

ISSN 2079-004X



**ВЕСТНИК
НАЦИОНАЛЬНОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
«ХПИ»**

24'2010

Харьков

**ВЕСТНИК
НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
"ХПИ"**

**Сборник научных трудов
Тематический выпуск**

24'2010

"Технологии в машиностроении"

Издание основано Национальным техническим университетом "Харьковский политехнический институт" в 2001 году

Государственное издание

Свидетельство Госкомитета по информационной политике Украины КВ № 5256 от 2 июля 2001 года

КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ:

Председатель

Л.Л.Товажнянский, д-р техн. наук, проф.

Секретарь координационного совета

К.А. Горбунов, канд. техн. наук, доц.

А.П.Марченко, д-р техн. наук, проф.

Е.И.Сокол, д-р техн. наук, проф.;

М.Д.Годлевский, д-р техн. наук, проф.;

А.И.Грабченко, д-р техн. наук, проф.;

В.Г.Данько, д-р техн. наук, проф.;

В.Д.Дмитриенко, д-р техн. наук, проф.;

В.Б.Клепиков, д-р техн. наук, проф.;

О.К.Морачковский, д-р техн. наук, проф.;

М.И.Рыщенко, д-р техн. наук, проф.;

В.Б.Самородов, д-р техн. наук, проф.;

Ю.В.Тимофеев, д-р техн. наук, проф.;

Б.Т. Бойко, д-р техн. наук, проф.;

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.;

Л.М. Бесов, д-р ист. наук, проф.;

Ф.Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.;

И.Ф. Домнин, д-р техн. наук, проф.;

Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.;

В.А. Пуляев, д-р техн. наук, проф.;

П.Г. Перерва, д-р экон. наук, проф.;

В.И. Николаенко, канд. ист. наук, проф.;

В.С. Лупиков, д-р техн. наук, проф.;

П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.;

С.И. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.;

В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;

В.И. Кравченко, д-р техн. наук, проф.;

Г.В. Лисачук, д-р техн. наук, проф.;

В.В. Елифанов, д-р техн. наук, проф.;

Ю.И. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;

И.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Ответственный редактор:

Ю.В.Тимофеев, д-р техн. наук, проф.

Ответственный секретарь:

В.В.Фролов, канд. техн. наук, доц.

С.С.Добротворский, д-р техн. наук, проф.;

В.Е. Карпуть, д-р техн. наук, проф.;

А.Я. Мовшович, д-р техн. наук, проф.;

Ю.А.Сизый, д-р техн. наук, проф.;

В.Д. Хицан, д-р техн. наук, проф.;

А.А. Пермяков, д-р техн. наук, проф.;

А.Н. Шелковой, д-р техн. наук, проф.

Адрес редколлегии: 61002, Харьков,

ул. Фрунзе, 21. НТУ "ХПИ".

Каф. ТМС, Тел. (057) 7076-625.

Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ», – 2010. – №24 . – 136с.

В збірнику представлені теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, науковими співробітниками різних організацій та установ.

Для викладачів, наукових співробітників, спеціалістів.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты исследований и разработок, выполненных преподавателями высшей школы, аспирантами, научными сотрудниками различных организаций и предприятий. В области технологии машиностроения, металлорежущего оборудования, оснастки, средств автоматизации.

Для преподавателей, научных сотрудников, специалистов.

**Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ "ХПІ"
Протокол № 6 від «6» липня 2010 р.**

С. С. ДОБРОТВОРСКИЙ, д-р. техн. наук, *Е. В. ИВАЩЕНКО*,
НТУ «ХПИ», г. Харьков

HIGH SPEED MACHINING – СОВРЕМЕННЫЙ МЕТОД МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

Проведений анализ сучасного стану і принципів високошвидкісної механічної обробки і обґрунтовані сфери її ефективного застосування; розглянуті особливості утворення висоти профілю нерівностей при рядковій обробці високошвидкісним фрезеруванням плоских поверхонь.

Проведён анализ современного состояния и принципов высокоскоростной механической обработки и обоснованы области её эффективного применения; рассмотрены особенности образования высоты профиля неровностей при построчной обработке высокоскоростным фрезерованием плоских поверхностей.

The analysis of the modern state and principles the high-speed machining is conceded at the article below. Effective application directions are proved and the particularities of formation of cusp profile height are shown in processing the high-speed milling of flat surfaces.

Введение

Обработка резанием является основным, наиболее используемым в промышленности процессом размерной обработки деталей. Процесс изготовления деталей со сложными поверхностями на этапе технологической подготовки производства является очень трудоёмким. Сокращение времени цикла механической обработки таких деталей требует применения более эффективных и прогрессивных технологий. Одним из возможных решений является применение высокоскоростной обработки, и, в частности, высокоскоростного фрезерования.

Высокоскоростная обработка: современное состояние вопроса

Высокоскоростная обработка (HSM – High Speed Machining) – это стратегия обработки, при которой сочетается небольшая радиальная глубина резания с высокими подачами. В зависимости от метода достигается быстрое удаление стружки при малых R_a (среднее арифметическое отклонение профиля) значениях. Применение такой стратегии стало возможным с появлением новых конструкций станков и инструментов (с меньшим вылетом), позволяющих снимать металл с большей скоростью резания. Проблему недостаточной надёжности режущего инструмента удалось решить благодаря созданию принципиально новых инструментальных материалов (кубический нитрид бора, модификации алмаза и твёрдые сплавы с улучшенными свойствами). Внедрение современных высокопроизводительных станков с ЧПУ в производство невозможно без знания принципов высокоскоростной механической обработки и сопутствующих ее освоению проблем.

Высокоскоростное резание (фрезерование, шлифование и точение) за последние годы совершило революционный переворот в методах механообработки. Решающий фактор в оценке процесса HSM обработки – производительность станков, которые определяют стоимость производства. В качестве оборудования для HSM наиболее перспективными являются пятиосевые или многоцелевые станки. Такое оборудование способно обеспечить доступ к разным сторонам детали с одной установки, а также позволяет ориентировать плоские элементы по нормали к шпинделю, что значительно повышает производительность механической обработки за счёт уменьшения переустановок и повышения скорости обработки.

Технология HSM относится к числу наиболее прогрессивных и быстро развивающихся. Вместе с тем, этот вид обработки резанием является относительно новым технологическим процессом, и опыт его исследования в Украине весьма ограничен. В-основном, эта тема актуальна в Германии, Франции и США.

HSM обработка – одна из современных и эффективных альтернатив классическим методам механической обработки, которая, по сравнению с обычным резанием, позволяет улучшить качество механообработки.

Идея высокоскоростного резания заключается в переходе на обработку резанием с особо высокими скоростями [6]. При достижении некоторого значения скорости V_{kr} температура резания начинает понижаться и процесс стружкообразования кардинально меняется:

- вместо пластического разрушения при отделении материала срезаемого слоя происходит хрупкое разрушение [7];
- в результате высокой температуры в контактной зоне резания понижается коэффициент трения инструмента об деталь;
- появляются высокочастотные колебания технологической системы;
- из-за локализации пластической деформации сливная стружка переходит в элементарную.

Таким образом, внедрение HSM даёт сразу несколько преимуществ по сравнению с традиционной обработкой [1, 2]:

- увеличение удельного съёма материала в единицу времени;
- повышение производительности и эффективности операции;
- повышение качества обработанной поверхности (при высокоточной настройке инструмента возможно получение обработанной поверхности высокого качества с $Ra < 0,5$ мкм);
- отсутствие проблем стружкодробления и т. д.

Первое официальное объяснение явления HSM было предложено Карлом Саломоном в 1931 году (патент № 523594, April 1931, Германия). Он предположил, что при некоторой скорости резания, которая является в несколько раз выше, чем при обычной механообработке, теплопередача от стружки к инструменту начинает уменьшаться. Справедливо отметить, что

теория, предложенная Карлом Соломоном, не достаточно разработана на сегодняшний день. За рубежом этим вопросом активно занимаются.

Одним из главных достоинств высокоскоростного фрезерования является сокращение количества тепла, возникающего при обработке резанием, которое, во-первых, вызывает износ инструмента, во-вторых, оказывает негативное влияние на качество поверхностного слоя детали. Эффект HSM обуславливается структурными изменениями материала (из-за пластических деформаций, осуществляемых с большой скоростью) в месте отрыва стружки. Необходимо отметить, что время контакта режущей кромки с заготовкой и стружкой очень мало, а скорость отрыва стружки столь высока, что большая часть тепла, образующегося в зоне резания, удаляется вместе со стружкой, а заготовка и инструмент просто не успевают нагреваться.

Формирование стружки – наиболее важный аспект HSM. Как известно, источником тепловыделения при резании являются: теплота, образующаяся в результате пластического деформирования металла в зоне стружкообразования; теплота, обусловленная трением стружки о заднюю и переднюю поверхности инструмента [2]. Ориентировочные значения отводимой теплоты следующие: стружкой отводится 25-85% выделившейся теплоты, заготовкой – 10-50%, а инструментом – 2-8%. С увеличением скорости резания доля теплоты, отводимой стружкой, возрастает, так как увеличиваются её объем в единицу времени и температура нагрева. Исследования, проведенные во время HSM обработки с правильно подобранными параметрами, показали, что 75% произведенного тепла отводится со стружкой, 20% – через инструмент, и 5% – через обрабатываемую деталь (рис. 1) [3].

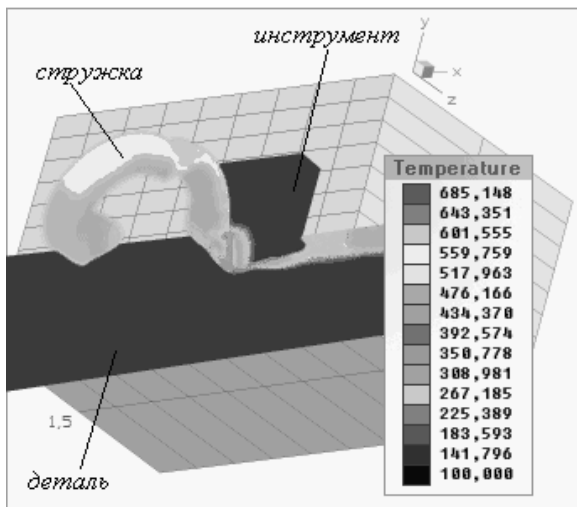


Рис. 1 – Распределение температуры в зоне резания при HSM

Отсюда следует один из наиболее важных принципов теории HSM обработки: наибольшее количество произведенного тепла отводится вместе со стружкой.

HSM – это не просто механообработка с высокой скоростью резания. Это процесс, когда операции обработки (от черновой до финишной, и далее – до суперфинишной) выполняются очень специфическими методами на специальном оборудовании.

Наиболее полно принципы и возможности HSM реализуются при 5-ти осевом фрезеровании.

Особенности высокоскоростного фрезерования

При фрезеровании высокоскоростная обработка (HSC – High Speed Cutting) определяется скоростью резания, которая, в свою очередь, зависит от частоты вращения шпинделя при той же скорости резания и наоборот.

Благодаря более высокой скорости обработки возможно получение более узких зазоров между рядами (строками) фрезерования, что способствует улучшению качества поверхности детали (т. е. уменьшению остаточной шероховатости и улучшению точности формы) (рис.2) (табл.1). Такое качество поверхности очень часто полностью исключает необходимость в дополнительных видах обработки.

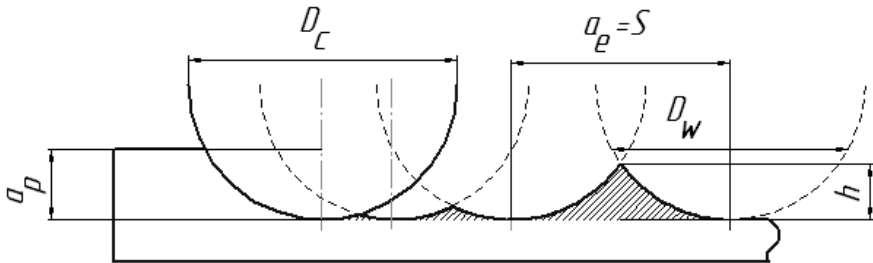


Рис. 2 – Влияние расстояния между строками на теоретическую шероховатость при построчном фрезеровании плоской поверхности: D_c – диаметр фрезы, a_p – глубина резания (мм), $a_e = S$ – ширина резания (мм), D_w – рабочий диаметр фрезы (мм), h – высота «гребешка»

Высота профиля (гребешка) неровностей (H) на плоской поверхности (поверхностей 1-го порядка) после обработки фрезерованием на высоких скоростях определяется по формуле (1) [4]:

$$H = \frac{D_c}{2} - \frac{\sqrt{D_c^2 - a_e^2}}{2}, \quad (1)$$

где D_c – диаметр фрезы (мм);

a_e – ширина резания (мм)/ радиальная глубина резания (мм).

Одним из важных показателей, влияющих на высоту гребешка, оставляемого сферической фрезой после высокоскоростной обработки поверхности является рабочий диаметр фрезы D_w

$$D_w = 2 \cdot \sqrt{a_p \cdot (D_c - a_p)}, \quad (2)$$

где a_p – глубина резания (мм)/ осевая глубина резания (мм).

Формула (1) справедлива для определения теоретической высоты неровностей только при обработке плоских поверхностей.

На основании результатов исследований предоставленных специалистами компании SECO нами были определены значения высоты профиля неровностей Н (мкм) [5], оставляемые рядом HSM инструмента (таб. 1).

Таблица 1

Расчётные значения высоты профиля Н (мкм)

D_c	Шаг a_e (мм)						
	0,06	0,08	0,11	0,15	0,2	0,3	0,45
1	0,9	1,6	3,0	5,7	10	23	53
2	0,45	0,8	1,5	2,8	5,0	11	26
4	0,23	0,40	0,76	1,4	2,5	5,6	13
6	0,15	0,27	0,50	0,94	1,7	3,8	8,4
8	0,11	0,20	0,38	0,70	1,3	2,8	6,3
10	0,09	0,16	0,30	0,56	1,0	2,3	5,1
12	0,08	0,13	0,25	0,47	0,83	1,9	4,2

Для определения теоретической шероховатости после обработки высокоскоростным фрезерованием поверхностей 2-го, 3-го... n-го порядка, являющихся составляющими сложно-пространственных деталей формула (1) будет меняться с учетом ряда факторов, таких как: радиус кривизны поверхности; угол наклона, заданный через параметры наклона поверхности и др. Сейчас этот вопрос требует дальнейшего изучения.

Области эффективного применения

HSM применяется при обработке пресформ на получистовых и чистовых операциях по упрочнённой стали (48-62 HRC) за короткое машинное время. Эта технология может также применяться для большинства других материалов при использовании правильного инструмента и прогрессивных методов обработки в следующих секторах промышленности:

- Промышленность, которая имеет дело с механообработкой алюминиевых сплавов для производства компонентов автомобилей, корпусов для приборов или медицинских устройств. Эта промышленность нуждается

в высокопроизводительном процессе удаления металла, потому что технологический процесс состоит из многих операций механообработки.

- Авиационно-космическая промышленность, в которой производится механообработка крупногабаритных деталей из алюминиевых сплавов, часто с тонкими стенками. Экономически выгодно выполнить все операции обработки за одну установку.

- Инструментальная промышленность, в которой требуется производить чистовую обработку твердых материалов. В этой отрасли важно обрабатывать детали с высокой скоростью и сохранить при этом высокую точность. Используя HSM, можно перепланировать процесс производства за счет сокращения стадий фрезерования электродов (ECM) и электроэрозионной обработки (EDM).

Заключение

Высокоскоростная обработка является высокоперспективным процессом. Возможность применения высоких технологий с использованием высокоскоростного оборудования и современной инструментальной оснастки открыло новые возможности в металлообрабатывающей промышленности, в том числе, и, получение качественно новых характеристик обрабатываемых деталей. Методы высокоскоростной обработки (HSM) обеспечивают существенную экономию при обработке закаленных материалов оформляющих элементов штампов и пресс-форм, при изготовлении которых возникает необходимость получения очень высокого качества рабочих поверхностей. Возможности в расширении номенклатуры обрабатываемых изделий высокоскоростным фрезерованием исследуются. Пути дальнейшего совершенствования высокоскоростной обработки: 1) увеличение скорости обработки; 2) увеличение подачи; 3) повышение точности обработки и качества поверхностного слоя, что в перспективе даст возможность отказаться от финишных операций и увеличит надёжность и долговечность обработанных деталей.

Прогнозирование и управление качеством поверхностного слоя обработанной детали в условиях HSC является важной задачей в современном машиностроении.

Список литературы: 1. С.В. Лукина, Ю. Б. Гуляев. Особенности высокоскоростной обработки с использованием сборных торцовых фрез// Справочник. Инженерный журнал №8, 2005, стр. 27-31 2. Г.П. Фетисов, М.Г. Карпман и др. Материаловедение и технология металлов: Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов / Под ред. Г.П. Фетисова. – М.: Высш. шк., 2001.– 638с.: ил. 3. А. Степанов. Высокоскоростное фрезерование в современном производстве// CAD/CAM/CAE observer №3, 2002 4. И. А. Дружинский. Сложные поверхности: Математическое описание и технологическое обеспечение: Справочник. – Л.: Машиностроение, Ленинград. Отд-ние, 1895. – 263 с.: ил. 5. Каталог металлорежущего инструмента компании SECO, 2008. – 169 с.: ил. 6. В.Н. Подураев. Резание труднообрабатываемых материалов. М.: «Высш. школа», 1974. – 587с.: ил. 7. Schulz H. Aspect in Cutting Mechanism in High Speed Cutting / H. Schulz, G. Spur // Annals of CIPR. 1989. V. 38. № 1. P. 51 - 54.

Поступило в редколлегию 15.03.10

А.В.КУПРИЯНОВ, канд. техн. наук, УИПА, г. Харьков

КОНТРОЛЬ ОПТИМАЛЬНОСТИ РАЗМЕРОВ

Запропоновано систему контролю, що спрямована на отримання деталей з близькими до оптимального розмірами. Гідність розміру має числове значення, що зменшується від максимального - одиниці, у міру віддалення дійсного розміру від оптимального. Запропонований і перевірений математичний апарат для побудови функції оптимальності розмірів. Показано, як розподіл оптимальності характеризує технологію виготовлення з точки зору якості.

The checking system built on the receipt of details with sizes near to optimum is offered. The usability of dimension has the numerical value decreasing from maximal - unity, as far as actual dimension locate from optimum one. A mathematical definition for function of optimum of dimensions is offered and tested. It is shown, as distributing of optimum characterizes quality of technology.

