается по формуле, Гц:

$$\nu_{п.т} = \frac{v}{60 l k_у}, \qquad (1)$$

где v – скорость резания, м/мин;

l – длина между элементами стружки, м (измеряется на полученной стружке согласно рис. 3);

$k_у$ – коэффициент усадки стружки.

Измеренная частота плоскости текучести для различных материалов лежит в диапазоне 800...5000 Гц и зависит от режимов резания.

Экспериментально получены зависимости силы резания от частоты импульсов тока для сталей 40Х, Х20, Х18Н10Т, 110Г13Л. Одна из них представлена на (рис. 3).

Как видно из рис. 3, снижение силы резания происходит после достижения частоты, равной частоте образования плоскости текучести.

Установлено, что при достижении определенной частоты тока величина силы возвращается к исходным значениям. Это свидетельствует о наличии критической частоты $\nu_{кр}$. Превышение крити-

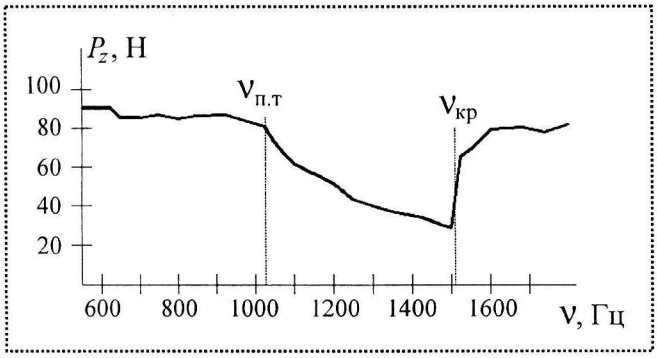


Рис. 3. Зависимость силы резания P_z от частоты импульсов тока ν при точении стали Х18Н10Т:
ν = 1 м/с; s = 0,43 мм/об; t = 2 мм; $P_{имп}$ = 250 Вт

ческой частоты снижает эффект от ввода импульсного тока практически до нуля для всех режимов резания. Это явление наблюдали для всех исследуемых металлов.

Величина $\nu_{кр}$ зависит от свойств обрабатываемого материала, режимов резания и мощности импульса тока.

По результатам экспериментальных данных для различных материалов и режимов обработки была получена следующая зависимость для определения максимальной частоты импульсов тока, Гц:

$$\nu_{кр} = C\nu_{п.т}\frac{P_{имп}^{0,95}}{(ts)^{0,87}\sigma_{в}^{0,4}c^{0,28}}, \qquad (2)$$

где $P_{имп}$ – мощность импульса тока, Вт;

c – теплоемкость обрабатываемого материала, Дж/кг·°С;

t – глубина резания, мм;

s – подача, мм/об;

$\sigma_в$ – временное сопротивление разрыву, МПа;

C – коэффициент, учитывающий частоту образования плоскости текучести и тип СОТЖ.

Приведенная зависимость показывает, что при увеличении частоты тока требуется бóльшая мощность импульса тока для образования плоскости текучести. Это следует из того, что в образовании плоскости текучести участвует механическая энергия резания, ее величина должна достичь определенного значения, после которого создается условие для пластического сдвига металла по этой плоскости. Энергия импульса тока суммируется с механической.

Таким образом:

♦ уменьшается время накопления энергии и, тем самым, увеличивается частота образования плоскости текучести (2);

♦ снижается доля механической энергии и сила резания (см. рис 3).

Выводы

Для увеличения эффекта при резании с электроконтактным подогревом целесообразно введение импульсного тока, что позволяет снизить силы резания, причем эффект наступает при частотах импульсов бóльших, чем частота образования элемента стружки. Определена верхняя граница частоты тока, по достижении которой при заданной мощности импульса электрической энергии недостаточно для образования плоскости текучести.

Предложенная методика позволяет определить диапазон частот, при которых целесообразно использовать импульсный ток для точения труднообрабатываемых сталей в целях повышения производительности процесса или точности обработки.

Список литературы

1. **Алифанов А.Я.** Основные принципы классификации электромеханических методов обработки // Вестник машиностроения. 1993 № 5–6. С. 21–26.

2. **Хейфец М.Л.** Синергетический подход к процессам резания металлов // Изв. вузов. Машиностроение, 1992. № 4–6. С. 114–119.

3. **Козлов А.А., Кузин П.В.** Численное исследование неизотермической неустойчивости высокоскоростных пластических деформаций // Сб. "Моделирование в механике" – СО АН СССР. Т. 4(21), № 4, 1990. С. 107–112.

4. **Степанов Ю.С., Зайцев А.И.** Вибрационное резание с электрическим подогревом //Сб. тр. МНТК "Современная электротехнология в машиностроении". Тула: ТулГУ, 2002. С. 425–431.