1. Введение

В машиностроении общепринят допусковый контроль размеров. Он подразумевает, что действительный размер детали должен находиться между двумя предельными допустимыми значениями, ограничивающими поле допуска. Если все размеры детали находятся в пределах полей их допусков, она считается годной. При таком контроле для производства не имеет значения, где находится среднearифметическое значение и велик ли разброс действительных размеров: даже если все размеры будут находиться на одной из границ поля допуска, брака нет.

С конструктивной точки зрения существует оптимальное значение размера, обеспечивающее наилучшие условия эксплуатации. Поэтому использование допускового контроля – уступка конструкторов технологам, вводимая потому, что из-за систематических и случайных погрешностей изготовления нельзя добиться оптимального размера для всех деталей партии.

Хотя на практике невозможно избежать погрешностей изготовления, можно построить систему контроля на принципе максимального приближения действительных размеров к оптимальному. Предлагается назвать такую систему контролем оптимальности размеров.

2. Семейство функций оптимальности размеров

С точки зрения эксплуатационных характеристик изделия цена отклонения действительного размера от оптимального может быть разной, также меняется характер изменения цены по мере удаления от оптимального значения. Для количественной оценки цены отклонения действительного размера от оптимального, предлагается использовать функцию оптимальности размеров $K(x)$, требования к которой:

1. Равенство 1 в значении оптимального размера.
2. Равенство 0 в двух значениях предельно допустимых значений, меньшего e_i и большего e_s оптимального соответственно (в частном случае это могут быть границы стандартного поля допуска).

3. Значение от 0 до 1 в пределах допустимых значений.
4. Отрицательность за пределами допустимых значений.
5. Показатель цены отклонения от оптимального значения размера изменяется в пределах от $\beta = 0$ до $\beta \rightarrow \infty$.

Рассмотрим подробнее влияние показателя цены отклонения от оптимального размера β на функцию оптимальности размеров $K(x)$. С точки зрения технологии изготовления, можно выделить следующие характерные диапазоны β :

1. При $\beta = 0$ цена отклонения от оптимального размера равна 0, и функция упрощается до традиционного допускового контроля (рис. 1а). Значение функции оптимальности размеров равно 1 в пределах поля допуска и стремится к $-\infty$ за его пределами. На границах поля допуска $[ei, es]$ наблюдается скачок функции.
2. При $0 < \beta < 0,5$ функция характеризует использование технологического запаса точности, при котором диапазон размеров с оптимальностью $K(x) = 1$ сужается от допустимых значений $[ei, es]$ до желательных $[ki, ks]$. При этом значения размеров за пределами $[ki, ks]$, но в пределах $[ei, es]$, могут иметь как $K(x) = 0$ (рис. 1б), когда они недопустимы, так и $0 < K(x) < 1$ (рис. 1в), когда они нежелательны.
3. Для $0,5 < \beta < 1$ только значение оптимального размера соответствует $K(x) = 1$ (рис. 1г). При удалении действительного размера от оптимального $K(x)$ уменьшается, в точках границ допустимых значений $K(x) = 0$, за их пределами $K(x) < 0$.
4. В случае $\beta = 1$ левая и правая половины функции оптимальности размеров линейны (рис. 1д). Это упрощает математическую задачу определения оптимальности действительного размера и построение функции распределения оптимальности размеров.
5. Для $\beta > 1$ функция оптимальности размеров имеет выпуклость вниз (рис. 1е). Такая её форма имеет ограниченный интерес для практики, поскольку трудно обеспечивается технологически, цена отклонения от оптимального размера очень велика. В предельном случае, когда $\beta \rightarrow \infty$, $K(x) = 1$ в значении оптимального размера, $K(x) = 0$ в пределах допустимых значений и $K(x) = -\infty$ за их пределами (рис. 1ж).

Таким образом, в предлагаемом контроле действительные размеры будут иметь безразмерное значение оптимальности, находящееся в пределах от 1 для совпадающих с оптимальным значением до отрицательных величин за пределами допустимых значений.

Функция оптимальности размеров с заданным β может использоваться для организации оплаты труда по принципу максимального приближения действительных размеров к оптимальному. В этом случае измеряются действительные размеры, и рабочему полагается оплата за каждую изготовленную деталь, пропорциональная значению функции оптимальности $K(x)$. При $K(x) < 0$ оплата отрицательна, т.е. рабочий штрафует. Этот подход может быть

признан целесообразным для ответственных деталей, ведь чаще рабочие могут получать размеры не просто в пределах допуска, но и в некотором интервале внутри поля допуска.

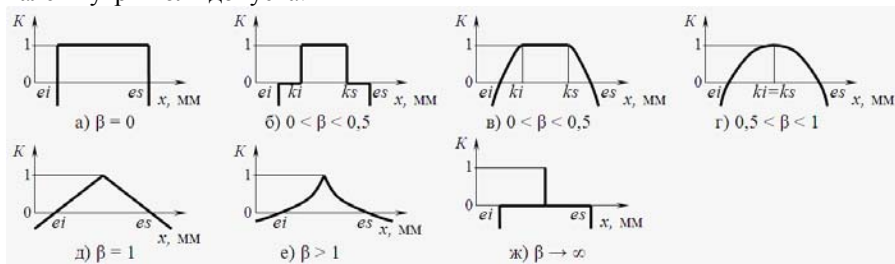


Рис. 1 – Семейство функций оптимальности размеров

3. Функция распределения оптимальности размеров

Для технологов важно оценить технологию изготовления и сделать выводы о её достаточности или недостаточности с точки зрения группирования действительных размеров относительно оптимального. Функция распределения оптимальности размеров P_k характеризует технологию изготовления деталей с точки зрения качества. На графике этой функции детали с размерами, близкими к оптимальному, располагаются в области близких к единице аргументов, положительные значения аргументов свидетельствуют о допустимости таких размеров, а отрицательные – о недопустимости.

Для получения распределения P_k для каждого значения на кривой распределения размеров (рис. 2, точка а), находится ее значение оптимальности (рис. 2, точка б), умножается на вероятность таких значений p и получается значение функции P_k . Близость точки максимума распределения оптимальности к 1 и высокая плотность свидетельствует о том, что полученные действительные размеры группируются вокруг оптимального, что свидетельствует о высоком качестве технологии изготовления. По мере удаления значения максимума распределения оптимальности от 1 и снижения её плотности качество технологии снижается, отрицательные значения свидетельствует о браке.

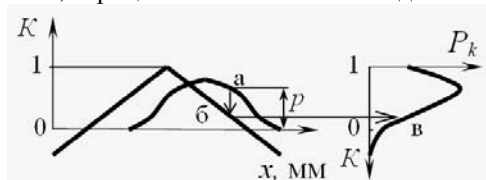


Рис. 2 – Последовательность определения распределения оптимальности размеров

4. Примеры функции распределения оптимальности размеров для различных по качеству технологий

Проиллюстрируем функцию распределение оптимальности P_k на примере размера $\varnothing 90F8^{+0,09}_{+0,036}$. Пусть значение оптимального размера совпадает с

серединой поля допуска и равно 90,063 мм. Функция оптимальности размеров выбрана линейной (рис. 1 д), и пересекающей ось абсцисс в границах поля допуска. Распределение размеров принято нормальным со среднеарифметическим значением a и среднеквадратическим отклонением σ . По оси абсцисс откладываются значения функции оптимальности, по оси ординат – вероятность получения деталей с такими значениями.

Рис. 3 а) иллюстрирует распределение оптимальности размеров для классического случая, когда центр кривой нормального распределения размеров совпадает с оптимальным $a = 90,063$ мм, разброс размеров в пределах 6σ равен полю допуска, при этом среднеквадратическое отклонение $\sigma = 0,009$ мм. Количество деталей с размерами близкими к оптимальному максимально, по мере отклонения от наибольшей оптимальности количество деталей уменьшается, достигая нулевых значений на границах поля допуска. За пределами положительной оптимальности деталей практически нет.

Рис. 3 б) иллюстрирует распределение оптимальности для случая изготовления со значительным технологическим запасом точности. Исходные данные: центр кривой распределения размеров такой, как и для рис. 3 а), среднеквадратическое отклонение уменьшено до $\sigma = 0,005$ мм. Таким образом, получаемые размеры сгруппированы около оптимального, а деталей с размерами, близкими к границам поля допуска, нет. Функция распределения оптимальности достигает нулевых значений при значениях оптимальности 0,5.

Рис. 3 в) и 3 г) построены для исходных данных, характеризующих технологию, при которой имеются детали с отрицательной оптимальностью, т.е. бракованные. На рис. 3 в) центр кривой распределения размеров смещен относительно оптимального значения и равен $a = 90,083$ мм, при этом среднеквадратическое отклонение $\sigma = 0,005$ мм. Подобные параметры распределения размеров деталей характерны для случая неправильной настройки станка, а точность изготовления достаточна. Основная часть деталей имеют значения оптимальности 0 - 0,6. Деталей с оптимальным размером практически нет, с то же время значительная часть деталей имеет отрицательные значения оптимальности, что свидетельствует о браке.

На рис. 3 г) центр кривой распределения размеров совпадает с оптимальным, но разброс размеров слишком велик, среднеквадратическое отклонение $\sigma = 0,012$ мм. Подобные параметры распределения размеров деталей характерны для случая недостаточной точности изготовления, а настройка станка правильная. Функция распределения оптимальности имеет максимум в области значений $K(x) = 1$, часть деталей имеют отрицательную оптимальность.

Значение функции распределения оптимальности размеров P_k в точке максимума отличается, причиной этому есть равенство единице интеграла по числовой оси от функции распределения, поэтому для более широкого графика распределения оптимальности максимум меньше, и наоборот.

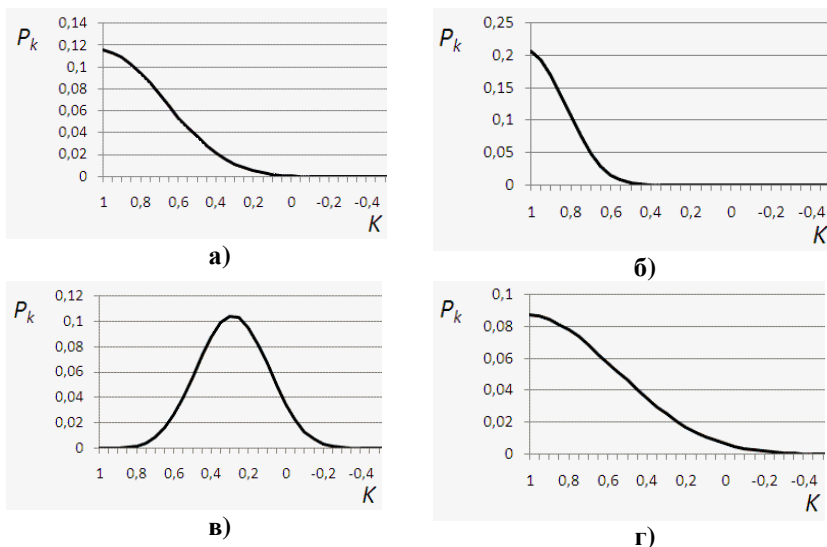


Рис. 3 – Примеры графиков распределения оптимальности

5. Построение функции оптимальности

Построение функции оптимальности не представляет сложности для случаев, когда все её части линейны (рис. 1 а, б, ж). Для случаев, когда её части нелинейны, необходимо установить функции этих частей.

Функция оптимальности может быть представлена системой:

$$K(x) = \begin{cases} K_i(x), & x \leq ki, \\ 1, & ki \leq x \leq ks, \\ K_s(x), & x \geq ks. \end{cases} \quad (1)$$

Используем полиномы второй степени для нелинейных участков на левой $K_i(x)$ и правой $K_s(x)$ частях функции оптимальности:

$$K_i(x) = d_1 x^2 + d_2 x + d_3, \quad (2)$$

$$K_s(x) = c_1 x^2 + c_2 x + c_3. \quad (3)$$

Известно, что первая производная функции задает тангенс угла ее наклона. Цена отклонения от оптимального размера β приобретает физический смысл параметра формы функции оптимальности. Поскольку функция оптимальности может быть несимметрична, введем два значения β_i и β_s , которые задают углы наклона функций $K_i(x)$ и $K_s(x)$ в точках границ желательных размеров ki и ks соответственно. Таким образом, функция оптимальности размеров $K(x)$ может быть построена при выполнении системы ограничений, которые могут быть представлены уравнениями:

$$K_i(x) = \begin{cases} K_i(ei) = d_1(ei)^2 + d_2(ei) + d_3 = 0, \\ K_i(ki) = d_1(ki)^2 + d_2(ki) + d_3 = 1, \\ K'_i(ki) = 2d_1(ki) + d_2 = \beta_i. \end{cases} \quad (4)$$

$$K_s(x) = \begin{cases} K_s(es) = c_1(es)^2 + c_2(es) + c_3 = 0, \\ K_s(ks) = c_1(ks)^2 + c_2(ks) + c_3 = 1, \\ K'_s(ks) = 2c_1(ks) + c_2 = -\beta_s. \end{cases} \quad (5)$$

Решив систему ограничений (4) и (5), получаем коэффициенты в полиномах (2) и (3):

$$d_1 = \frac{-1 - ei \beta_i + ki \beta_i}{(ei - ki)^2}, \quad d_2 = \frac{2ki + ei^2 \beta_i - ki^2 \beta_i}{(ei - ki)^2}, \quad d_3 = \frac{ei(ei - ei ki \beta_i + ki(-2 + ki \beta_i))}{(ei - ki)^2};$$

$$c_1 = \frac{-1 + es \beta_s - ks \beta_s}{(es - ks)^2}, \quad c_2 = \frac{2ks - es^2 \beta_s + ks^2 \beta_s}{(es - ks)^2}, \quad c_3 = \frac{es(es + es ks \beta_s - ks(2 + ks \beta_s))}{(es - ks)^2}.$$

При значении $\beta_i = 1 / (ki - ei)$ полином $K_i(x)$, а при значении $\beta_s = 1 / (es - ks)$ полином $K_s(x)$ упрощаются до прямых линий.

Проиллюстрируем построение функции оптимальности на примере размера $\varnothing 90F8 \begin{smallmatrix} +0,09 \\ +0,036 \end{smallmatrix}$. Диапазон желательных размеров $[ki, ks]$ примем $\varnothing 90 \begin{smallmatrix} +0,076 \\ +0,05 \end{smallmatrix}$. Полученная функция оптимальности для $\beta_l = \beta_r = 0,01$ показана на рис. 4 а), для $\beta_l = \beta_r = 100$ на рис. 4 б).

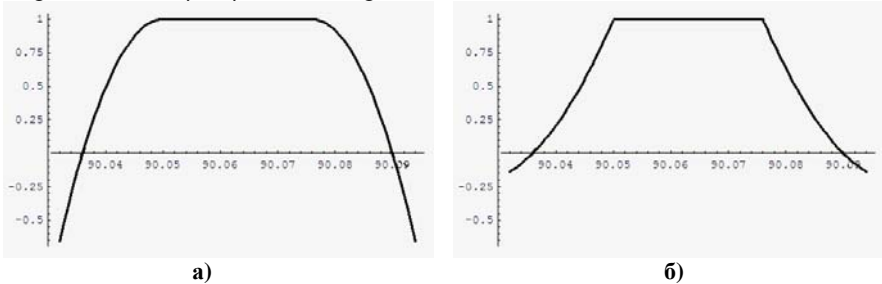


Рис. 4 – Примеры функции оптимальности

Выводы: 1. Предлагается система контроля размеров, в которой годность размера вместо двух дискретных значений «да», «нет» имеет числовое значение годности. 2. Система контроля более общая, чем существующая стандартная система допусков, и включает ее в виде частного случая. 3. Предлагаемая система направлена на изготовление большей доли деталей с близкими к оптимальному с точки зрения эксплуатации размерами, чем ближе действительный размер к оптимальному, тем выше значение годности. 4. Предлагается назвать данный показатель годности «оптимальностью размера». 5.

Числовое значение оптимальности находится в диапазоне от $-\infty$ (хуже) до 1 (лучше). Допустимые с точки зрения годности значения неотрицательны. 6. Предложено семейство функций, позволяющих численно оценить оптимальность размера, и получены формулы для построения этих функций. 7. Функция распределения оптимальности размеров характеризует качество технологии изготовления.

Поступила в редколлегию 11.03.2010

УДК 621.73.65

Е.И. ЯКОВЕНКО, А.А. ПЕРМЯКОВ, д-р тех. наук, (г. Харьков)

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ОБОРУДОВАНИЯ, ПОСТРОЕННОГО ПО АГРЕГАТИРОВАННОМУ ПРИНЦИПУ С ПОЗИЦИИ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА ИЗДЕЛИЯ

Дана стаття присвячена аналізу тенденцій розвитку виробництва з використанням агрегатованого обладнання щодо питань автоматизації та забезпеченню високої продуктивності виробництва шляхом аналізу життєвого циклу деталі як об'єкта виробництва. Розглянуто декілька прикладів використання втілення ідеї життєвого циклу обладнання у сучасних виробників та через розглядання життєвого циклу обладнання наведені чинники актуальності використання агрегатованого обладнання у сучасній промисловості. Також наведені можливі шляхи розв'язання конфлікту між гнучкістю та продуктивністю обладнання.

This article is an analysis of trends using aggregated production equipment on the issues of automation and high productivity by analyzing the details of the life cycle of a production facility. We consider several examples of embodiment of the life cycle of modern equipment manufacturers and through examination of the life cycle of equipment are the factors of relevance aggregated equipment in modern industry. There are some possible ways to resolve the conflict between flexibility and performance of equipment.

В условиях современной конкурентной ситуации рынка машиностроения понятия эффективности производства напрямую связаны с понятием жизненного цикла изделия. Так, с одной стороны, производитель тяготеет к сокращению (вводя на рынок все более наукоемкие товары) жизненного цикла изделия, что совместно с ускорением внедрения наукоемких технологий, ускоряет процесс «старения» товара, и как следствие, увеличивает спрос на товар; с другой стороны, стремление к уменьшению себестоимости изделий заставляют производителя учитывать не только «маркетинговые» составляющие понятия «жизненного цикла» изделия, но и задумываться о жизненном цикле оборудования, загрузка которого с производством этого изделия связана. Поэтому понятие жизненного цикла изделия становится очень важным при решении вопросов увеличения сбыта продукции и повышения эффективности работы промышленных предприятий.

Сложившиеся тенденции на рынке выдвигают с одной стороны - повышение требований к точности и качеству обработки деталей выпускаемых машин, а с другой - сокращение сроков производства изделий по неизменяемым чертежам, то есть переход от массового выпуска продукции к серийному с необходимостью повышения производительности труда и уменьшению сроков технической подготовки производства на базе существующего и перспективного оборудования.

Это создает предпосылки для формирования принципиально нового производства, сочетающего высокий уровень автоматизации и производительности характерных для массового производства, с гибкостью, присущей серийному производству. Такое производство выдвигает необходимость эффективного использования существующих моделей оборудования (как специального, так и универсального) и концептуального развития нового специального оборудования, соответствующего выдвигаемым требованиям. Это оборудование должно обладать способностью без остановки и при минимальных стоимостных, временных и овеществленных затратах переходить на выпуск новой продукции, удовлетворяя главному требованию - достижению максимальной экономической эффективности, то есть производству изделий с минимальными капитальными и текущими затратами. Наиболее эффективным видом технологического оборудования, применяемого в настоящее время в условиях современного производства, является универсальные и многоцелевые станки, работающие в автоматическом режиме, главные достоинства которых - высокая степень гибкости и полная автоматизация рабочего цикла. Однако у такого оборудования имеются и существенные недостатки – эти станки достаточно дороги и обеспечивают относительно небольшой рост производительности по сравнению с универсальными станками с ручным управлением только за счет автоматизации вспомогательных работ (по некоторым источникам в 1,5...2,8 раза). Это выдвигает необходимость при больших партиях организовывать параллельность выпуска изделий и использовать много дорогостоящего металлорежущего оборудования с ЧПУ, что резко увеличивает экономические затраты и себестоимость изделий.

Более эффективным путем совершенствования средств автоматизации машиностроительного производства при значительных объемах партии изделий, гарантирующим опережающий рост производительности по сравнению с увеличением экономических затрат на автоматизацию является повышение степени концентрации технологических переходов. Наиболее перспективным, с этой точки зрения, видом металлорежущего оборудования являются агрегатные станки и автоматические линии, отличающиеся максимально возможным уровнем концентрации технологических переходов и обеспечивающие превосходство по производительности над универсальными станками с ручным управлением в десятки раз. Однако они имеют очень низкий уровень переналаживаемости, хотя возможность оперативного изменения структуры агрегатного металлорежущего оборудования заложена в са-

мом принципе агрегатирования, предполагающем компоновку станков и систем из унифицированных агрегатов и устройств.

Попробуем проанализировать приведенные взгляды на автоматизацию с позиций анализа жизненного цикла изделия.

Исследования, проведенные журналом *Manufacturing Engineering* в США, показывают, что фактически такое оборудование, как автоматические линии в понятиях 80-х годов, больше не существует. В свое время это было наиболее прогрессивное оборудование крупносерийного и массового производства. По мере сокращения длительности жизненного цикла выпускаемых изделий необходимость окупаемости таких металлообрабатывающих «монстров» в течение всего лишь нескольких лет значительно уменьшала эффективность и экономичность использования такого оборудования, так как невозможность дальнейшего использования агрегатированного оборудования с жесткой связью вела к необходимости новых капитальных вложений [3]. Важно заметить, что данный вывод по своей идее не отрицает возможности использования агрегатированного оборудования, а лишь указывает на моральное устаревание оборудования с жесткой связью и без возможности переналадки для выпуска других изделий.

Сегодня у станков и систем машиностроительного производства срок службы составляет 8-12 лет. Может случиться, что новые поколения продукции, которые должны быть изготовлены на старом оборудовании, превышают возможности старых станков.

Чтобы преодолеть эти ограничения, компании хотят вкладывать капитал в гибкие и переналаживаемые станки, которые предлагают большую вариативность обработки за минимальное установленное время переналадки. Операция таких многофункциональных и гибких станков могла бы быть неэффективной с финансовой точки зрения, так как многие маленькие и средние производственные фирмы станкостроения не могут предсказать их технологические процессы с точки зрения объектов обработки. Тогда цель инвестиционного планирования должна состоять в том, чтобы оценить станки, которые будут установлены с точки зрения их возможностей и рентабельности. По утверждению многочисленных исследователей, в ближайшее время суммарные расходы жизненного цикла оборудования будут выходить на первый план и иметь все более и более существенное значение.

В процессе создания высокоэффективного оборудования для конкретных условий производства станкостроительным компаниям приходится решать сложную задачу разрешения противоречия между высокой производительностью специального многопозиционного многоинструментного оборудования и его низкой переналаживаемостью и гибкостью с одной стороны и относительной невысокой производительностью и быстрой переналаживаемостью многофункциональных станков.

В частности, Переконфигурируемые Производственные Системы (ППС) (или в международной терминологии *Reconfigurable Manufacturing*

System – RMS) обладают шестью основными особенностями: модульность, интегрируемость, настраиваемая гибкость, масштабируемость, обратимость и диагностируемость. Эти особенности относятся как ко всей производственной системе, так и к некоторым компонентам – переконфигурируемым станкам [1].

Говоря о создании высокоэффективного оборудования вообще, разрешение противоречий между гибкостью и производительностью оборудования идет несколькими путями:

- создание переналаживаемых станков и автоматических линий, на базе существующих принципов агрегатного станкостроения;
- создание модульных систем традиционной компоновки на основе определенного модельного ряда базовых комплектующих элементов, оснащенных системами ЧПУ для обеспечения однотипности конструктивных решений и быстрой переналаживаемости;
- создание металлообрабатывающих систем на основе координатно-управляемых базовых элементов.

Еще одним вариантом разрешения такого противоречия можно считать создание многономенклатурных станков, построенных по агрегатированному принципу. Степень гибкости при переналадке такого оборудования может быть довольно высокой. Причем варианты этой переналадки достаточно разнообразны от переналадки приспособлений (замена базовых элементов и узлов зажима) и шпиндельных узлов (использование шпиндельной оснастки с регулируемым положением шпинделей) до их полной замены. Существуют достаточно способов организации замены многошпиндельных коробок, благодаря которым, можно подобрать необходимый вариант технологической компоновки, ее конструкторскую реализацию и степень автоматизации агрегатного оборудования на стадии проектирования. На стадии реконструкции оборудования использование рассмотренных выше элементов несколько затруднительно, так как станков и автоматических линий, выпущенных с использованием таких технических решений, еще не много и они не нуждаются в модернизации, так как ориентированы уже на определенную гибкость. Примером конструкции такого агрегатного станка является ПАС-1-2 производства завода «Станкоагрегат», Россия.

Станок предназначен для многошпиндельной обработки деталей любого типа и из любых материалов, габариты которых не превышают 600x500x400 мм, вес с палетой до 400 кг. Применение станка рационально также для обработки небольших по габариту деталей с небольшим количеством отверстий, каждое из которых обрабатывается в несколько переходов. В таком случае обрабатывается одновременно несколько деталей.

Интересным примером обеспечения такой гибкости является линия фирмы “Cincinnati Lamb”, которая предлагает использовать компоновку автоматической линии (высокоуровневой технологической системы по опреде-

лению фирмы), основой которой обычно является четырех позиционный агрегатный станок.

Одна из позиций этого станка является загрузочной, а три другие позиции оснащены силовыми агрегатами на базе силовых столов имеющих две координаты перемещения в плоскости параллельной плоскости стола. Шпиндельные коробки сменные и хранятся в специальных магазинах (до 4 штук) расположенных непосредственно за рабочей позицией обработки. В этом случае сохраняются основные преимущества агрегатных станков (многоинструментная обработка) и обрабатывающих центров (гибкость).

Сотрудники исследовательской лаборатории корпорации Mori Seiki Co., Ltd., выпускающей более 700 многооперационных станков в год, утверждают, что гибкие производственные системы для массового производства, такого, как производство автомобилей и запасных частей к ним, все более и более востребовано в настоящее время из-за постоянно сокращающегося жизненного цикла всех индустриальных продуктов. [2]. Поточная линия, построенная на базе обрабатывающих центров высокой эффективности, привлекла большое внимание автомобильных производителей так же, как и поставщиков автомобильных запасных частей. Чтобы приспособить эту технологическую тенденцию к потребности рынка, необходимо развивать структуру станка, которая сможет выполнять основные концептуальные требования такого оборудования, такие как гибкость, надежность и производительность для массового производства. В поточной линии сложность лучше всего выражена, когда есть ряд взаимозаменяемых единиц механической обработки отличающейся переналадкой, такой как горизонтальная механическая обработка, вертикальная механическая обработка и поворотная обработка. Практически, это означает, что можно добавить или убрать станки из поточной линии или заменить другими станками с другой переналадкой. Чем легче может быть достигнута эта замена, тем более свободно могут быть произведены изменения, чтобы гарантировать максимальную производительность и минимум изменений уровня производства. Этому способствует модульный принцип конструирования станков

Одновременно с этим все больше внимания уделяется развитию не только конструкции станков вообще, но и совершенствованию конкретных узлов, в частности, все более широкое распространение в современном станкостроении получают шпиндельные узлы с так называемой «параллельной кинематикой». «Параллельная кинематика» реализует концепцию управления координатным положением шпиндельного узла за счет специальных механизмов (механических или гидравлических); определенное применение получили унифицированные многошпиндельные головки, серийно выпускаемые рядом европейских компаний; для высокопроизводительного оборудования разрабатывается и внедряется специальный режущий инструмент, и проч.

Приведенные примеры использования, развития и совершенствования агрегатированного оборудования прежде всего указывают на два фактора:

- отрасль станкостроения, основанная на применении агрегатно-модульного принципа построения оборудования, все еще достаточно востребована на рынке;

- применение современных подходов в условиях обостряющейся конкурентной борьбы производителей и «гонкой» за производительностью и снижением себестоимости товара указывает на необходимость использования CALS технологий и анализа жизненного цикла оборудования и изделий в модернизации производства.

Одним из способов реализации задачи по обеспечению высокой производительности машиностроительных предприятий автор статьи видит прежде всего в увеличении жизненного цикла (агрегатированного) оборудования. В частности, предлагается разработать организационную систему поддержки жизненного цикла оборудования с применением модульного принципа при проектировании оборудования, которая позволила бы обеспечить достаточную гибкость и производительность путем решения следующих задач:

- установить и исследовать параметры объектов обработки оказывающих наибольшее влияние на выбор универсального и специального металлообрабатывающего оборудования и установить минимальный набор параметров для классификации оборудования с позиций его дальнейшего использования;

- применить разработанные или новую методику оценки эффективности использования различных типов оборудования на основе критерия технологической себестоимости при проектировании нового оборудования или при выборе оборудования для решения производственных задач;

- разработать варианты реинжиниринга существующего оборудования, построенного по агрегатированному принципу с целью продления его жизненного цикла.

Список литературы: 1. *Карпуть В.Е.* Анализ автоматизированных технологических систем по интенсивности формообразования // Резание и инструмент. – Вып. 36. – Харьков: Вища шк., 1986 – с. 61 – 65. 2. Reconfigurable Machine Tools for Mass Production. *Kazuyuki Hiramoto, Masahiko Mori, Mori Seiki Co., Ltd, Nagoya* // Japan 1DTL Mori Seiki Inc. California, USA, 2002. -26P. 3. Reconfigurable Manufacturing System and Their Enabling Technologies. *Mehrabi, M.G., Ulsoy A.G.* //2000 International J. of Manufacturing Technology and Management, Vol. 1, No. 1, pp. 113 – 130. 4. Rapid reconfiguration of machine-tools for holonic manufacturing system, *Strasser T., Fessel K.*, and other, Profactor Research, Austria. 2003. – 46P. 5. *Гаврылюк Ю.П.* Структурно – компоновочный синтез многономенклатурных агрегатных станков // дис. на соиск. уч. степ. к.т.н. – Харьков: 1998. – 221 с. 6. Life – cycle oriented development of machine tools- *C. Mohring, D. Lange, H. Noske*, University of Hannover, Institute for Production Engineering and Machine Tools, Germany // Artis GmbH, Germany - Ingenieurburo Dr. Noske, Germany. 7. *Карпуть В.Е., Костандинов К.Я.* Проблемы повышения эффективности гибких производственных систем механообработки // Вестн. Харьк. Политехн. ин – та, N273. Автоматизация производственных процессов в машиностроении. – Вып. 1. – Харьков: Основа, 1990. – с. 61 – 63.

Поступила в редколлегию 25.03.10

Г.Л. ХАВІН, канд. техн. наук, НТУ «ХПІ», м. Харків

АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ СВЕРДЛЕННЯ ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

The order of interaction between cutting tool and reinforced composite material for drilling process is considered. The present-day drilling fracture models of laminate composite materials are presented. The possibility use of different tools and their wearing for drilling are analysed.

Рассмотрен механизм взаимодействия между инструментом и материалом при сверлении полимерных композиционных материалов. Приведены современные модели разрушения слоистых композитов при сверлении. Анализируется возможность применения различных инструментов и их изнашивание в процессе обработки.

Розглянуто механізм взаємодії між інструментом та матеріалом при свердленні полімерних композиційних матеріалів. Надані сучасні моделі руйнування багатошарових композитів при свердленні. Аналізується можливість застосування різних інструментів та їх зношування в процесі обробки.

Свердлення полімерних композиційних матеріалів (ПКМ) є найбільш розповсюдженою операцією їх механічної обробки. У більшості випадків ця операція проводиться твердосплавними або алмазними свердлами. В процесі обробки зношування інструменту і якість отворів значною мірою залежать від марки ПКМ, його армування та інше. Вимоги до якості отворів, як правило, не дуже високі, і відповідають $R_z \geq 20$ мкм.

В силу того, що ПКМ неоднорідні та анізотропні їх свердлення дуже специфічне і, у більшості випадків, супроводжується наявністю пошкоджень навкруги отворів. До дефектів обробки також відносять розшарування між шарами, виривання джгутів або ниток армування, утворення міжшарових тріщин або температурні ушкодження (прижоги) [1]. Наявність цих дефектів впливає не тільки на несучу спроможність, але і на надійність виробу в цілому [2]. Одним з найбільш важливим і впливовішим фактором у появі дефектів є зношування інструменту (свердел) за рахунок абразивної дії твердих складових ПКМ [3].

Ряд авторів [4] після проведення багатьох експериментів по різанню одне спрямованих вугле- та склопластиків прийшли до висновку, що механічна обробка таких матеріалів є послідовність руйнувань, що утворює стружку надлому. При цьому процес руйнування йде практично без будь-яких пластичних деформацій і має крихкий характер.

Для інтенсифікації процесу свердлення та одержання гарантованої якості отворів були запропоновані різні засоби. По-перш усього, ці заходи пов'язані з геометрією інструменту. Так в роботі [5] було запропоновано використати від 3 до 6 ріжучих крайок для того, щоби збільшити довжину контакту між інструментом та матеріалом. Кут між ріжучою крайкою та віссю

інструменту був 118° для головних ріжучих крайок и малий головний передній кут. До то ж поперечна ріжуча крайка повинна бути як можна менш. Рекомендовано попереднє за свердлення для нейтралізації ефекту поперечної крайки.

Другими мірами що можуть привести до зниження розшарування, це комплекс дій по регулюванню подачею. Цей комплекс мір знайшов широке застосування у свердильних верстатах з ЧПУ. Наприклад у [6] впроваджено метод спіральної подачі, що приводить до зниження розшарування та ворсистості у виробках. Так у [7] запропоновано керування осьовою силою на основі нейронних сітей для мінімізації розшарування шліхом керування подачею. В роботі [2] описано орбітальний метод свердлення, де отвори обробляються уздовж осі і радіально. Цей метод усуває постійний центр інструменту і, таким чином, зменшує осьову силу.

У роботі [2] було розглянуто вплив технологічних параметрів на ріжучий тиск, розшарування та енергію різання в вуглецевих нитках армування. Автори заключили, що подача має дуже великий вплив на осьову силу, кількість та величина ушкоджень збільшується із зростанням подачі. У [9] було проаналізовано вплив підкладки під вироби у процесі свердлення на розшарування багатошарових композитів. Використовувалось свердла двох геометричних конфігурацій – пиловидне та трубчате. Наведені результати показали, що застосування підкладаємої пластини збільшує критичну осьову силу, що дозволяє використовувати більш високу подачі. У іншій роботі [10] автори здійснили серію експериментів для доказу переваг використання спеціального свердла. Базуючись на експериментальному огляді можна зробити висновок, що під тип свердла можна знайти достатньо високу подачу при гарантованій якості обробки отвору. В роботі [11] дослідили зміни величини осьової сили за час свердлення. Було запропоновано математичну модель для обчислення критичної сили для того, щоби здійснювати вибір осьової сили безпосередньо під порогом критичної сили.

Автором [12] були проведені дослідження по впливу наявності попереднього отвору на зменшення розшарування при використанні трубчатих свердел. Попередній отвір виключає ефект поперечної ріжучої крайки і значно зменшує розшарування. Відношення попереднього отвору до діаметру є параметр управління свердленням. Було обґрунтовано оптимальне співвідношення 0,85 для використання найбільш високої подачі 0,012 мм/об.

В роботі [13] автори порівняли дію трьох різних типів свердел: карбід-вольфрамових, нітрид титану та алмазоподібний вуглець, які були з покриттям і без нього. Використання покриття не дало будь-яких суттєвих результатів при обробці вуглець-епоксидного ламінату ні по зниженню дефектів, ні по зносу інструменту.

Заслугове уваги дослідження, що надані в роботі [14], де авторами було проведено багато експериментів по пошуку такої схеми обробки, що дасть можливість запобігти розшарування (лушцінню) на вході в плиту і розпушенню на виході.

Головною проблемою при свердленні шарових композиційних матеріалів є усунення дефектів пов'язаних з розшаруванням (луцінням) матеріалу на вході свердла і витиснення (розшарування) на виході. У рішенні цієї проблеми фундаментальним є формулювання механізму руйнування і побудова його математичної моделі.

Найбільше розповсюдження одержала кількісна модель, що базується на руйнуванні розшаруванням, яка була запроваджена Hocheng и Dharan [15]. Розглядались два різних механізми, які відповідають розшаруванню у витисненні на виході і шелушинню на вході. Ця модель пов'язана з визначенням пошкодження шарового матеріалу з параметрами свердлення та властивостями композиційного матеріалу, тобто з критичною силою яка забезпечує початок руху тріщини для виходу і виходу.

Фізичні процеси на вході свердла, тобто при навантаженні, пов'язані з силовою дією інструменту, місцевою контактною взаємодією і контактним руйнуванням, зносом і частковим розігрівом інструменту. Для крихких матеріалів це зародження і зростання радіальних та кільцевих тріщин, їх взаємодія і вихід на вільну поверхню. При подальшому навантаженні матеріал шарів спіральньо закручується, що викликає розшарування, розділ шарів та їх руйнування. Інтенсивність цього явища найбільш сильно залежить від подачі та зношування свердла.