УДК 621.83(038)-00-20-82

В.Е. Старжинский, *д-р техн. наук*
(Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого НАН Беларуси, г. Гомель);
В.Е. Антонюк, *д-р техн. наук,* **М.М. Кане,** *д-р техн. наук*
(Белорусская государственная политехническая академия);
Е.В. Шалобаев, *канд. техн. наук (С.-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики);*
С.В. Шилько, *канд. техн. наук (Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого НАН Беларуси, г. Гомель)*

Словарь-справочник по зубчатым передачам русско-англійско-немецко-французский. *Продолжение**

Словарь-справочник является первой попыткой обобщить, идентифицировать и представить состояние терминологии в области зубчатых передач на наиболее распространенных в технике русском, английском и немецком языках.

В "словарь-справочник" включены собственно русско-англо-немецко-французский словарь по зубчатым передачам, содержащий около 900 терминов, с английским, немецким и французским алфавитными указателями; иллюстрации с названиями элементов и геометрических параметров цилиндрических, конических, гипоидных и червячных передач и элементов их зубьев; иллюстрированный словарь-справочник по зуборезному инструменту, а также термины, характеризующие форму и расположение пятна контакта на зубьях колес конических передач. Словарь-справочник предназначен для научно-технических работников, преподавателей и аспирантов, работающих в области зубчатых передач; может быть также полезен переводчикам технической литературы.

В "Словаре" приняты следующие сокращения: в названиях языков: r – русский, e – английский, d – немецкий, f – французский; в обозначениях рода и числа существительных: f – женский, m – мужской, n – средний, pl – множественное число; в текстах: ЗК – зубчатое колесо; ЗП – зубчатая передача.

P20	*e*	cone distance
	d	Kegeldistanz *f*, Teilkegellänge *f*
	f	longueur *f* de génératrice du cône
P21	*r*	расстояние *n* конусное внешнее
	e	outer cone distance
	d	äußere Kegeldistanz *f*
	f	longueur *f* de génératrice du cône externe
P22	*r*	расстояние *n* конусное внутреннее
	e	inner cone distance
	d	innere Kegeldistanz *f*
	f	longueur *f* de génératrice du cône interne
P23	*r*	расстояние *n* конусное среднее
	e	mean cone distance
	d	mittlere Kegeldistanz *f*
	f	longueur *f* de génératrice du cône moyenne
P24	*r*	расстояние *n* конусное среднее по внешнему дополнительному конусу
	e	back cone distance
	d	Rückenkegeldistanz *f*
	f	longueur *f* de génératrice moyenne de cône complémentaire externe
P25	*r*	расстояние *n* от базовой плоскости (конического ЗК) до плоскости внешней окружности вершин зубьев
	e	crown to back, top distance
	d	Kopfkreisabstand *m*
P26	*r*	расстояние *n* от вершины конуса (конического ЗК) до плоскости внешней окружности вершин зубьев
	e	cone apex to crown
	d	Kegelscheitel *m* bis zur äußeren Kante *f* des Kopfkegels *m*
	f	distance *f* sommet du cône de tête – cercle de tête externe
P27	*r*	расстояние *n* от точки пересечения (конического ЗК) до плоскости внешней окружности вершин зубьев

* Начало см. журнал "Сборка в машиностроении, приборостроении", № 3, 4, 7, 2007.

	e	crown to crossing point
	d	Abstand *m* von der äußerer Kopfkegelkante *f* bis zum Schnittpunkt *m* der Achsen *pl*
	f	distance *f* cercle de tête externe – point d'intersection
P28	*r*	редуктор *m*
	e	gear drive, gear box, train of gears, gear unit
	d	Getriebe *n*, Räderkasten *m*, Getriebekasten *m*
	f	réducteur *m*, engrenage *m* réducteur
P29	*r*	редуктор *m* зубчатый
	e	gear head
	d	Tellerrad-Spindelstock *n*, Getriebekasten *m*
	f	engrenage *m* réducteur
P30	*r*	режущий инструмент *m*, работающий по методу обката
	e	generating cutter
	d	Wälzschneidrad *n*, Stoßrad *n*
	f	outil *m* coupant par génération
P31	*r*	резец *m* зубострогальный
	e	planning cutter
	d	Wälzhobelmeißel *m*
	f	outil m à planer les engrenages
P32	*r*	рейка *f* зубчатая
	e	(gear) rack
	d	Zahnstange *f*
	f	Cremaillère
P33	*r*	рейка *f* исходная
	e	basic rack
	d	Bezugsprofil *n*, Bezugszahnstange *f*, Planverzahnung *f*
	f	crémaillère *f* de référence
P34	*r*	рейка *f* косозубая
	e	helical rack
	d	Zahnstange *f* mit schrägen Zähnen *pl*
	f	crémaillère *f* hélicoïdale
P35	*r*	рейка *f* производящая
	e	counterpart rack
	d	Erzeugungs-Zahnstange *f*
	f	crémaillère *f* génératrice
P36	*r*	рейка *f* прямозубая
	e	spur rack
	d	Zahnstange *f* mit geraden Zähnen *pl*
	f	crémaillère *f* droite
P37	*r*	рейка *f* червячная
	e	worm rack
	d	Schnecken-Zahnstange *f*
	f	crémaillère *f* à vis