Руйнування на виході свердла є наслідком зародження та зростання міжшарових тріщин. Цей процес визначається фізичними властивостями наповнювача та полімеру і адгезійним зв'язком між ними. Фактично цей дефект є наслідком силової дії (за рахунок осьової сили) інструменту.

Модель Hocheng и Dharan [15] побудована в межах лінійної механіки руйнування. Критична сила руйнування на виході, відповідно цієї моделі має вигляд

$$F_a = \pi \sqrt{\frac{8G_{IC}EH^3}{3(1-\nu^2)}} \left(\frac{h}{H}\right)^{\frac{3}{2}}, \quad (1)$$

та критична сила різання для початку руйнування на вході

$$F_c = k_{slope} \pi \sqrt{\frac{8G_{IC}EH^3}{3(1-\nu^2)}} \left(1 - \frac{h}{H}\right)^{\frac{3}{2}}, \quad (2)$$

де H - товщина слоїстого пластику;

h - недорізана глибина під інструментом;

G_{IC} - критична енергія інтенсивності звільнення тріщини;

E - модуль пружності;

ν - коефіцієнт Пуассона;

k_{slope} - постійна, що визначається величинами λ (кут нахилу вершини свердла) і μ (коефіцієнтом тертя між інструментом і матеріалом, що обробляється).

З іншого боку для сил різання відоме емпіричне співвідношення [16], яке після обробки експериментальних даних має вигляд

$$F = K_1 (sd)^{1-n} + K_2 d^2, \quad (3)$$

$$M = K_3 s^{1-n} d^{2-n}, \quad (4)$$

де F - осьова сила, Н; M - крутний момент, Н·м; d - діаметр свердла, мм; s - подача, мм/об; n , K_1 , K_2 і K_3 - постійні, що необхідно визначити. Зазвичай величина n визначається шляхом застосування теорії розмірності для свердлення, як кут нахилу лінії регресії, що побудована по усім експериментальним точкам, у координатах $\log u - \log(fd)$. Якщо ця величина відома, то величини K_1 , K_2 і K_3 можуть бути визначені графічно з експериментальних даних. Наприклад такі дані з роботи [17] надані у табл.1 для вуглецевого пластику на епоксидному в'язучому.

За допомогою формул (3),(4) були підраховані осьова сила та крутний момент для подачі $s=0,1$ мм/об, та свердла діаметром 9,5 мм, для яких наведені експериментальні дані у роботі [18]. Значення, обчислені за цими формулами, дорівнюють $F=7,276$ Н та $M=0,061$ Н·м.

Таблиця 1 - Величини n , K_1 , K_2 і K_3 , що визначені графічно

Параметр	n	K_1	K_2	K_3
Величина	0,3406	40,77	-0,3561	0,0066

Ці величини були підраховані за формулами з роботи [19]:

$$F = C_p \cdot D^{x_p} \cdot s^{y_p} \cdot K_p,$$

$$K_p = K_{ph} \cdot K_{p\phi} \cdot K_{p\alpha} \cdot K_{pr} = 1,$$

$$M = C_m \cdot D^{x_m} \cdot s^{y_m} \cdot K_m,$$

$$K_m = K_{hm} \cdot K_{\phi m} = 1,$$

де для вуглепластику $C_p = 79,8$, $x_p = 1,02$, $y_p = 0,85$, $C_m = 21 \cdot 10^{-2}$, $x_m = 1,55$, $y_m = 0,97$;

$$F = 79,8 \cdot 9,5^{1,02} \cdot 0,1^{0,85} = 112 \text{ Н},$$

$$M = 19,8 \cdot 10^{-2} \cdot 9,5^{1,55} \cdot 0,1^{0,97} = 0,695 \text{ , Н}\cdot\text{м.}$$

Порівняння значень цих величин має місце різниця у 10-15 разів, що наводить на думку про непридатність для реальних розрахунків обох формул.

При свердленні ПКМ необхідно виконувати ряд вимог, що визначаються особливостями обробки цих матеріалів: ні в якому разі не допускається наявність прижогів обробленої поверхні; зношування інструменту здійснюється по задній поверхні і у кутах, і не повинно перевищувати характерну величину для обробки даного матеріалу заданим інструментом (від 0,1 мм до 0,15 мм); якщо сколювання та відшарування крайок отворів припускається, то у загальному випадку воно не повинно перевищувати 0,5 мм; після свердлення отворів має місце усадка, тобто зменшення його діаметру.

Роботу виконано за проектом М2307, що фінансується міністерством освіти та науки України.

Список літератури: **1.** Wern C.W., Ramulu M., Shukla A., Investigation of Stresses in the Orthogonal Cutting of Fibre-Reinforced Plastics // *Experimental Mechanics*, 1994. -pp 33 – 41. **2.** Persson E., Eriksson I., Zackrisson L. Effects of hole machining defects on strength and fatigue life of composite laminates // *Composites*, 1997. - A, 28. - pp 141-151. **3.** Abrate S. Machining of Composite Materials // *Composites Engineering Handbook*/ P. K. Mallick, Marcel Dekker, New York, 1997. - pp 777 - 809. **4.** Koplev A., Lystrup A., Vorm T. The cutting process, chips, and cutting forces in machining CFRP // *Composites*, 1983. – 14. pp 371-376. **5.** Experimental analysis of drilling damage in thin carbon/epoxy plate using special drills / Piquet R., Ferret B., Lachaud F. and Swider P. // *Composites*, 2000.-A, 31. - pp 1107-1115. **6.** Park K.Y., Choi J.H., Lee D.G. Delamination free and high efficiency drilling of carbon fibre reinforced plastics // *J. of Composite Materials*, 1995. -29. - pp 1988-2002. **7.** Stone R., Krishnamurthy K.A Neural Network Thrust Force Controller to Minimize Delamination During Drilling of Graphite-Epoxy Composites // *Int. J. Machine Tools and Manufacture*, 1996. - 36.- pp 985-1003. **8.** Davim J.P. and Reis P. Drilling carbon fibre reinforced plastics manufactured by autoclave – experimental and statistical study // *Materials and design*, 2003.-24. - pp 315-324. **9.** Tsao C.C., Hocheng H. Effects of exit back-up on delamination in drilling composite materials using a saw drill and a core drill // *Int. J. of Machine Tools & Manufacture*, 2005 -45. - pp 1261-1270. **10.** Hocheng H., Tsao C.C. Effects of special drill bits on drilling-induced delamination of composite materials // *Int. J. of Machine Tools & Manufacture*, 2006.- 46. - pp 1403-1416. **11.** Fernandes M., Cook C. // Drilling of carbon composites using a one shot drill bit. Part II: Empirical modelling of maximum thrust force // *Int. J. of Machine Tools & Manufacture*, 2006. – 46. – pp. 76-79. **12.** Tsao C.C. The effect of pilot hole on delamination when core drilling composite materials // *Int. J. of Machine Tools & Manufacture*, 2006. – 46. - pp 1653-1661. **13.** Murphy C., Byrne G., Gilchrist, M. D. The performance of coated tungsten carbide drills when machining carbon fibre-reinforced epoxy composite materials / *Proc Instn Mech Engrs*, 2001. – 216, Part B. – pp.143-152. **14.** Dharan C.H.K., Won M.S. Machining parameters for an intelligent machining system for composite laminates // *Int. J. of Machine Tools and Manufacture*, 2000.-39. – pp. 415-426. **15.** Hocheng H., Dharan C.K.H. Delamination during drilling in composite Laminates // *J. of Engineering for Industry*, 1995. -112. – pp. 236-239. **16.** C. K. H. Dharan, M. Tomizuka, M. S. Won, M. Ozaki, and Y. Sheng, "Integration of Machine Control Schemes in the Machining of Composite Materials," 3rd Intl. Conf. on Integrated Design & Process Tech., ASME Engg. Syst. Design & Analysis Conference, Berlin, Germany, pp.294-301, 1998. **17.** Drilling of Composite Materials // Online version of Wollongong University, 2004. **18.** Буловский П.И., Петрова Н.А. Механическая обработка стеклопластиков. – Л.: Машиностроение, 1969.- 152 с. **19.** Степанов А.А. Обработка резанием высокопрочных композиционных полимерных материалов. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987.- 176 с.

Надійшло до редколегії 15 .03.2010 р.

О.Ю.ПРИХОДЬКО, канд. техн. наук, **М. І. ГАСАНОВ**, канд. техн. наук,
С.Є.СЛІПЧЕНКО, НТУ «ХПИ», м. Харків

ДО ПИТАННЯ ЗАСТОСУВАННЯ НЕЙРОННИХ МЕРЕЖ ПРИ КЕРУВАННІ ТЕХНОЛОГІЧНИМ УСТАТКУВАННЯМ

У статті розглядається особливість використання в якості одного з методів керування устаткуванням нейронних мереж. З використанням методу нейронних мереж зроблена спроба прогнозування поведінки шарикової-гвинтової пари з урахуванням мінливості її основних характеристик.

В статье рассматривается особенность использования в качестве одного из методов управления оборудованием нейронных сетей. С использованием метода нейронных сетей сделана попытка прогнозирования поведения шариковинтовой пары с учетом изменчивости ее основных характеристик.

In article feature of use one of management methods is considered by the equipment of neural networks. With use of a method of neural networks attempt of forecasting of behaviour a ball of screw pair taking into account variability of its basic characteristics is made.

Сьогодні в машинобудуванні застосовуються верстати й інструмент, що дозволяють вести обробку на високих швидкостях з великими подачами, у багатьох галузях переважає одиничне і дрібносерійне виробництво, деталі мають формотворні поверхні складної форми. У таких умовах існуючі способи керування верстатами стають малоефективними. Одним з нових методів керування устаткуванням, що здобуває усе більше поширення на заході, є керування на основі нейронних мереж.

Необхідним здалося виконати порівняння цього методу з іншими методами керування і розглянути можливість застосування його в системах керування верстатами для підвищення якості обробки. Теорія сучасного керування (адаптивного й оптимального), і теорія класичного керування в значній мірі базувалися на ідеї лінеаризації систем. Для їхнього практичного застосування була потрібна розробка математичних моделей. У дійсності ж якщо і вдається побудувати модель, що точно демонструє зв'язок між виходом і входом системи, то вона часто виявляється непридатною для цілей керування. Практично прийнятними можуть бути тільки моделі з низькою чутливістю по параметрах, що складно забезпечити для нелінійних систем.

Найбільш широке застосування одержали статистичні моделі керування (модель авторегресії) і адаптивне керування. Достойнство статистичних моделей у їхній простоті і можливості перевірки на адекватність шляхом дослідження частотних характеристик з використанням спектрального аналізу. За допомогою такого методу можна досліджувати поведінку конструкції у визначеному діапазоні частот шляхом аналізу частотних характеристик методами класичної теорії керування. До недоліків відносяться: недостатня точ-

ність і відсутність у використовуваних перемінних і параметрів фізичного змісту.

Адаптивне керування ґрунтується на математичних моделях, що описують фізичні процеси і явища. Вплив на керований процес ведеться відповідно до цільової функції — закону керування, спрямованого на досягнення і підтримку найбільш ефективного значення якого-небудь параметра (собівартість, знос інструмента і т.д.).

До адаптивного керування відносяться керування із самонастроюванням, що узагальнено-прогнозує керування і керування на основі нечіткої логіки. Усі ці способи керування знайшли застосування в різних технічних системах, але не одержали широкого поширення з ряду причин. Основними недоліками даного типу керування є його мала гнучкість: при змінах в об'єкті чи керування в зовнішніх умовах потрібно перебудовувати модель і визначати для неї новий закон керування. Таким чином, потрібно постійно «вручну» визначати адекватність математичної моделі.

Альтернативою існуючим системам керування є штучні нейронні *мережі* (НМ). Як указувалося вище, НМ є математичним аналогом біологічних нейронів мозку. Докладно математичний апарат НМ описаний у роботах [1, 2]. НМ засновані на об'єднаній теоремі Колмогорова-Арнольда-Хехт-Нильсена [3, 4] з якої, зокрема, випливає що для будь-якого алгоритму існує НМ, що його реалізує. Що говорить про те, що НМ є універсальними обчислювальними засобами для апроксимації функцій.

Перевагами НМ перед традиційними системами керування є:

1. НМ можуть навчатися будь-як функціям, важливий тільки обсяг наданих даних і вибір правильної нейронної моделі. Таким чином НМ дозволяють уникнути використання складного математичного апарата;

2. Використання нелінійних функцій активації в нейронних мережах дозволяє реалізувати задачі з істотними нелінійностями;

3. НМ є самонавчальними системами. Це означає можливість здійснювати керування в умовах істотних нелінійностей;

4. Високий ступінь паралельності НМ забезпечує високу продуктивність обчислень;

5. Архітектура рівнобіжної обробки дозволяє НМ функціонувати навіть при ушкодженні окремих елементів мережі.

З цього випливає, що нейронні мережі мають великі перспективи в області керування складним технологічним устаткуванням.

Якість обробки на верстатах нерозривно зв'язана з точністю позиціонування робочих органів. Одним з механізмів, що забезпечують точність позиціонування на верстатах з ЧПК є шарикогвинтова пара (ШГП). Тому прогнозування точності її роботи і внесення відповідних виправлень у керування зв'язано з вихідною точністю верстата.

Відомо, про застосування НМ у задачах адаптивного керування різним промисловим устаткуванням. Так пропонується використовувати НМ у системах адаптивного керування для оцінки стану процесу різання за резуль-

татами непрямих вимірів [5]. Ґрунтуючись на висновках зроблених у цій роботі, була почата спроба прогнозування поведінки ШГП з урахуванням мінливості її основних характеристик (жорсткості, тертя, моментів інерції частин, що рухаються.). Вихідні дані для виконання аналізу були отримані по математичній моделі описаної в [6], що у загальному виді виглядає так:

$$q = \frac{1}{a \cdot k^*} \int F(t) e^{-h(t-\tau)} \cdot \sin k^*(t-\tau) dt \quad (1)$$

де q - лінійне переміщення гайки; a - узагальнений момент інерції системи; k^* - частота коливання системи; h - коефіцієнт, що характеризує в'язкість системи; $F(t)$ - момент, що крутить; t - час дії моменту, що крутить.

Спочатку був виконаний вибір архітектури і проведено навчання мережі. Задача вибору архітектури мережі для більшості мереж є неформалізованою. Для розрахунку числа нейронів на схованих рівнях мережі скористалися наступною формулою:

$$\frac{N_y N_p}{1 + \log_2(N_p)} \leq N_w \leq N_y \left(\frac{N_p}{N_x} + 1 \right) \cdot (N_x + N_y + 1) + N_y \quad (2)$$

де N_x - розмірність вхідного сигналу; N_y - розмірність вихідного сигналу; N_p - число елементів навчальної вибірки.

N_p , N_x і N_y визначилися з умови експерименту. Експеримент проводився з допущеннями, що узагальнені коефіцієнти жорсткості й інерції є змінними параметрами і можуть мінятися по нормальному закону розподілу в межах 1%, узагальнений коефіцієнт тертя може мінятися за тим же законом в межах 5%. Зроблено це було для внесення зашумлення в робочий сигнал. Відповідно до математичної моделі були отримані вхідні і вихідні параметри ШГП. Вхідні - час дії моменту і його величина, вихідний параметр - переміщення гайки.

Число елементів навчальної вибірки вийшло:

$$N_p = N_1 \times N_2 \times N_3 \quad (3)$$

де N_1 - число різних значень моменту, що крутить, ($N_1 = 5$); N_2 - різні значення часу підведення моменту ($N_2 = 4$); Число різних значень переміщення гайки (з урахуванням мінливості внутрішніх параметрів ШГП) $N_3 = 25$.

Одержали розмір навчальної вибірки $N_p = 500$, розмірність вхідного і вихідного сигналу $N_x = 2$ і $N_y = 1$. Обчислене по (1) значення мінімального числа нейронів на схованому рівні $N_w = 15$, максимального $N_w = 335$. Була прийнята архітектура мережі з двома схованими шарами з 12 нейронами на першому і 3 нейронами на другому (рис. 1).

У програмі «Mathcad» по математичній моделі були отримані вхідні і вихідні значення навчальної вибірки. Після цього була проведена нормалізація отриманих даних і приведення їх до одного діапазону. Це було зроблено для того, щоб зрівноважити вплив кожного з параметрів на вихідний параметр мережі. Після цього в програмі «Neuro Office» (спеціалізований умовно-безкоштовний пакет по проектуванню і моделюванню роботи НМ) по отриманим даним була побудована нейронна мережа.

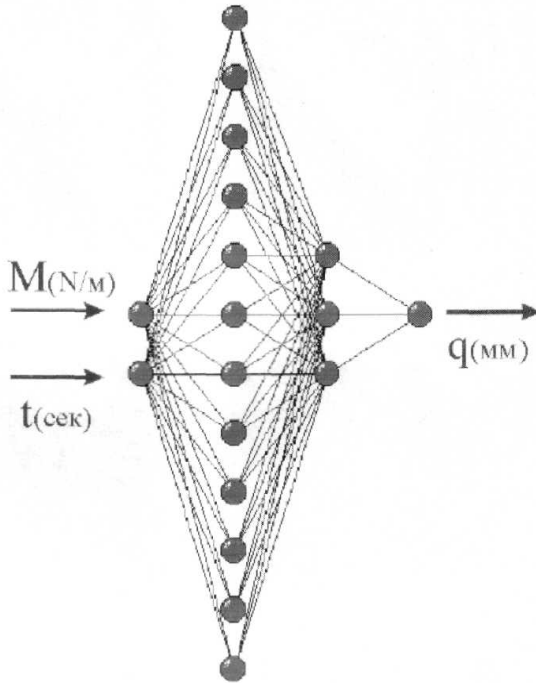


Рис. 1 – Архітектура НМ

маній нормалізованій вибірці було проведене навчання мережі. Навчання проводилося по алгоритму зворотного поширення помилки і зайняло 31 годину на ПК 466 Celeron.

Після цього був проведений контроль похибки роботи мережі в трьох діапазонах значення часу роботи ШГП. Перший - діапазон значень часу дії моменту в який проводилося навчання, другий - до діапазону в який НМ навчалася, третій - величини часу наступні за діапазоном навчання. Для всіх контрольованих діапазонів були обчислені математичні чекання похибки пророкування. При цьому приймалися різні комбінації між значеннями півдимих до ШГП моментів і часу їх дії.

Графіки зміни помилки проорокування НМ представлені на рис.2.

На цих графіках вісь Y - помилка проорокування в %, вісь X - елементи

0,525714	1,022857
0,182857	0,731429
0,182857	0,731429
0,08	0,594286
0,182857	0,731429
0,165714	0,491429
-0,074286	0,285714
-0,125714	0,217143
-0,194286	0,165714
-0,16	0,165714
-0,108571	-0,04
-0,365714	-0,297143
-0,4	-0,331429
-0,451429	-0,4
-0,434286	-0,365714
-0,074286	-0,005714
-0,331429	-0,262857
-0,365714	-0,297143
-0,451429	-0,365714
-0,4	-0,314286
0,062857	0,08
-0,194286	-0,16
-0,245714	-0,211429
-0,28	-0,245714

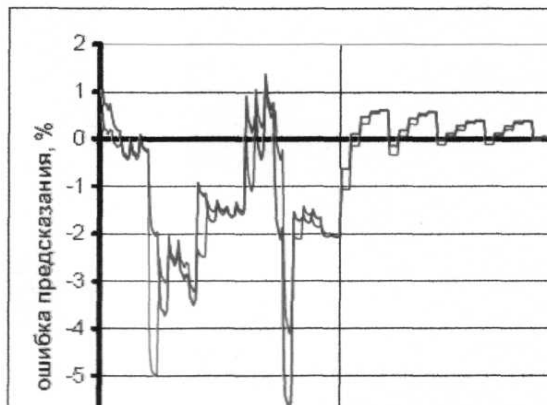


Рис. 2 – Зміна похибки проорокування НМ від діапазону проорокування

вибірки. Для контролю похибки проорокування використовувалися дані отримані з розрахунку по математичній моделі в системі «Mathcad». Вертикальні лінії відзначають контрольовану вибірку по діапазнам зміни часу. Перший - від 0 до 30 сек, другий (у який вироблялося навчання) - від 30 до 240 сек, третій - від 240 до 320 сек. Ряд 1 — значення моментів, що підводяться до гвинта ШГП збігаються з тими, при яких проводилось навчання, ряд 2 - значення моментів, що відрізняються від тих, котрі використовувалися при навчанні.

Неважко бачити, що ліворуч від діапазону навчання мережа характеризується високою нестабільністю, усередині діапазону поступово стабілізується, при видаленні від діапазону навчання величина похибки починає поступово збільшуватися.

Компенсувати ці похибки роботи НМ можна за рахунок самонавчання мережі, тобто при надходженні нових даних мережа буде перенастроювати себе таким чином, щоб звести загальну похибку проорокування до мінімуму.

Підводячи підсумки, відзначимо, що мережа досить добре працює не тільки в межах навчальної вибірки, але і за її кордонами. Після навчання

мережа з досить високою точністю (максимальна величина похибки -6,5%, середня - 0,45%) пророкувала час дії моменту, що крутить, необхідне для переміщення на задану відстань, незважаючи на внесення зашумлення у вхідний сигнал. Похибки варто віднести на той рахунок, що для економії часу підготовки експерименту був обраний варіант мережі із самим маленьким числом нейронів. До недоліків НМ можна віднести довгий час навчання, але в той же час відзначимо, що довжина навчання ніяк не позначається на швидкості роботи мережі. Для даної мережі час обчислення вихідного сигналу складає 0,371 мсек. Варто також відзначити, що область застосування НМ не обмежується верстатним устаткуванням, а може поширюватися на цілі технологічні комплекси, що включають у себе устаткування різного характеру.

Таким чином, показана перспективність застосування нейронних мереж при моделюванні систем керування металорізальних верстатів. Дослідження нейронної моделі шарикогвинтової пари дозволила оцінити вплив вибору архітектури і тривалості навчання мережі на похибку прогнозування динаміки шарикогвинтової передачі привода подачі верстата з ЧПК.

Висновки

Нейромережеве керування вільне від обмежень на лінійність системи, ефективно в умовах шумів і після закінчення навчання забезпечує керування в реальному масштабі часу. Нейромережеві СК більш гнучко налаштовуються на реальні умови, утворені моделі цілком адекватні поставленій задачі, не зберігаючи обмежень, зв'язаних з побудовою формальних систем. Крім того, нейромережеві СК не тільки реалізують стандартні адаптивні методи керування, але і пропонують свої алгоритмічні підходи до ряду задач, рішення яких викликає труднощі внаслідок неформалізованості. Так, з'являється можливість обробки в рамках однієї моделі даних однієї природи — для НМ важлива лише їх коррелірованість.

Таким чином, майбутнє інтелектуального керування лежить у сполученні традиційного керування з потенційними можливостями і перспективами використання систем, заснованих на використанні штучних НМ.

Список літератури: 1 *Галушкін А.И.* Теория нейронных сетей. – М.: ИПРЖР, 2000. – 348с.; 2 *Галушкін А.И.* Нейрокомпьютеры: Учеб. Пособие для вузов. – М.: ИПРЖР, 2000. – 528с.; 3 *Колмогоров А.Н.* О представлении непрерывных функций нескольких переменных суперпозициями непрерывных функций меньшего числа переменных. // Докл. АН СССР, 1956. – Т.108. – С. 2 – 5.; 4 *Арнольд В.И.* // Докл. АН СССР, 1957. – Т.114. – С. 14 – 18.; 5 *Кабалдин Ю.Г., Биленко С.В., Штилев А.М.* Применение нейросетевых моделей процесса резания в системах адаптивного управления // СТИН. – 2002. – №3. – С. 3 – 7.; 6 *Шаламов А.В., Маззин П.Г.* Разработка динамической модели шариковинтовой пары // Известия Челябинского научного центра УрО РАН. – 2002. – №4. – С. 93 – 97. http://www.sci.irc.ac.ru/news/2002_4/.

Надійшла до редколегії 20.04.10

М.С. СТЕПАНОВ, д-р. техн. наук, *С.А. НАЗАРЕНКО*, канд. техн. наук,
Н.С. СКВОРЦОВ, НТУ «ХПИ», г. Харьков

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА МНОГОДИСЦИПЛИНАРНОЙ
ОПТИМИЗАЦИИ МЕХАНИКО – ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
СИСТЕМ**

Розглядаються проблемні питання, що виникають при розробці системного підходу до оптимізації моделей машин з високим ступенем геометричної і фізичної інформативності. На основі аналізу структури і типів зв'язків розглянуто категорії задач мультидисциплінарної оптимізації: послідовна; повна; слабозв'язана. Сформульована задача оптимізації енергозбереження в технологічних системах.

The complexes of theoretical, calculable and applied questions of new approach for the optimization of complicated technical systems are studied. The purpose of activity - mathematical models of structurally linked mechanical and technological systems under stipulation of physical fields having different origin. Structural elements were distinguished. The common scheme of interaction between structural elements was elaborated.

Введение. В условиях рыночной экономики, когда сама разработка конструкции в силу средств, затрачиваемых на научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, технологическую подготовку может оказаться нерентабельной в сравнении с достигаемым эффектом, необходимо интегрирование моделей и критериев качества рабочих характеристик и топливно-энергетической эффективности проектируемых машин - с одной стороны, показателей прочности и надежности - с другой, технологичности - с третьей, в единые критерии качества и рентабельности серийного производства в условиях конкурентного рынка при учете необходимости быстрой проработки проекта для участия в тендерном соревновании. Для создания конкурентоспособных образцов машин необходима интеграция математических моделей с такими поисковыми методами исследования, которые бы давали возможность предоставить конструктору (технологу) для принятия окончательного решения целое множество альтернативных технических решений, неуплучшаемых по всей совокупности показателей эффективности (принцип Парето) [1, 2]. На смену этапа применения локальных технологий пришел период внедрения сквозной интегральной автоматизации процессов конструирования, инженерных расчетов, оптимального проектирования, технологической подготовки, собственно изготовления, проектного управления новыми разработками и сопровождения изделия в течение всего его жизненного цикла класса CAD/CAM/CAE/CAPP/PLM/ERP/PDM/MES [3-5].

При разработке современных машин привлекаются специалисты из различных областей знаний, которые сталкиваются с необходимостью проведения больших объемов расчетных и экспериментальных работ по отработке функ-

ционирования многих модификаций изделий в различных эксплуатационных режимах; развития методов решения междисциплинарных задач моделирования, в том числе разработки и расширения возможностей платформ для интеграции различных CAE-систем при решении междисциплинарных задач [6-8]. Системы компьютерных программ можно разделить на два класса в зависимости от сложности решаемых задач и квалификации пользователя. Большой класс ориентирован на рядового пользователя и позволяет решать отдельные прикладные задачи. Алгоритмы таких программ основаны на простых аналитических зависимостях и эмпирических моделях. CAE-программы высокого уровня (ANSYS, COSMOS, NASTRAN, ACTRAN, Star CD, Fluent и т.д.) ориентированы на высококвалифицированных пользователей – аналитиков и позволяет решать на конечно-элементных сетках комплексные задачи, объединяющие в различных вариантах тепловые, диффузионные, прочностные, электромагнитные, газодинамические проблемы. Такие программы построены, как правило, по модульному принципу.

Таким образом, решая практические задачи, необходимо вводить в постановку задач комплексные мультидисциплинарные модели функционирования изделия и критерии качества рабочих и эксплуатационных характеристик. При разработке системного подхода к оптимизации машин необходимо учитывать все этапы жизненного цикла – от проектирования до утилизации; эффективно сочетать принципы композиции, декомпозиции и иерархичности; обеспечить взаимодействие многообразных методов (математических, эвристических, экспериментальных) и специалистов различных профилей. Помимо компромиссного мультидисциплинарного и многокритериального характера предложенная методика решения оптимизационной проблемы отличается от канонизированной формы, прежде всего более высокой сложностью (большим числом различных моделей и разнохарактерных переменных).

Постановка проблемы оптимизации. Исследования по оптимизации машин начинают с постановки задачи и разработки метода поиска оптимального решения. Постановка задачи включает в себя задачу анализа количественных характеристик качества, критерий цели (функционал качества), варьируемые переменные, ограничения. Задача оптимизации конструкций заключается в нахождении варьируемых параметров, принадлежащих допустимой области U и минимизирующих (максимизирующих) целевую функцию (функционал качества) J_0 . Целевая функция представляет собой суперпозицию критериев качества, при этом в качестве весовой функции используются неопределенные множители Лагранжа. К основным показателям качества машиностроительных конструкций относятся производительность, энергоемкость, материалоемкость, надежность, долговечность, технологичность, эстетичность, издержки на эксплуатационное обслуживание, удельная стоимость единицы продукции и т.д. На проектные переменные могут накладываться как явные двусторонние ограничения, задаваемые из конструктивно-

технологических соображений, так и функциональные ограничения типа равенств и неравенств, наложенные на функционалы J_j , неявным образом сужающие область варьирования. При этом значения функционалов определяются из решения задач анализа, описываемых уравнениями состояния. Структуру уравнений, характеризующих математические связи между заданными h и искомыми u величинами, определяет тип исследуемого процесса, состав системы, граничные условия, нагрузки и условия сопряжения. Вектор (функция) u переменных состояния, образующих пространство решений, может определять перемещения, температуры, потенциалы электрического поля и другое. При решении задач оптимизации конструкций в качестве варьируемых переменных h рассматриваются параметры распределения толщины; физико-механических свойств материалов, управляющих нагрузок; формы срединной поверхности, граничного контура, вырезов и другое. Выбор класса проектных переменных (непрерывные функции, кусочно-непрерывные функции, вектор дискретных параметров) во многом определяет метод оптимизации и оптимальное решение.

Основные этапы оптимизации. Сложность задачи, противоречивость критериев, большое число разнохарактерных конструктивных переменных, неформализуемость некоторых ограничений, различная точность и детерминированность моделей, требования унификации не позволяют решать математически строго задачу оптимизации конструктивных параметров непосредственно для полных моделей машин. Учитывая ее сложность, существенные различия в значимости конструктивных параметров и неформализуемость некоторых ограничений, основной концепцией оптимального проектирования таких сложных систем является многоуровневый иерархический подход. Проектирование выполняется сверху вниз. При этом результаты решения задачи предыдущего уровня используются в качестве исходных данных для решения задач оптимального проектирования последующего уровня. Процесс декомпозиции модели на компоненты является плохо формализуемым творческим процессом. Поэтому построение системы уровней осуществляется обычно методом экспертных оценок. На нижнем уровне проектирования решаются задачи оптимизации основных деталей, на верхнем – конструкции в целом. Характер критериев зависит от уровня проектирования. На верхних уровнях это, как правило, стоимостные критерии. На нижних - это разнородные специфические технические критерии, которые отображают особенности рабочего процесса, силового нагружения, температурного режима, технологии изготовления и т. д. В построенной общей схеме приведены базовые принципы, которые будут использованы при дальнейших разработках.

Процесс оптимального проектирования основных узлов машин раскладывается на этапы. Соответственно, конструктивные параметры искусственно разделяются на группы, варьируемые на каждом этапе с целью оптимизации соответствующих функционалов. Параметры h_0 определяются из реше-

ния задачи более высокого уровня. Предварительный анализ распределения коэффициентов чувствительностей позволяет разделить параметры по степени соизмеримости влияния на величины целевых функций [9, 10]. На первом этапе решается задача оптимизации параметров h_1 по критериям и функциональным ограничениям, характеризующим рабочий процесс. На втором этапе производится оптимизация параметров h_2 , в значительной мере определяющих прочностные и вибрационные характеристики. На третьем этапе варьируются конструктивные параметры "смешанного" типа $h_{1,2}$, влияние которых на рабочие и прочностные характеристики существенно и соизмеримо, с целью построения семейства Парето-решений. При этом конструктор (технолог) может выбрать несколько решений для экспериментальной апробации. Участие на этом этапе конструктора (технолога) с его субъективным выбором вариантов проекта объясняется необходимостью учета стоимостных, эксплуатационных, технологических и других критериев, что характерно для задач многодисциплинарной оптимизации. Разбиение на подпункты носит условный методологический смысл, поскольку процесс может иметь комплексный и взаимовлияющий характер. Предполагается, что связь между моделями однозначна, алгоритмизируема и корректна. Такая трактовка дает возможность формализовать процесс и распространить традиционный инструментарий анализа и синтеза. Моделирование структурными уравнениями, ориентированными на конкретный класс объектов, может включать большое количество методов из различных областей с применением апробированных CAD/CAM/CAE-систем. Это может быть осуществлено как в ручном режиме, так и путем создания специализированных автоматизированных систем. Основная цель применения данного математического обобщения, реализуемого в едином информационном пространстве жизненного цикла изделий, заключена в повышении точности результатов, минимизации затрат времени на подготовку модели и трансляции промежуточных данных. При этом необходимо или использование единой информационной базы для всех этапов жизненного цикла, или разработка специальных процедур согласования структур данных на различных этапах.

Введем на основе анализа структуры и типов связей между отдельными этапами общей проблемы следующие категории задач многодисциплинарной оптимизации: последовательная (при независимом рассмотрении 1 и 2 этапов); полная (при наличии только 3 этапа и увеличении размерности и ширины ленты системы разрешающих уравнений весь набор оптимальных параметров достигается за одну итерацию); слабосвязанная (при этом выполняются итерации между различными этапами до тех пор, пока не будет достигнут желаемый уровень сходимости).

Классификация может служить основой последующей унификации и стандартизации подходов. Операция композиции состоит в объединении нескольких моделей в одну. Метод композиции моделей может быть обобщен

на случай произвольного множества исходных моделей. После сборки, состоящей в преобразовании модели, реализующей поставленную цель из заданных или определяемых подмоделей (структурно связанных и устойчивых), возможно построение многоуровневых иерархических систем.

Численная реализация задач многодисциплинарной оптимизации требует значительных ресурсов памяти и больших затрат машинного времени. При решении задач оптимизации необходимо использовать ресурсы нескольких компьютеров путем распараллеливания вычислений, то есть реализовать кластерный подход и взаимодействие через высокоскоростные Интернет соединения. Причем модули сетевого взаимодействия, как и большинство остальных модулей комплекса, должны быть заменяемыми. При этом итоговое снижение времени решения задачи оптимизации может достигаться как за счет снижения времени работы математической модели путем распараллеливания вычислений "внутри" модели, так и за счет рациональной организации процесса оптимизации, когда осуществляется параллельный расчет критериев для заданного набора векторов варьируемых переменных. Первый путь предполагает использование (или разработку) математических моделей, приспособленных для расчета с использованием параллельных процессоров. Второй путь вызывает необходимость разработки соответствующих методов оптимизации, позволяющих связать и решать в едином проекте задачи, рассчитываемые различными программными средствами на различных ПК, объединенных в локальную сеть или через Интернет.

Методы оптимизации. Методы поиска оптимальных проектов конструкций можно условно разделить на следующие группы: алгоритмы, основанные на априорных физических представлениях о свойствах оптимальной конструкции (например, равнопрочность); методы математического программирования (методы линейного, нелинейного, геометрического, динамического программирования и т.д.); методы, использующие условия оптимальности (методы классического вариационного исчисления, теории оптимального управления). В качестве метода глобальной оптимизации будем использовать генетические алгоритмы, реализующие случайный поиск с централизованным управлением с использованием отбора и генетических механизмов воспроизводства. Опираясь совокупностью возможных решений, обрабатывается набор параметров, структурированный в виде цепочки конечной длины, а последующие поколения популяции решений генерируются с помощью генетических операторов отбора, кроссовера и мутации. В качестве метода локальной оптимизации при решении практических задач, характеризующихся высокими размерностью вектора варьируемых параметров и числом функциональных ограничений, в настоящее время наиболее предпочтительным представляется метод последовательной линеаризации. На каждом шаге метода последовательной линеаризации осуществляется следующий набор вычислительных этапов: решение исходной и сопряженной задач; вычисление функциональных производных или градиентов критериев целей и функциональ-

ных ограничений по варьируемым переменным; построение области линеаризации; решение задачи линейного программирования. Конструктивная форма условий оптимальности первого порядка имеет вид на примере с функциональными ограничениями типа равенств

$$\min \delta \bar{h}^T \bar{\nabla}_h J_0 \quad J_j + \delta \bar{h}^T \bar{\nabla}_h J_j = 0 \quad \bar{h} + \delta \bar{h} \in \delta U \cap U$$

Область линеаризации должна удовлетворять целому ряду условий. Она должна быть достаточно малой, чтобы формулы первого порядка с приемлемой точностью описывали приращения функционалов, и в то же время достаточно большой, чтобы процесс оптимизации не был слишком медленным. Область должна быть построена так, чтобы она целиком содержалась в глобальной области геометрических ограничений, при этом должна быть обеспечена возможность изменения ее конфигурации по любому возможному направлению в n-мерном пространстве варьируемых параметров. Вычисление градиентов от критерия оптимизации (или критериев в Парето - постановке) и функциональных ограничений включает, во-первых, технику дифференцирования уравнений состояния, во-вторых, способ введения проектных переменных. Выбор способа дискретизации и типов проектных переменных, критерия качества и функциональных ограничений производится в зависимости от назначения конструкции, ее расчетной модели и других факторов. При выборе того или иного варианта введения варьируемых параметров необходимо учитывать требование взаимной независимости, предпочтительно аддитивный и локальный характер зависимости гамильтониана от проектных переменных, согласование дискретизации конструкции со схемой варьирования ее формы при вычислении функциональных производных, проблему учета конструктивных ограничений, сохранение в образующемся допустимом пространстве возможных конструктивных форм справедливости принятых математических моделей, технологическую реализуемость допустимых вариантов и др. Этот комплекс требований в реальных задачах проектирования ставит решение проблемы введения варьируемых параметров в ряд атрибутов плохо формализуемого инженерного конструкторского искусства.