C

C1	*r*	сателлит *m*
	e	planet gear
	d	Planetenrad, Umlaufrad *n*
	f	roue *f* planétaire, roue *f* satellite
C2	*r*	сектор *m* зубчатый
	e	gear sector
	d	Zahnsegment *n*, Zahnsegmentbogen *m*, Zahnsektor *m*
	f	secteur *m* denté
C3	*r*	сектор *m* червячный
	e	worm sector
	d	Schneckensegment *n*
	f	secteur *m* à vis
C4	*r*	сечение *n* нормальное (зубчатой рейки)
	e	normal plane, normal section (of a rack)
	d	Normalebene *f*, Normalschnitt *m* (durch Zahnstange *f*)
	f	section *f* normale (de la crémaillère)
C5	*r*	сечение *n* нормальное среднее
	e	mean normal section
	d	mittlerer Normalschnitt *m*
	f	section *f* normale médiane
C6	*r*	сечение *n* осевое
	e	axial plane, axial section
	d	Axialebene *f*, Axialschnitt *m*
	f	section *f* axiale
C7	*r*	сечение *n* поперечное
	e	cross section
	d	Querschnitt *m*
	f	section *f* transversale
C8	*r*	сечение *n* радиальное поперечное
	e	radial cross section
	d	radialer Querschnitt *m*
	f	section *f* radiale transversale
C9	*r*	сечение *n* торцовое (зубчатой рейки)
	e	face section, transverse section (of rack)
	d	Hauptbezugsebene *f*, Längsschnitt *f*, Stirnschnitt *m* (durch Zahnstange)
	f	section *f* apparente
C10	*r*	сечения *pl* (плоскости) ЗК основные

	e	principal reference plane
	d	Hauptbezugsebene *f*
	f	plans *m* principaux
C11	*r*	система *f* зубчатых передач
	e	train, gear train, train of gears
	d	Räderzug *m*, Zug *m*, Getriebezug *m*
	f	train *m* d'engrenages
C12	*r*	система *f* зубчатых передач планетарная
	e	single planetary gear train
	d	Planetengetriebe, Umlaufgetriebe *n*
	f	train *m* d'engrenage planétaire
C13	*r*	система *f* зубчатых передач, увеличивающая скорость (мультипликатор)
	e	speed increasing gear train
	d	Erhēhungsgetriebe *n*
	f	train *m* multiplicateur
C14	*r*	скачок *m*
	e	discontinuity bound, leap, abrupt change
	d	Sprung *m*
	f	discontinuité *f*, saut *m*, changement *m*
C15	*r*	скольжение *n* по профилю
	e	profile sliding
	d	Profilgleiten *n*
	f	glissement *m* de profil
C16	*r*	скорость *f* (окружная и линейная)
	e	speed, velocity (peripherial and linear)
	d	Geschwindigkeit *f* (am umfangs und linear)
	f	vitesse *f* (circonférentielle et linéaire)
C17	*r*	скорость *f* ЗК угловая
	e	angular velocity
	d	Winkelgeschwindigkeit *f*
	f	vitesse *f* angulaire
C18	*r*	скорость *f* на делительной окружности ЗК окружная
	e	reference line velocity
	d	Umfangsgeschwindigkeit *f*
	f	vitesse *f* de ligne de référence
C19	*r*	скорость *f* на начальной окружности ЗК окружная
	e	pitch line velocity
	d	Teilkreis-Geschwindigkeit *f*
	f	vitesse *f* de ligne primitive de fonctionnement
C20	*r*	скорость *f* нарезания (зубьев)
	e	velocity of teeth cutting
	d	Verzahngeschwindigkeit *f*
	f	vitesse *f* de taillage de dents
C21	*r*	скорость *f* обката
	e	generating velocity
	d	Wälzgeschwindigkeit *f*
	f	vitesse *f* de génération
C22	*r*	скорость *f* подачи
	e	feed velocity
	d	Vorschubgeschwindigkeit *f*
	f	vitesse *f* d'avance
C23	*r*	скорость *f* скольжения
	e	sliding velocity
	d	Gleitgeschwindigkeit *f*
	f	vitesse *f* de glissement
C24	*r*	смещение *n*
	e	shift
	d	Schalten *n*
	f	déport *m*
C25	*r*	смещение *n* воспринимаемое
	e	centre distance modification
	d	Achsabruckung *f*, Achsverschiebung *f*
	f	modification *f* d'entraxe
C26	*r*	смещение *n* исходного контура
	e	addendum modification, profile displacement
	d	Profilverschiebung *f* déplacement *m* de profil
C27	*r*	смещение *n* оси (шестерни в гипоидной, плоской, конической или спироидной ЗП)
	e	offset (of tooth trace)
	d	Achsversetzung *f*
	f	excentrement *m* des lignes de flanc
C28	*r*	снятие *n* заусенцев
	e	deburr
	d	Entgraten *n*
	f	ébavurage *m*
C29	*r*	снятие *n* фасок
	e	chamfer
	d	Abschrägen *n*, Kantenbrechen *m*, Abkanten *n*
	f	biseautage *m*
C30	*r*	соединение *n* шлицевое
	e	splined joint
	d	Zahnwellenverbindung *f*
	f	joint *m* à cannelures
C31	*r*	соосный *m*

	e	coaxial
	d	gemeinsame Achse *f*
	f	coaxial
C32	*r*	соотношение *n* числа зубьев
	e	correlation of teeth numbers
	d	Zähnezahlverhältnis *n* correlation *f* du nombre de dents
C33	*r*	составляющая *f* кинематической погрешности длинноволновая
	e	long period component of tangential composite error
	d	langwelliger Anteil *m* der Einflanken-Wälzabweichung *f*
	f	composante *f* d'erreur composée tangentielle à ondes longues
C34	*r*	составляющая *f* кинематической погрешности коротковолновая
	e	short period component of tangential composite error
	d	kurzwelliger Anteil *m* der Einflanken-Wälzabweichung *f*
	f	composante *f* d'erreur composée tangentielle à ondes courtes
C35	*r*	срез *m* у вершины
	e	tip relief
	d	Kopfrücknahme *f*
	f	dégagement *m* de tête
C36	*r*	срез *m* у основания
	e	root relief
	d	Fußrücknahme *f*
	f	dégagement *m* de pied
C37	*r*	срез *m* у торца
	e	end relief
	d	Flankenrücknahme *f*
	f	dégagement *m* d'extremité
C38	*r*	станок *m* для нарезания червяков
	e	hobbing machine for worm cutting
	d	Schneckenfräsmaschine *f*
	f	machine *f* à tailler les vis
C39	*r*	станок *m* для фрезерования зубчатых реек
	e	machine for rack hobbing
	d	Zahnstangenfräsmaschine *f*
	f	machine *f* à fraiser les crémaillères
C40	*r*	станок *m* для фрезерования конических колес с криволинейными зубьями по методу обката
	e	hobbing machine for spiral bevel gears
	d	Spiralkegelräder-Abwälzfrasmaschine *f*
	f	machine *f* à fraiser les roues coniques à denture spirale par génération
C41	*r*	станок *m* для шлифования червяков
	e	worm grinding mashine
	d	Schneckenschleifmaschine *f*
	f	machine *f* à rectifier les vis
C42	*r*	станок *m* зубодолбежный
	e	gear shaping machine, gear shaper
	d	Räderstoßmaschine *f*, Zahnradstoßmaschine *f*, Walzstoßmaschine *f*
	f	machine *f* à mortaiser les engrenages machine *f* à tailler engrenages par outil-pignon
C43	*r*	станок *m* зубодолбежный для зубчатых реек
	e	shaping machine for rack cutting
	d	Zahnstangenstoßmaschine *f*
	f	machine *f* à mortaiser les crémailléres
C44	*r*	станок *m* зубодолбежный копировального типа
	e	gear shaping machine of tracer-controlled type
	d	Zahnradformstoßmaschine *f*
	f	machine *f* à mortaiser les engrenages pour reproduction
C45	*r*	станок *m* зубодолбежный обкатного типа
	e	gear shaper machine of generating type, generating gear shaping machine, generating gear (-tooth) shaping machine
	d	Abwälzstoßmaschine *f*, Wälzstoßmaschine *f*, Zahnradwälzstoßmaschine *f*
	f	machine *f* à mortaiser les engrenages type générateur
C46	*r*	станок *m* зубозакругляющий
	e	tooth rounding-and-champering machine
	d	Zahnradabrundmaschine *f*
	f	machine *f* à arrondir les engrenages
C47	*r*	станок *m* зубообкаточный
	e	Gear-burnishing machine
	d	Zahnradeinlaufmaschine *f*
	f	machine *f* à galeter les engrenages
C48	*r*	станок *m* зубопритирочный
	e	gear-lapping machine
	d	Zahnradläppmaschine *f*
	f	machine *f* à roder les engrenages
C49	*r*	станок *m* зубопрокатный
	e	gear rolling machine
	d	Zahnradrollmaschine *f*