Практическое применение. При оптимизации режимов механической обработки чаще всего пользуются экономическими критериями. Однако в настоящее время организационные и экономические условия таковы, что при нормировании режимов обработки задачей оптимизации может стать обеспечение энергосбережения. Причем важнейшей составляющей является энергия перемещения, оптимизация которой дает возможность по-новому взглянуть на построение циклов обработки.

По данным Опитца у универсальных станков в течение 87% срока службы используется лишь 20% установленной мощности, в течение 12% срока службы – до 75% и только в течение одного процента - 100% (рис.1), т. е. универсальное станочное оборудование проектируется заведомо с избыточ-

ными возможностями. Для решения задачи оптимизации на передний план выходит знание функциональных зависимостей энергии перемещения различных узлов станка. Существующие в настоящее время рекомендации по выбору параметров перемещения элементов технологических систем жестко привязаны к режимам механической обработки, носят общий характер и не учитывают энергетический аспект проблемы управления перемещением.

В общем случае энергия перемещения может быть представлена суммой

$$E_n = \sum E_{ni} ,$$

Баланс энергии при перемещении элемента технологической системы выражается уравнением

$$E_n = E_{np} + E_{mp} + E_m ,$$

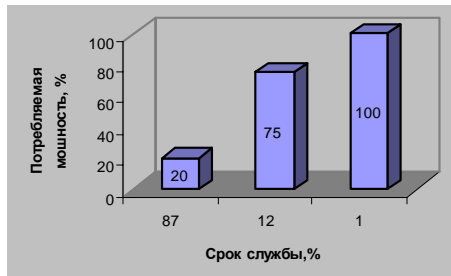


Рис.1. – Потребление мощности универсальным станком в течение срока эксплуатации, где E_{np} – энергия перемещения (вследствие преодоления силы резания); E_{mp} – энергия, затрачиваемая на преодоление трения в стыках; E_n – энергия на перемещение массы узла (бабки) с закрепленным инструментом (деталью), зависящая от силы, которую необходимо приложить для перемещения узла.

В общем случае энергия перемещения (вследствие преодоления силы резания)

$$E_{np} = (P_{r1} \cdot l_1) \cdot n_1 + (P_{r2} \cdot l_2) \cdot n_2 + (P_{r3} \cdot l_3) \cdot n_3 + \dots + (P_m \cdot l_n) \cdot n_n = \sum (P_r l_m) \cdot n_m$$

где P_r – составляющая силы резания; l_m – суммарный ход инструмента при обработке всех поверхностей детали; n_m – количество ходов.

Для шлифования энергия перемещения имеет вид

- для круглого врезного $E_{np}^g = P_y \cdot Z$, где P_y – радиальная составляющая силы резания, z – припуск на механическую обработку;

- для продольного круглого $E_{np} = P_x \cdot l$, где P_x – осевая составляющая силы резания, l – длина обрабатываемой заготовки.

Величина E_{mp} зависит от мощности, требуемой для преодоления вязкого трения N_{mp}^g и времени относительного перемещения элементов станка t_{on} .

Величина N_{mp}^g определяется по формуле
$$N_{mp}^g = \mu \cdot A_s \cdot \frac{V_g^2}{h_3} ,$$

где A_s - площадь, по которой происходит сдвиг слоев смазки направляющих, V_g – скорость относительного перемещения элементов станка (стола, бабки и т.д.), h_3 – толщина масляного слоя, μ – абсолютная вязкость смазки.

Силу, которую необходимо приложить для перемещения шлифовальной бабки можно определить по формуле

$$P_{ш.б.} = \frac{K(Q + 2G) + f_u \cdot Q \cdot r}{R},$$

где Q – вес шлифовальной бабки; G – вес роликов; R – радиус роликов; r – радиус цапф осей роликов; K – плечо трения качения; f_u – приведенный коэффициент трения цапф. Силу, которую следует приложить к столу для его перемещения можно определить по формуле $P_c = f \cdot Q_c$, где f – коэффициент трения скольжения, Q_c – вес стола.

Заключение. На основании изложенного можно сделать вывод, что создана концепция нового подхода к решению комплексной многоуровневой задачи multidisciplinary optimization машин с использованием блочно-иерархического процесса. В построенной общей схеме приведены базовые принципы, которые будут использованы при дальнейших разработках. Введены на основе анализа структуры и типов связей между отдельными этапами общей проблемы категории задач multidisciplinary optimization. Сформулированы функционалы задачи оптимизации энергосбережения в технологических системах.

Список литературы: 1. *Piegl L.A.* Ten challenges in computer-aided design // Computer-aided design. 2005. №37. pp. 461-470. 2. *Rehan M.; Olabi A. G.* Parametric Design Optimization By Integrating CAD Systems And Optimization Tools // AIP Conference Proceedings. 11/23/2009. Vol. 1181. Issue 1. pp. 681-692. 3. <http://www.cimdata.com/> 4. *Куневу Ли.* Основы САПР (CAD/CAM/CAE) / СПб.: Питер, 2004. – 560с. 5. *Тимофеев Ю.В., Фадеев В.А., Степанов М.С., Назаренко С.А.* Обобщенная структура жизненного цикла машиностроительного производства и его изделий // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут». – Харків, НТУ “ХПІ”, 2009. - Вип. 1. С. 86-95. 6. *F Flager, B Welle, P Bansal, G Soremekun, J Haymaker.* Multidisciplinary process integration and design optimization of a classroom building // Journal of Information Technology in Construction(ITcon) (2009) Vol. 14, pp. 595-612. 7. *Васильев А.С., Дальский А.М., Золотаревский Ю.М.* и др. Направленное формирование свойств изделий машиностроения. / Под ред. д-ра техн. наук А.И. Кондакова. М.: Машиностроение, 2005. 352 с. 8. *Geyer, Philipp* Component-oriented decomposition for multidisciplinary design optimization in building design // Advanced Engineering Informatics. Jan2009. Vol. 23. Issue 1. pp. 12-31. 9. *M. Li; J. Hamel; S. Azarm* Optimal uncertainty reduction for multi-disciplinary multi-output systems using sensitivity analysis // Structural & Multidisciplinary Optimization. Jan2010. Vol. 40. Issue 1-6. pp. 77-96. 10. *Назаренко С.А.* Анализ чувствительности конечномерных и континуальных моделей структурно связанных систем // Вестник НТУ «ХПИ». 2007. № 22. С. 127-131.

Поступила в редколлегию 05.06.09

Ю.А. СИЗЫЙ, д-р. техн. наук, *А.В. ФЕСЕНКО*, канд. техн. наук, *Ю.Н. ЛЮБИМЫЙ*, *С.Н. КАДЫГРОБ*, НТУ «ХПИ», г. Харьков

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРЕРЫВИСТОГО ШЛИФОВАНИЯ

Розробка математичної моделі переривчастого шліфування в замкнутій технологічній системі, що дозволяє виконати аналіз конструктивних особливостей круга й вибрати раціональні режими різання.

Working out of mathematical model of faltering grind in the closed technological system, allowing to make the analysis of design features of a circle and to choose rational modes of cutting.

В настоящее время актуальной проблемой является обеспечение заданного качества и повышения производительности шлифования заготовок из труднообрабатываемых материалов. Улучшение качества поверхностного слоя деталей в основном решается созданием определенных температурных условий съема припуска за счет оптимального выбора режимов шлифования, характеристик абразивного инструмента и смазочно–охлаждающих технологических средств.

Перспективным направлением в интенсификации процессов алмазно–абразивной обработки следует считать прерывистое шлифование. При таком виде обработки происходит периодическое прерывание контакта круга с заготовкой, что приводит к уменьшению теплового насыщения поверхностных слоев обрабатываемого материала. Это позволяет повысить качество обработки при одновременном увеличении производительности шлифования. Причем эффект от прерывания контакта круга с заготовкой в ряде случаев выше, чем от оптимизации условий обычного шлифования [1].

Вопросы кинематики прерывистого шлифования, теплофизики, динамики, оптимизации выбора конструктивных параметров круга и режимов шлифования рассматривались в ряде работ. При этом предложены методики аналитического решения задач по определению области устойчивой работы круга. Однако нет количественного анализа величины возникающих колебаний глубины шлифования в результате переменной жесткости контакта круга с обрабатываемой поверхностью.

Такой анализ имеет важное практическое значение, поскольку колебания системы в значительной степени влияют на шероховатость обработанной поверхности. При этом в каждом конкретном условиях применения прерывистого шлифования амплитуды колебаний будут различными в связи с переменной жесткостью системы станка, массами круга и детали, демпфирующими свойствами системы.

Исследования динамики процесса резания прерывистыми шлифовальными кругами проводились ранее применительно к упругой схеме при обди-

рочном плоском шлифовании [2]. В настоящей работе рассмотрена жесткая схема круглого наружного шлифования, при которой задается глубина резания, а производными являются усилия и деформации в технологической системе.

При жесткой схеме шлифования круг подается на определенную глубину h_{ex} механизмом подачи. Учитывая упругие деформации станка под действием радиальной составляющей силы резания P_y , инерционность движущихся масс станка и силы демпфирования, фактическая глубина шлифования h_{ϕ} будет отличаться на величину смещения круга x_2 и заготовки x_1 относительно друг друга (рис. 1).

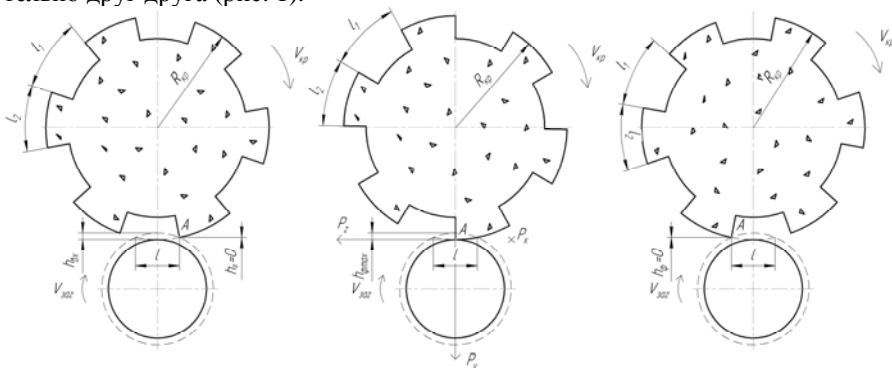


Рис. 1 – Схема шлифования

Функциональная схема процесса прерывистого шлифования в технологической системе определяется в зависимости от принятой дискретной модели станка. В настоящих исследованиях рассматривается изменение глубины шлифования при достаточно высокочастотном воздействии прерывистой поверхности круга. В связи с большой инерционностью шлифовальная бабка не будет реагировать на высокие частоты колебаний, возникающие в процессе резания [3], поэтому можно ограничиться двухмассовой моделью станка состоящей из масс m_1 заготовки и m_2 круга на шпинделе.

Принимаем следующие данные для расчета: масса заготовки $m_1 = 10$ кг, круга $m_2 = 46$ кг; жесткость заготовки $c_1 = 1,5 \cdot 10^8$ Н/м, круга $c_2 = 1 \cdot 10^8$ Н/м; демпфирование (вязкое трение) заготовки $\lambda_1 = 1,3 \cdot 10^4$ Н·с/м, круга $\lambda_2 = 1 \cdot 10^4$ Н·с/м (рис.5). Эти условия соответствуют шлифованию вала диаметром 100 мм на станке 3М152ВФ–20–2 [4].

Входным сигналом в систему является глубина шлифования h_{ex} , которая принимает какое-то фактическое значение h_{ϕ} , когда поверхность заготовки входит в контакт с выступом круга, и ноль – когда подходит впадина.

Возникающая при шлифовании радиальная составляющая силы резания P_y приводит к деформациям систем шлифовального круга x_2 и заготовки x_1 . Суммарная деформация в зоне контакта круга и заготовки x_3 приводит к изменению фактической глубины шлифования.

Принимая направление координат x_1 и x_2 в противоположные стороны, ведущее к увеличению глубины шлифования, получаем, что сумма $x_3 = x_1 + x_2$ составит общее изменение глубины шлифования за счет смещения круга и заготовки. Вычитая смещение x_3 из $h_{вх}$ получим фактическую глубину шлифования h_ϕ , которая и определяет величину P_y .

Описанные выше закономерности могут быть представлены в виде функциональной схемы прерывистого шлифования (рис.2).

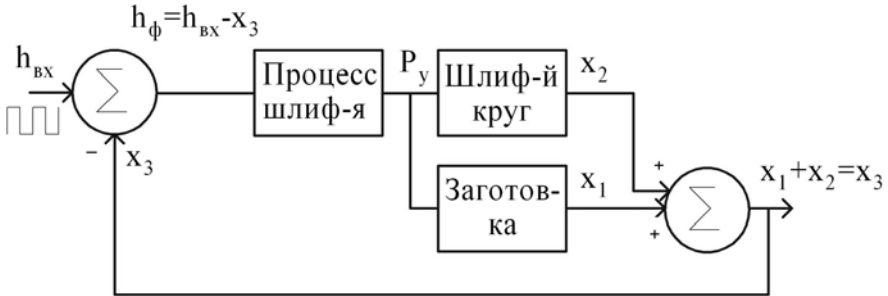


Рис. 2 – Функциональная схема процесса прерывистого шлифования

Характерной особенностью прерывистого шлифования является то, что по мере износа круга происходит самоформирование его макропрофиля. На рабочих выступах образуются фронтальные поверхности, расположенные под некоторым углом атаки к плоскости резания [1].

При моделировании было принято допущение, при котором входной сигнал представлен в виде прямоугольных выступов, высота которых $h_{вх}$, а расстояние между ними равно периоду T воздействия на заготовку.

Рассмотрим закономерность данного положения. Обычно, при круглом наружном шлифовании, глубина шлифования невелика и составляет для типичных режимов величину порядка 0,02 мм.

Длину дуги контакта можно рассчитать по формуле Маслова Е.Н. [5]:

$$l_k = \sqrt{\frac{2 \cdot R \cdot r \cdot h}{R + r}}, \quad (1)$$

или Островского В.И. [6]:

$$l_k = \sqrt{2 \cdot R_e \cdot h}, \quad (2)$$

где R – радиус круга, м; r – радиус заготовки, м; R_e – эквивалентный радиус, м.

$$R_e = \frac{R}{1 + \frac{R}{r}},$$

Формулы (1) и (2) полностью идентичны. Так, например, применительно к станку 3М152ВФ–20–2 с кругом диаметром 600 мм, и заготовкой диаметром 100 мм, при $h = 0,02$ мм получаем $l_k = 1,328$ мм. Время, в течение которого глубина шлифования возрастает от нуля до значения $h_{\phi \max}$ или уменьшается от $h_{\phi \max}$ до нуля, будет равно времени перемещения переднего или заднего фронта выступа круга на расстояние равное длине дуги контакта 1,328 мм:

$$t_1 = \frac{l_k}{V_{кр}}, \quad (3)$$

Приняв $V_{кр} = 50$ м/с, получим $t_1 = 0,26 \cdot 10^{-4}$ с.

Если принять, что на круге будет 20 выступов и впадин, то шаг между выступами будет:

$$l_1 + l_2 = \frac{\pi \cdot D_{кр}}{20} = \frac{3,14 \cdot 60}{20} = 94 \text{ мм},$$

где l_1 – длина впадины; l_2 – длина выступа.

При $l_1/l_2 = 0,6$ [7] и $l_1 + l_2 = 94$ мм, получим $l_1 = 35$ мм, $l_2 = 59$ мм.

Соответственно время возрастания и убывания глубины шлифования t_1 будет в $l_2/l_k = 59/1,328 \approx 45$ раз меньше, чем время шлифования выступом.

Примем в первом приближении, что переходный процесс от нулевой глубины до максимальной $h_{\phi \max}$ очень мал, по сравнению с контактом выступа с заготовкой, и этим временем можно пренебречь.

Покажем зависимость $h(t)$ графически на рисунке 3. Зависимость $h(t)$ в интервале времени $t_1 < t < t_2$ и $t_3 < t < t_4$ нелинейная, однако, монотонная и может быть заменена линейной.

Таким образом, входной сигнал $h_{вх}$ будем моделировать прямоугольными периодически повторяющимися сигналами.

Математическая модель входного сигнала $h_{вх}$ в пакете VisSim с исходными данными и выводом входного сигнала на Plot приведена на рисунке 4.

Процесс шлифования согласно рисунку 2 преобразует глубину резания в радиальную составляющую P_y силы шлифования.

Согласно [5] P_y вычисляются эмпирической формулой вида:

$$P_y = 2,5 \cdot C_p \cdot V_3^x \cdot h^y \cdot S^z \cdot V_{кр}^\alpha \cdot B^\beta \quad (4)$$

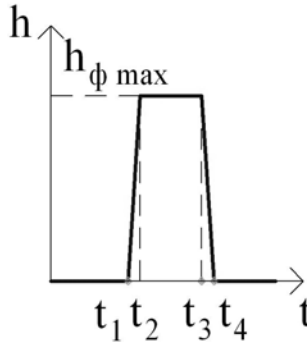


Рис. 3 – Изменение глубины резания с течением времени
 где V_s – скорость вращения заготовки, м/с; h – глубина, мм; S – подача, м/мин; $V_{кр}$ – скорость вращения круга, м/с; B – высота круга, мм.