	f	machine *f* à moleter les engrenages
C50	*r*	станок *m* зубопротяжный
	e	gear broaching machine
	d	Zahnradräummaschine *f*
	f	machine *f* à brocher les engrenages
C51	*r*	станок *m* зубострогальный
	e	gear planing machine
	d	Zahnradhobelmaschine *f*
	f	machine *f* à planer les engrenages machine *f* à raboter engrenages
C52	*r*	станок *m* зубострогальный обкатного типа
	e	generating gear (-tooth) planing machine
	d	Wälzhobelmaschine *f*
	f	machine *f* à planer les engrenages par génération
C53	*r*	станок *m* зубострогальный обкатного типа для конических колес
	e	gear planing machine of generating type for bevel gears
	d	Kegelradabwälzhobelmaschine *f*
	f	machine *f* à planer les roues coniques par génération
C54	*r*	станок *m* зубофрезерный
	e	gear hobbing machine
	d	Räderfräsmaschine *f*, Verzahnmaschine *f*, Wälzfräsmaschine *f*, Zahnradfräsmaschine *f*
	f	machine *f* à fraiser les engrenages
C55	*r*	станок *m* зубофрезерный для предварительной обработки
	e	gear hobbing machine for premachining
	d	Zahnradvorfräsmaschine *f*
	f	machine *f* à fraiser les engrenages pour usinage preliminaire
C56	*r*	станок *m* зубофрезерный для червячных колес
	e	gear hobbing machine for worm gears
	d	Schneckenradfräsmaschine *f*
	f	fraiseuse *f* pour les dents de roues à vis
C57	*r*	станок *m* зубофрезерный обкатного типа
	e	generating gear (-tooth) hobbing machine, generating type gear hobber
	d	Abwälzfräsmaschine *f*, Zahnradabwälzfräsmaschine *f*, Zahnradwälzfräsmaschine *f*
	f	machine *f* à fraiser les engrenages par génération
C58	*r*	станок *m* зубофрезерный обкатного типа для конических колес
	e	gear-hobbing machine of generating type for bevel gears
	d	Kegelradabwälzfräsmaschine *f*
	f	machine *f* à fraiser les roues coniques par génération
C59	*r*	станок *m* зубофрезерный с вертикальным шпинделем
	e	gear-hobbing machine with vertical spindle
	d	Wälzfräsmaschine *f* mit senkrechter
	f	machine *f* à fraiser les engrenages à la broche verticale
C60	*r*	станок *m* зубофрезерный с горизонтальным шпинделем
	e	gear-hobbing machine with horizontal spindle
	d	Wälzfräsmaschine *f* mit waagerechter
	f	machine *f* à fraiser les engrenages à la broche horizontale
C61	*r*	станок *m* зубохонинговальный
	e	gear-honing machine
	d	Zahnradhonmaschine *f*
	f	machine *f* à roder à la pierre
C62	*r*	станок *m* зубошлифовальный
	e	gear grinding machine, gear grinder
	d	Zahnradschleifmaschine *f*
	f	machine *f* à rectifier les engrenages
C63	*r*	станок *m* зубошлифовальный для конических колес
	e	gear-grinding machine for bevel gears
	d	Kegelradschleifmaschine *f*
	f	machine *f* à rectifier les engrenages pour roues coniques
C64	*r*	станок *m* зубошлифовальный обкатного типа
	e	gear-grinding machine of generating type
	d	Abwälzschleifmaschine *f*, Wälzschleifmaschine *f*
	f	machine *f* à rectifier les engrenages par génération
C65	*r*	станок *m* зубошлифовальный, работающий профильным кругом
	e	grinding machine working by profile wheel
	d	Zahnradformschleifmaschine *f*
	f	machine *f* à rectifier les engrenages par le profilé rond
C66	*r*	станок *m* полировальный для червяков
	e	polishing machine for worm machining
	d	Schneckenpoliermaschine *f*
	f	machine *f* à polir les vis

C67	*r*	станок *m* шевинговальный
	e	gear-shaving machine
	d	Zahnradschabmaschine *f*
	f	machine *f* à shaver les engrenages machine *f* pour rasage engrenages
C68	*r*	станок *m* шлицефрезерный
	e	spline-hobbing machine
	d	Keilwellenfräsmaschine *f*
	f	machine *f* à fraiser les cannelures
C69	*r*	степень *f* точности зубчатых колес и передач
	e	accuracy grade of gears, gear pairs and gearing
	d	Prazisiongrad *m*
	f	degré *m* (fidélité *f*) de précision de roues et engrenages
C70	*r*	сторона *f* зуба
	e	side of tooth
	d	Zahnflanke *f*
	f	flanc *m* de dent
C71	*r*	сторона *f* зуба (конического ЗК) вогнутая
	e	concave side of tooth
	d	konkave Zahnflanke *f*
	f	flanc *m* concave de dent (de roue conique)
C72	*r*	сторона *f* зуба (конического ЗК) выпуклая
	e	convex side of tooth
	d	Konvexzahnflanke *f*
	f	flanc *m* convexe de dent (de roue conique)
C73	*r*	сторона *f* зуба нерабочая
	e	coast side of tooth
	d	Schubflanke *f* eines Zahnes *m*
	f	flanc *m* non-utilisable de dent
C74	*r*	ступица *f*
	e	hub
	d	Radnabe *f*
	f	moyeu *m*
C75	*r*	схема *f* кинематическая (зубофрезерного станка)
	e	kinematic diagram (of a bobbing machine)
	d	Getriebeplan *m* (der Wälzfläsmaschine *f*)
	f	schéma *m* cinematique (de machine a tailler les engrenages par fraise)
C76	*r*	суппорт *m* фрезерный
	e	hob slide
	d	Frässchlitten *m*
	f	support *m* à fraiser

(Продолжение следует.)

СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

Основные размеры зубьев в модульной системе, мм

Модуль (прямозубые, m; косозубые, m_n)	Окружной шаг (прямозубые, p; косозубые, p_n)	Окружная толщина зуба (прямозубые, S; косозубые S_n)	Высота головки, h_a	Полная высота, h_w	Высота ножки, h_f	Радиальный зазор, c
5	15,7080	7,8540	5,0	11,250	6,25	1,25
4	12,5664	6,2832	4,0	9,00	5,00	1,00
3,2	10,2102	5,1051	3,25	7,3125	4,0625	0,80
2,5*	7,8540	3,9270	2,5	5,625	3,125	0,625
2,0*	6,2832	3,1416	2,0	4,500	2,50	0,50
1,5	4,7124	2,3562	1,5	3,375	1,875	0,375
1,25*	3,927	1,9635	1,25	2,8125	1,5625	0,3125
1,0*	3,1416	1,5708	1,0	2,25	1,25	0,25
0,9	2,8274	1,4137	0,9	2,025	1,125	0,225
0,8*	2,5133	1,25665	0,8	1,8	1,0	0,2
0,75	2,3562	1,1781	0,75	1,6875	0,9375	0,1875
0,7	2,1991	1,0996	0,7	1,575	0,875	0,175
0,6*	1,885	1,9425	0,6	0,35	0,75	0,15
0,5*	1,5708	0,7854	0,5	1,125	0,625	0,125
0,4*	1,2566	0,6283	0,4	0,9	0,5	0,1
0,3*	0,9425	0,4712	0,3	0,625	0,375	0,075
0,25*	0,7854	0,3927	0,25	0,5625	0,3125	0,0625

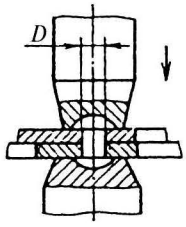
* Предпочтительные значения.

Общемашиностроительные нормативы времени на слесарные работы по ремонту оборудования.

*Продолжение**

КАРТА 193

КЛЕПКА ДЕТАЛЕЙ (УЗЛОВ)



Содержание работы

1. Взять заклепку и установить в отверстие
2. Взять пневматический или ручной молоток
3. Расклепать заклепку
4. Переместить пневматический или ручной молоток к следующей заклепке и т.д.
5. Отложить пневматический и ручной молоток

Сталь

$$T_{1-5} = 0{,}103\frac{D^{0,69}}{n^{0,1}};\quad T_{11-15} = 0{,}036\frac{D^{0,92}}{n^{0,12}};$$

$$T_{6-10} = 0{,}105\frac{D^{0,79}}{n^{0,09}};\quad T_{16-20} = 0{,}069\frac{D^{0,71}}{n^{0,03}}$$

Медь и алюминий

$$T_{1-5} = 0{,}067\frac{D^{0,75}}{n^{0,11}};\quad T_{11-15} = 0{,}05\frac{D^{0,65}}{n^{0,33}};$$