При моделировании приняты следующие рекомендуемые значения показателей степени [5]: $x = 0,4$, $y = 0,2$, $z = 0,7$, $\alpha = 0,5$, $\beta = 0,8$.

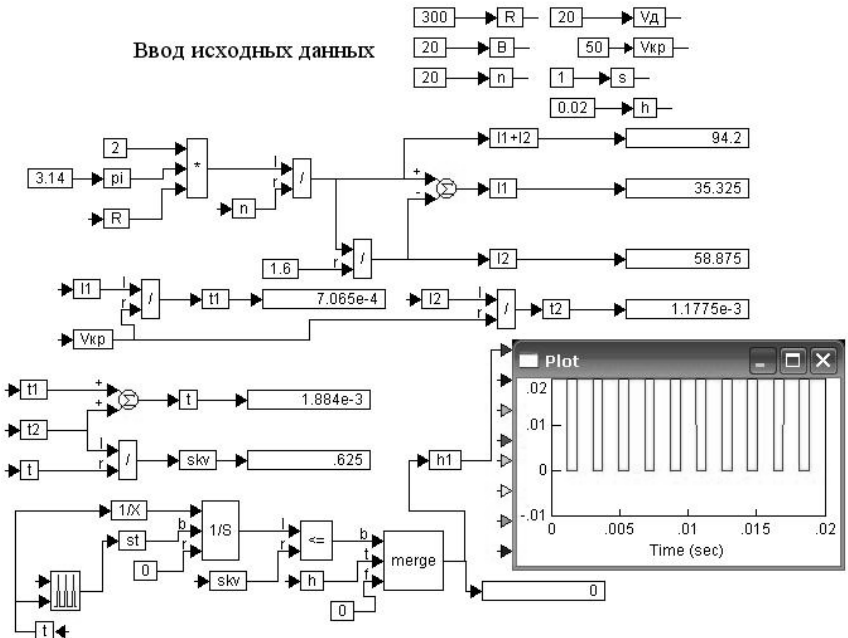


Рис. 4 – Моделирование входного сигнала

Линеаризуем зависимость (4), разложив ее в ряд Тейлора и отбросив члены высшего порядка малости:

$$P_y \approx (P_y)_0 + \left(\frac{\partial P_y}{\partial h} \right)_0 \cdot \Delta h,$$

где $(P_y)_0$ – значение P_y при условиях шлифования в равновесном установившемся режиме; $\left(\frac{\partial P_y}{\partial h}\right)_0$ – производная P_y по h в равновесном состоянии.

Подставим P_y из (4) и получим:

$$\Delta P_y = P_y - (P_y)_0 = 2,5 \cdot C_p \cdot V_3^x \cdot y \cdot h^{y-1} \cdot S^z \cdot V_{кр}^\alpha \cdot B^\beta \cdot \Delta h = C \cdot \Delta h, \quad (5)$$

где C – коэффициент пропорциональности между глубиной шлифования и радиальной составляющей силы резания, Н/мм.

$$C = 2,5 \cdot C_p \cdot V_3^x \cdot y \cdot h^{y-1} \cdot S^z \cdot V_{кр}^\alpha \cdot B^\beta.$$

По аналогии с жесткостью упругой системы имеющей такую же размерность, коэффициент C называют жесткостью процесса шлифования или жесткостью контакта круга с обрабатываемой поверхностью. На рисунке 5 приведены исходные данные и модель расчета коэффициента C в пакете VisSim.

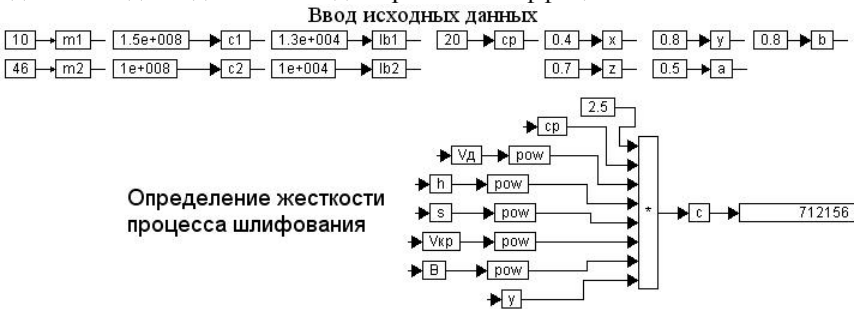


Рис. 5 – Исходные данные и коэффициент жесткости процесса шлифования

Упругая система круглошлифовального станка представляет собой параллельное соединение упругих систем шлифовального круга и заготовки. Уравнение, описывающее движение шлифовального круга в радиальном направлении, т.е. по координате x_2 , представляет собой равенство сил, действующих на круг в радиальном направлении.

Если положительное направление координаты x_2 считать от заготовки к кругу, то сила резания P_y будет с плюсом, а прочие силы инерции $m_2 \cdot \ddot{x}_2$, демпфирования $\lambda_2 \cdot \dot{x}_2$ и упругой связи круга со шпиндельной бабкой $c_2 \cdot x_2$ необходимо взять с минусом, т.е. в противоположном направлении оси x_2 :

$$m_2 \cdot \ddot{x}_2 + \lambda_2 \cdot \dot{x}_2 + c_2 \cdot x_2 = P_y. \quad (5)$$

По аналогии получим дифференциальное уравнение движения заготовки в радиальном направлении, направив координаты такого движения x_1 от круга к заготовке:

$$m_1 \cdot \ddot{x}_1 + \lambda_1 \cdot \dot{x}_1 + c_1 \cdot x_1 = P_y. \quad (6)$$

В пакете VisSim выполняем решение уравнений (5) и (6), математическая модель которого приведена на рисунке 6.

Отклонение глубины шлифования x_3 за счет перемещения круга x_2 и заготовки x_1 под действием силы P_y : $x_3 = x_1 + x_2$.

Это отклонение x_3 вычитается из h_{ex} и фактическая глубина шлифования h_ϕ умножением на коэффициент C преобразуется в фактическую силу P_y .

На рисунке 7 приведены данные расчета сигналов x_1 (а), x_2 (б), x_3 (в) и h_ϕ (г), выведенные на графопостроитель Plot.

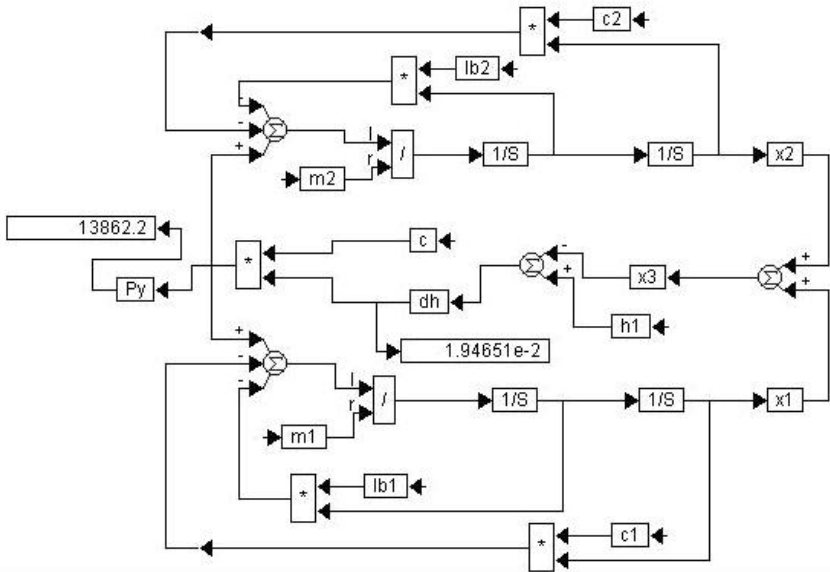


Рис. 6 – Математическое моделирование процесса прерывистого шлифования

Кроме этого на графике рисунок 8 в увеличенном масштабе по оси времени выведен выходной сигнал x_3 в установившемся режиме, из которого хорошо видна амплитуда установившихся параметрических колебаний. Из этого графика видно, что амплитуда гармонического изменения глубины шлифования равна $\pm 0,14$ мкм.

Выполнен анализ системы с помощью частотных характеристик. На рисунке 9 приведена амплитудная (АЧХ) и фазовая (ФЧХ) частотные характеристики. На рисунке видны два пика максимума АЧХ, которые соответствую-

ют круговым частотам $\omega_1 = 1466 \text{ рад/с}$ и $\omega_2 = 3857 \text{ рад/с}$, т.е. условиям резонанса.

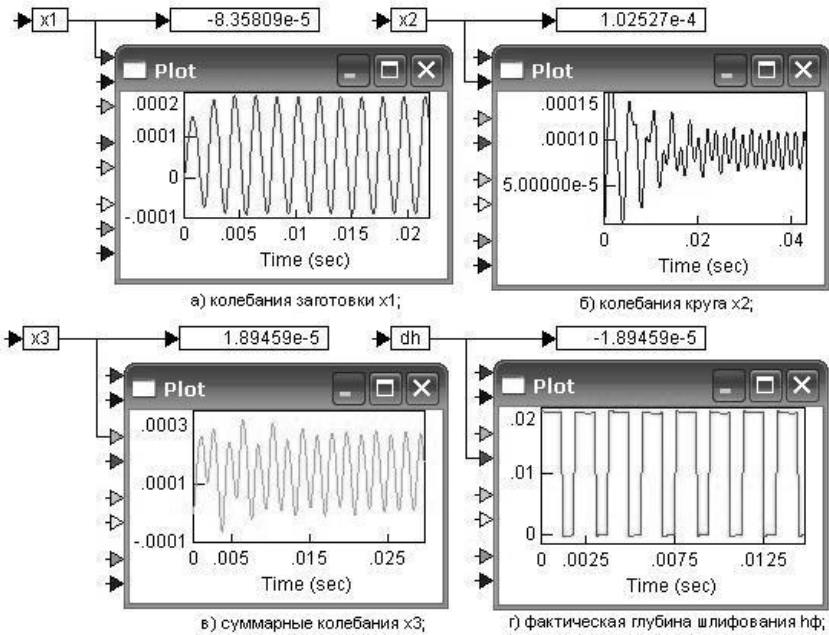


Рис. 7 – Результаты моделирования

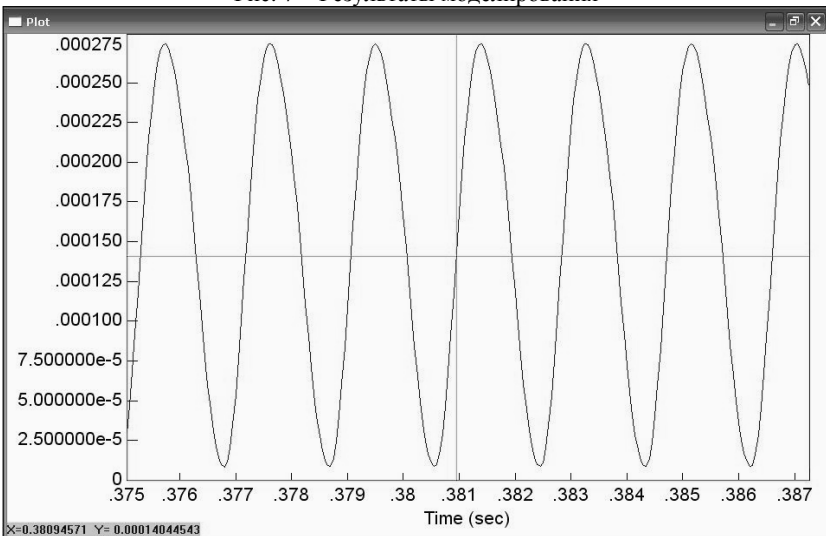


Рис. 8 – Выходной сигнал x_3 в установившемся режиме

Эти частоты также можно рассчитать по формулам:

$$\omega_1 = \sqrt{c_1 / m_1} \text{ И } \omega_2 = \sqrt{c_2 / m_2} ,$$

где ω_1, ω_2 – собственные частоты заготовки и круга соответственно, $\text{рад} / \text{с}$.

$$\omega_1 = \sqrt{1,5 \cdot 10^8 / 10} = 3873 \text{ рад} / \text{с} ,$$

$$\omega_2 = \sqrt{1 \cdot 10^8 / 46} = 1475 \text{ рад} / \text{с} .$$

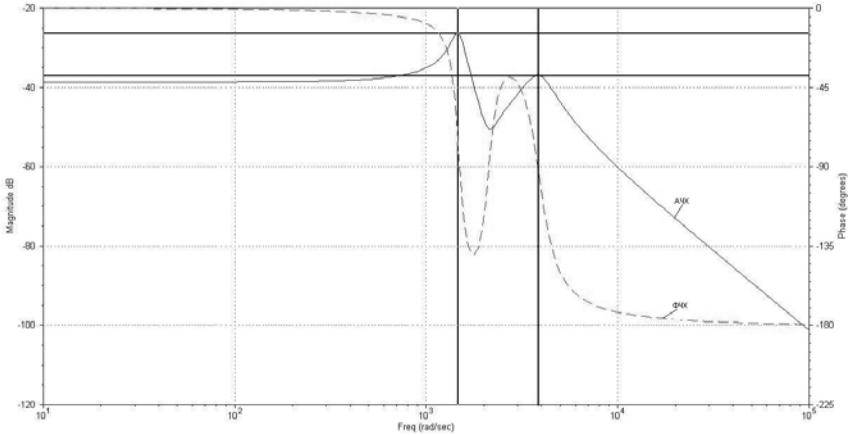


Рис. 9 – Амплитудные и фазовые характеристики технологической системы
В то же время частота воздействия выступами круга на обрабатываемую поверхность:

$$\omega = f \cdot 2\pi ,$$

где f – циклическая частота системы, с^{-1} .

$$f = 1/T ,$$

где T – период воздействия, с .

$$T = (l_1 + l_2) / V_{\text{кр}} .$$

Получаем:
$$\omega = \frac{1}{T} \cdot 2\pi = \frac{1}{0,00188} \cdot 2 \cdot 3,14 = 3340 \text{ рад} / \text{с} .$$

Полученная частота воздействия выступами круга на обрабатываемую поверхность близка к собственной частоте колебаний системы ω_1 . Поэтому желательно уйти от этой частоты в сторону возрастания. Этого можно достичь изменением размеров выступов и впадин периферии круга и изменением частоты его вращения.

На рисунке 10 представлена амплитудно–фазовая частотная характеристика разомкнутой системы, по которой можно судить об устойчивости замкнутой системы. Из графика видно, что данная АФЧХ не охватывает точку с координатами $(-1; i \cdot 0)$, т.е. замкнутая система устойчива.

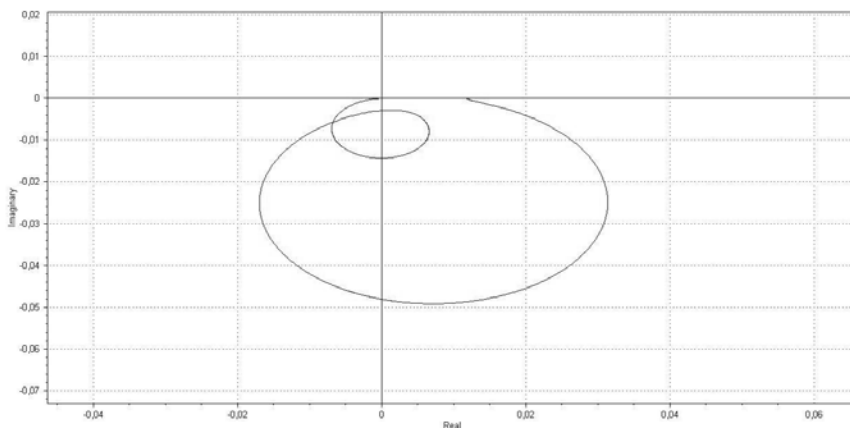


Рис. 10 – Амплитудно–фазовая частотная характеристика разомкнутой системы

Таким образом, разработанная модель, позволяет рассчитывать амплитуду параметрических колебаний, сопровождающих прерывистое шлифование, и использовать эти расчеты для выбора конструкции круга и режимов шлифования. Дальнейшие исследования позволят учесть влияние других параметров таких, как: температура в зоне резания, охлаждение с применением смазочно-охлаждающих жидкостей.

Список литературы: 1.Новиков Ф.В., Якимов А.А. К вопросу о сущности прерывистого шлифования // Высокие технологии в машиностроении. Сборник научных трудов НТУ «ХПИ». – Харьков. – Вып. 1 (4). – 2001. 2.Сизый Ю.А., Пономарев Л.С., Чайка Э.Г. Динамика прерывистого обдирочного шлифования торцом // Известия ВУЗов. – М.: Машиностроение. – 1988. – №12. – 131. – 135 с. 3.Сталинский Д.В., Сизый Ю.А. Оптимальное проектирование динамических систем обдирочно–шлифовального станка. – Харьков.: ХГПУ, 2000. – 113 с. 4.Ушаков А.Н. Структурно–параметрический синтез процесса круглого наружного врезного шлифования с адаптивным управлением. Дис. на соиск. уч. степени канд. техн. наук. – Харьков, 1998. – 176 с. 5.Маслов Е.Н. Теория шлифования материалов. – М.: Машиностроение, 1974. – 320 с. 6.Островский В.И. Теоретические основы процесса шлифования. – Л.: Ленинградский госуд. университет, 1981. – 144 с. 7.Якимов А.В. Прерывистое шлифование. – К.: Вища школа, 1986. – 175 с. 8.Якимов А.В., Паршаков Н.А. и др. Управление процессом шлифования. – Киев: Техніка, 1983. – 182 с. 9.Якимов А.В. Оптимизация процесса шлифования. – М.: Машиностроение, 1975. – 175 с.

Поступила в редколлегию: 13.04.2010.

В.В. ФРОЛОВ канд. техн. наук., НТУ «ХПИ», г. Харьков

ФОРМАЛИЗАЦИЯ ОПИСАНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ СТРУКТУРЫ ПЛОСКИХ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ДЕТАЛЕЙ

В данной работе предлагается подход к решению задачи количественной оценки правильности простановки размеров на плоских деталях, в основе которого лежат принципы теоретической механики, что позволяет получить математические зависимости, количественно характеризующие системы размеров, для этих деталей.

У даній роботі пропонується підхід до рішення задачі кількісної оцінки правильності проставлення розмірів на плоских деталях, в основі якого лежать принципи теоретичної механіки, що дозволяє отримати математичні залежності, що кількісно характеризують системи розмірів, для цих деталей.

In the given operation the approach to the solution of a problem of a quantitative estimation of correctness of dimensioning on flat details in which basis principles of theoretical mechanics lay that allows to receive the mathematical dependences quantitatively describing systems of sizes, for these details is offered.