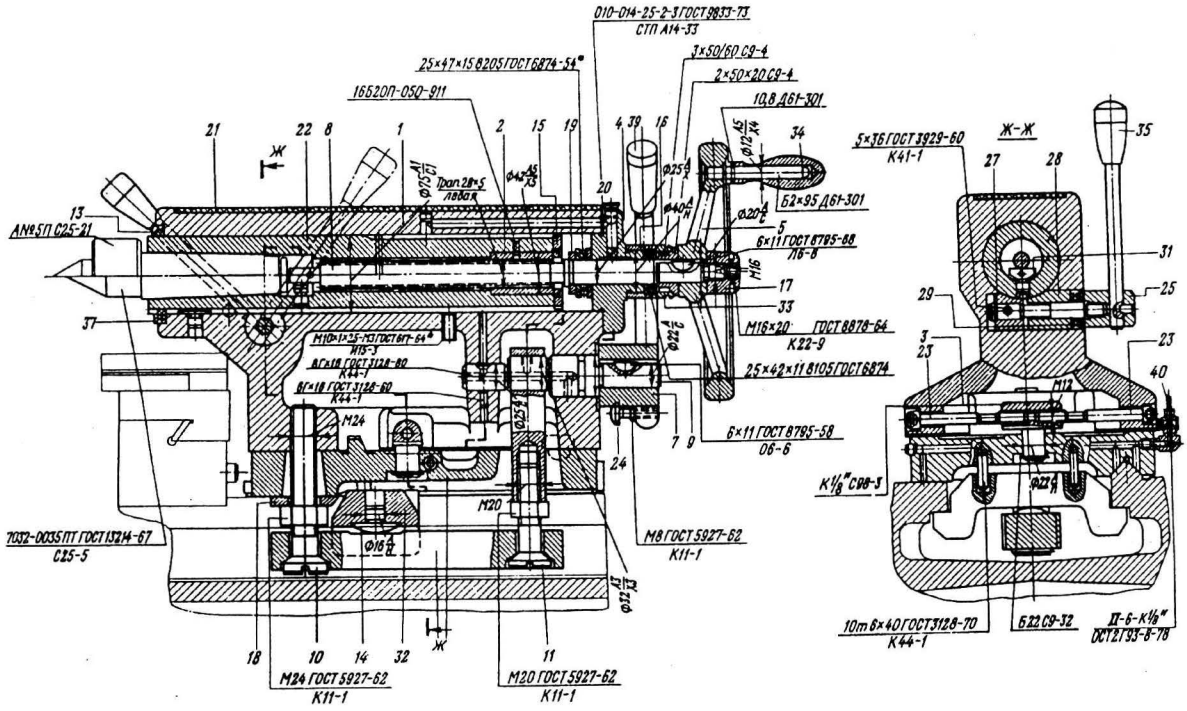
$$T_{6-10} = 0{,}063\frac{D^{0,84}}{n};\quad T_{16-20} = 0{,}059\frac{D^{0,65}}{n^{0,19}}$$

№ позиции	Вид молотка	Форма головки	Число заклепок n, шт, до	Материал							
				Сталь				Медь и алюминий			
				Диаметр заклепки D, мм, до							
				3	4	6	10	3	4	6	10
				Время на одну заклепку T, мин							
1	Слесарный	Впотай	1	0,22	0,27	0,35	0,5	0,15	0,19	0,26	0,38
2			2	0,21	0,25	0,33	0,47	0,14	0,18	0,24	0,35
3			3	0,20	0,24	0,32	0,45	0,13	0,17	0,23	0,33
4			5	0,19	0,23	0,3	0,43	0,13	0,16	0,22	0,32
5			8	0,18	0,22	0,29	0,41	0,12	0,15	0,20	0,30
6		Сферическая	1	0,25	0,31	0,43	0,65	0,16	0,20	0,28	0,43
7			2	0,23	0,29	0,41	0,61	0,08	0,10	0,14	0,22
8			3	0,23	0,28	0,39	0,59	0,05	0,07	0,09	0,15
9			5	0,22	0,27	0,37	0,56	0,03	0,04	0,06	0,09
10			8	0,21	0,26	0,36	0,54	0,02	0,03	0,04	0,06
11	Пневматический	Впотай	1	0,10	0,13	0,19	0,30	0,10	0,12	0,16	0,22
12			2	0,09	0,12	0,17	0,28	0,08	0,10	0,13	0,18
13			3	0,09	0,11	0,16	0,26	0,07	0,09	0,11	0,15
14			5	0,08	0,11	0,15	0,25	0,06	0,07	0,09	0,13
15			8	0,07	0,10	0,14	0,23	0,05	0,06	0,08	0,11
16		Сферическая	1	0,15	0,18	0,25	0,35	0,12	0,14	0,19	0,26
17			2	0,14	0,18	0,24	0,35	0,09	0,13	0,17	0,23
18			3	0,14	0,18	0,24	0,33	0,09	0,12	0,15	0,21
19			5	0,14	0,18	0,23	0,34	0,08	0,11	0,14	0,19
20			8	0,14	0,17	0,23	0,33	0,08	0,10	0,13	0,18

Примечание. При числе заклепок свыше 8 шт время брать с коэффициентом 1,2.

*Начало см. журнал "Сборка в машиностроении, приборостроении", № 8, 11, 12, 2002; № 7–12, 2003; № 1–4, 7–9, 2004; № 2, 5–8, 11, 12 2005; № 1–12, 2006; № 1–3, 5, 7, 2007.

Пример расчета нормы времени на ремонт по нормативам



Операция: Ремонт задней бабки станка модели 16К20.

Исходные данные: Общая масса задней бабки – 97,9 кг. Число деталей – 53 шт.

№ п/п	Наименование детали	Основные размеры	Число деталей	Материал	Масса одной детали
1	Корпус	418×244×235	1	С421-40	46,0
2	Гайка	∅ 28×5 L66	1	С421-40	0,3
3	Гайка	∅ 22 L55	1	С421-40	0,25
4	Фланец	∅ 76	1	С421-40	0,55
5	Маховичок	∅ 250	1	С421-40	3,0
6	Плита	322×246×55	1	С421-40	18,0
7	Рычаг	∅ 22Н7 L 60	1	С421-40	2,25
8	Винт	Трапециевидная резьба 28×5 левая L 218	1	Сталь 40	1,50
9	Валик эксцентриковый	∅ 40С L 185	1	Сталь 45	0,96
10	Болт	М24 L 130	1	Сталь 40	0,68
11	Болт	М20 L 65	1	Сталь 40	0,35
12	Планка	L 270	1	Сталь 45	3,87
13	Уплотнение	∅ 74	1		
14	Упор	∅ 16Р, L 13	1	Сталь 40	0,08
15	Фланец	∅ 73 L 5	1	Сталь 45	0,22
16	Втулка	∅ 40 L 29	1	Сталь 45	0,15

№ п/п	Наименование детали	Основные размеры	Число деталей	Материал	Масса одной детали
17	Гайка	М16, L 30	1	Сталь 45	0,27
18	Шайба	∅ 25	1	Сталь 45	0,34
19	Кольцо	∅ 25	1	Сталь А12	0,03
20	Пробка	∅ 10, L 8	1	Сталь А12	0,01
21	Прокладка	89×399	1		
22	Пиноль	∅ 75×380	1	Сталь 40	9,2
23	Винт	М12, L 27	2	Сталь 45	0,1
24	Упор	М8, L 30	1	Сталь 45	0,02
25	Ступица	∅ 36, L 55	1	Сталь 45	0,3
26	Винт	∅ 30, L 30	4	Сталь 45	0,15
27	Втулка	∅ 38, L 28	1	Сталь А12	0,38
28	Втулка	∅ 38, L 42	1	Сталь А12	0,6
29	Проставка	∅ 15,5	1	–	0,25
30	Гайка	∅ 16, L 20	1	Сталь 45	
31	Упор	∅ 12, L 22	1	Сталь 40	0,03
32	Планка	L 188	1	Сталь 40	4,25
33	Кольцо делительное	∅ 49,7, L 75	1	Сталь А12	0,104
34	Ручка	L 95	1	Сталь А12	0,4
35	Рукоятка	∅ 35, L 220	1	Сталь А12	0,5
36	Ось ручки	∅ 12, L 25	1	Сталь 45	
37	Крышка	∅ 88, L 10,5	1	–	0,04
38	Подшипник	16×20	1	Сталь 45	
39	Рукоятка	∅ 18С, L 260	1	Сталь А12	0,5
40	Труба	∅ 6, L 148	1	Медь	0,023
41	Кольцо пружинное	∅ 20	1	Сталь А12	–
42	Штифт	∅ 6Г L 16	1	Сталь 45	–
43	Штифт	∅ 8Г L 16	1	Сталь 45	–
44	Винт	М10 L 20	1	Сталь 35	–
45	Штифт	∅ 5Г L 36	1		
46	Гайка	М8	1		
47	Шпонка	6×11	1		
48	Винты	М8	3		
49	Винт	М8 L 12	1		
50	Подшипник	16 мм L 20	1		
51	Штифт	5×38	1		
52	Втулка	∅ 24 L 75	1		
53	Подшипник	25×47×15	1		

Ордена Трудового Красного Знамени ОАО "Издательство **"Машиностроение"**, 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Учредитель ООО "Издательство Машиностроение – 1".
Адрес электронной почты издательства: **E-mail: mashpubl@mashin.ru**; редакции журнала: **sborka@mashin.ru; www.mashin.ru**
Телефон редакции журнала: (495) 268-38-42; тел./факс (495) 268-85-26; факс 269-48-97.
Дизайнер *Погорелова Т.Н.* Технический редактор *Тупталов С.Ю.* Корректоры *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 10.07.07 г. Подписано в печать 29.08.07 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,49. Заказ 128. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ОАО "Издательство "Машиностроение".
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., Подольск, ул. Кирова, д. 15.