Стратегия простановки размеров на чертежах машиностроительных деталей предопределяет особенности формирования технологического процесса механической обработки. Это выражается в последовательности обработки поверхностей и в выборе технологических баз, или точнее, в выборе стратегии смены технологических баз, которая основывается на выполнении двух принципов: принцип совмещения баз; принцип постоянства баз. Систематизация стратегий в [1, 2] показывает, что выбор комплекта технологических баз основывается на анализе размерных цепей машиностроительной детали. Существующие в практике технологической подготовки производства (ТПП) методы контроля конструкторской документации, в основном, базируются на качественных методах, но в связи с широкой автоматизацией ТПП необходимо использовать строго формализованные методики, где применяются математические модели, описывающие взаимосвязи между геометрическими примитивами и позволяющие проводить количественную оценку правильности простановки размеров. В работах [3, 4] предлагаются возможные подходы к решению данной проблемы. В [3] для анализа размерных цепей приводится классификация размеров по лишаемым степеням свободы, а в [4] основой для простановки размеров является симплекс двумерного пространства (СДП). Здесь на основе анализа возможных методов формирования размерных связей СДП выводятся правила описания геометрической структуры плоских деталей. Оба подхода обеспечивают возможность частичной формализации решаемой задачи.

В данной работе предлагается подход к решению задачи количественной оценки правильности простановки размеров на плоских деталях, в основе

которого лежат принципы теоретической механики, что позволяет получить математические зависимости, количественно характеризующие системы размеров, для этих деталей. Данный подход объединяет особенности указанных выше и является их дальнейшим развитием.

Рассмотрим принципы формирования плоских размерных цепей. Последовательность создания чертежей в современных конструкторских системах предполагает получение сначала плоского изображения элемента детали, а затем на его основе формирование пространственной модели этого элемента. Поскольку любой конструктивный элемент состоит из простых геометрических элементов, его можно представить как плоский многозвенный механизм, и, исходя из этого, определить принципы формирования размерных цепей на плоских контурах.

Простановка размеров, по сути, является наложением связей на простые геометрические элементы контура, что лишает их определенного числа степеней свободы. Более справедливо использовать понятие обобщенных координат, поскольку мы рассматриваем закон возможного движения механической системы, т.е., как лишить ее каких либо движений. Для этого чаще всего используются стационарные голономные связи, выраженные определенными телами – телами связи. В теоретической механике для изучения движения всегда сначала задается тело отсчета, относительно которого рассматривают движения остальных тел, и с ним связывается система координат, в которой и рассматривают возможные движения механической системы.

В нашем случае, возможно, рассматривать следующую задачу кинематики механической системы – описать движение твердого тела как целого, т.е. найти число степеней свободы и ввести обобщенные координаты. При этом обобщенные координаты будут зависеть от выбора тел связи.

Одной из задач при описании базирования механической системы является выбор опорных элементов системы координат, т.е. точек (полюсы) и осей (орты), жестко связанных с системой координат.

Наложение связей в теоретической механике представляют, как последовательное наложение новых ограничений на движение механической системы, которые не отменяют ранее наложенные. Этот же принцип можно использовать при построении размерных цепей выполняя чертеж детали или сборки – каждый последующий размер должен лишать конструктивный элемент определенного числа степеней свободы, но не отменять при этом предыдущий, тогда размерная цепь будет построена правильно.

Например, на рисунке 1 изображен плоский контур – разберем последовательно, как, и каких степеней свободы лишаются элементы контура при нанесении на чертеж систем размеров. Контур состоит из отрезков прямых линий на плоскости. Отрезок прямой на плоскости может иметь максимально три степени свободы – два перемещения и одно вращение (смотри рис. 2в). Отрезок может совершать два типа движений: плоскопараллельное (3 степени свободы смотри рис. 2г) и поступательное движение на плоскости (2 степени свободы смотри рис. 2д). Всякое сложное движение твердого тела рас-

кладывается на два простых поступательное движение полюса и вращательное вокруг полюса.

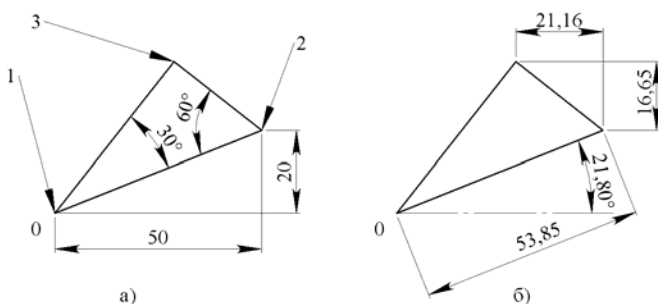


Рис. 1 – Системы размеров многоугольника

Следовательно, система размеров, которая обеспечивает полную неподвижность отрезка, должна содержать размеры, определяющие неподвижность полюса, и размеры, обеспечивающие отсутствие вращения отрезка вокруг полюса. При построении отрезка система отсчета помещается в первую точку, поэтому опорными элементами являются горизонталь и точка начала координат. Поэтому, полюс отрезка неподвижен, а лишить его вращения можно двумя способами (смотри рис. 2 а, б). Такой подход объясняет, с точки зрения теоретической механики, формирование системы простановки размеров на плоских контурах. Здесь необходимо последовательно фиксировать полюсы каждого отрезка, а затем определять его положение относительно полюса. В качестве тел связи выступают предыдущие отрезки – система координат, построенная на опорных элементах тела отсчета. Но при этом соблюдается условие жесткой фиксации длины отрезка. Алгоритм выглядит так (смотри рис. 3):

1. Определяем положение полюса относительно абсолютной системы координат, при этом данная система строится на элементах тела отсчета. (2 линейных размера).

2. Поворачиваем линейку на заданный угол и откладываем длину отрезка.

3. Считаем, что телом связи является построенный отрезок, тогда помещаем полюс в конечную точку отрезка, тем самым лишая будущий отрезок двух степеней свободы.

4. Определяем угловое положение отрезка, лишая его вращения, и задаем длину.

5. У замыкающего отрезка фиксируется полюс и угловое положение с помощью двух точек, других отрезков, поэтому размеры не нужны. Размеры нужны только там где нет тел связи.

Исходя из этого для полной ориентации отрезка необходимо два линейных размера и один угловой, при наличии тел связи необходимо задавать

меньшее количество размеров.

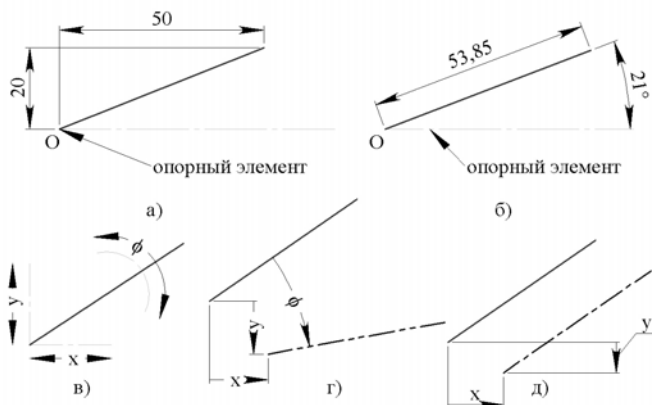


Рис. 2 – Перемещения и системы размеров отрезка

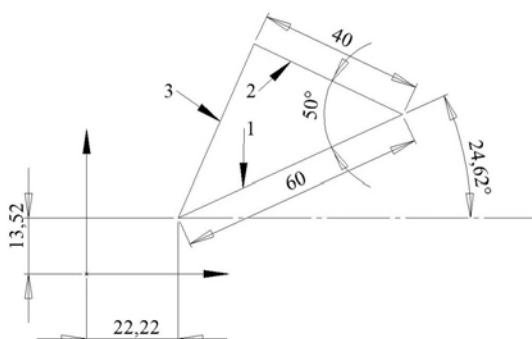


Рис. 3 – Последовательность простановки размеров

При плоском поступательном движении – максимально два линейных размера. Точка, определяющая угловое положение замыкающего отрезка, называется точкой геометрического замыкания, поскольку проводить отрезок будем от полюса то этой точки, а длина должна получиться автоматически.

Из теоретической механики известно, что число степеней свободы механической системы из n точек с j голономными связями равно $s = 3n - j$, тогда, если система расположена на плоскости формула примет вид $s = 2n - j$, поскольку каждая точка на плоскости имеет две степени свободы. Для треугольника, где зафиксирована длина отрезка $s = 2 \cdot 3 - 1 = 5$. В многоугольнике количество степеней свободы непосредственно связано с системой размеров. На рисунке 4а количество связей для треугольника соответствует количеству степеней свободы, рассчитанных по формуле, при условии, что зафиксирована длина отрезка 1, тогда на чертеже должны присутствовать два

размера, определяющих положение присоединенных отрезков, при этом, размер самого отрезка не определяет его положения. Поэтому, следует рассматривать две системы размеров: система размеров, определяющая взаимосвязи между конструктивными элементами, и система размеров самих конструктивных элементов, в частном случае это сводится до графических примитивов, как на рисунке 4а. Остальные три степени определяются положением полюса, т. е. выполняется условие отсутствия плоскопараллельного движения треугольника. Точка геометрического замыкания накладывает кинематическую связь, следовательно, в расчет степеней свободы не входит. Для любого многоугольника такие рассуждения будут аналогичны $s = 2 \cdot 5 - 3 = 7$ (смотри рис. 4б). Причем, здесь учитываются, как явно выраженные в виде размеров взаимосвязи, так и параметрические – предполагаемые по умолчанию. Частные случаи представлены на рисунке 5.

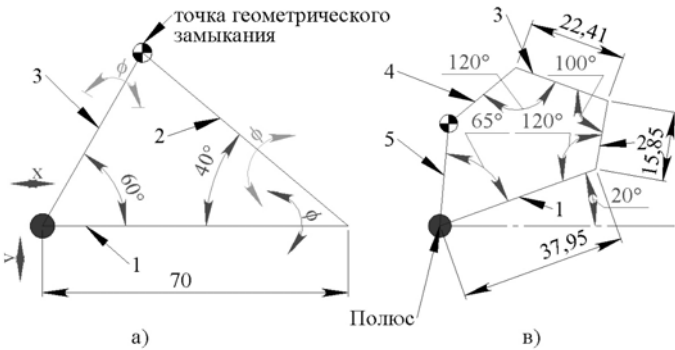


Рис. 4 – Системы размеров многоугольников

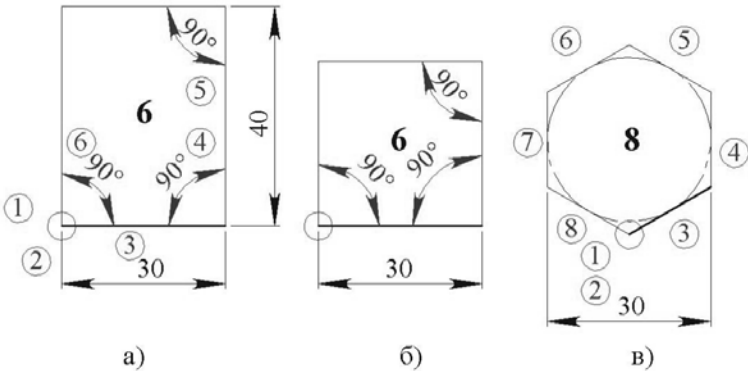


Рис. 5 – Схемы определения степеней свободы для частных случаев

Прямоугольник согласно формуле имеет $s = 2 \cdot 4 - 2 = 6$, поскольку фиксируют длину двух сторон (смотри рис. 5а). Номерами в кружках выделяют связи, которые делают прямоугольник неподвижным: 1 – движение по оси у; 2 – движение по оси х; 3 – отрезок горизонтальный, следовательно, угол равен 0 градусов; 4, 5, 6 – углы, определяющие положение отрезков относительно полюсов. Аналогично для рисунка 5б, отличие заключается в параметрическом задании равенства вертикального и горизонтального отрезков, поэтому формула вычисления степеней свободы идентична. На рисунке 5в фиксируется полюс, а остальные связи предполагают, что элементы шестигранника касательные к описываемой окружности.

На плоских контурах, состоящих из отрезков прямых, количество размеров для отрезков всегда на два меньше, что объясняется кинематическим характером связи последних двух отрезков (смотри рис. 6).

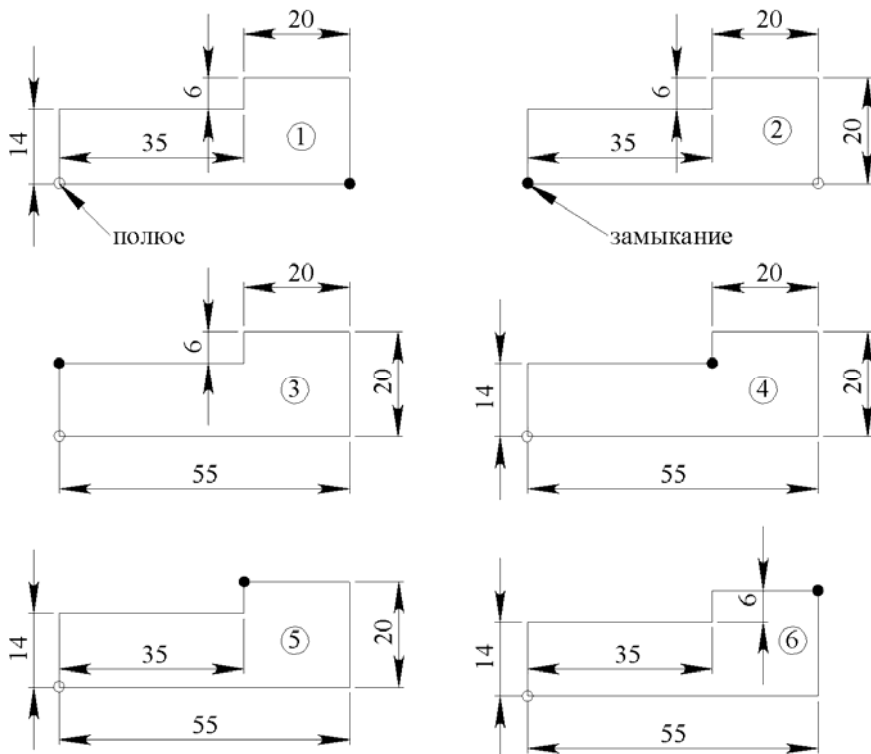


Рис. 6 – Варианты простановки размеров для шестиугольника

В связи со всем выше указанным, на плоском контуре, состоящем из n отрезков прямых должно быть следующее количество параметров: система параметров, определяющая форму конструктивных элементов – $(n-2)$ параметров (голономные связи); система параметров, определяющая размещение

конструктивных элементов – $s = 2n - (n - 2)$. Тогда общая система размеров должна иметь $2n$ параметров. Например, в треугольнике должно быть задано 6 параметров, как на рисунке 4а. Из шести вариантов выбирается один, исходя из функционального назначения детали. Причем анализ простановки размеров на рисунке 6 позволяет предположить, что данные системы размеров могут быть описаны в терминах алгебраической теории групп – группы вращений.

Расширим данный подход на плоские контуры, состоящие из разных по геометрической форме элементов. Дуга окружности может быть представлена в виде жесткого сектора (смотри рис. 7), тогда все параметры как у отрезка, только количество собственных размеров увеличивается до трех.

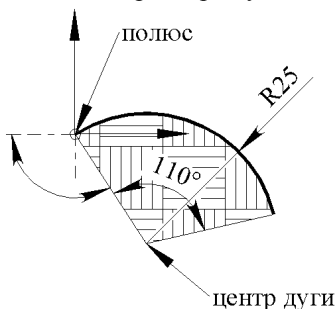


Рис. 7 – Параметры дуги

Например, на рисунке 8 представлена система, состоящая из 9 точек, тогда количество размеров необходимое для обеспечения ее неподвижности $s = 2 \cdot 9 - 8 = 10$. Исходя из предложенных правил, на рисунке присутствует 10 параметров, определяющих положение элементов относительно полюсов.

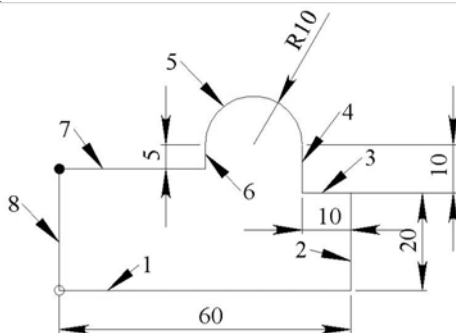


Рис. 8 – Смешанный контур

Предложенную методику можно с успехом применять для разработки параметрических моделей деталей на плоских чертежах. Практика показыва-

ет, что данный подход позволяет анализировать и прогнозировать правильность простановки размеров на чертежах плоских контуров, но он не позволяет убрать вариантность простановки размеров. Поэтому при выборе одной конкретной системы размеров необходимо учитывать функциональное назначение элементов. При построении параметрической модели крышки, изображенной на рисунке 9а, необходимо задать 5 размеров.

На плоскости параметрическая модель представляется системой из 7 точек, следовательно, $s = 2 \cdot 7 - (7 - 2) = 9$ параметров будут однозначно определять чертеж крышки. Голономных связей должно быть 5 (линейные размеры на рис. 9б).

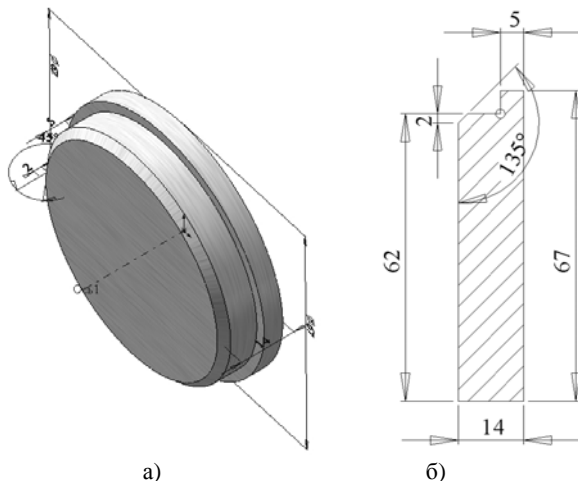


Рис. 9 – Крышка врезная глухая

Вывод – практическое применение указанных соображений очень эффективно при построении плоских эскизов трехмерных моделей деталей. Конструктор может заранее определить, какая система размеров наиболее выгодна для полного определения плоского контура и правильна с точки зрения теоретической механики. Это, по сути, инструмент осмысленного направленного синтеза систем размеров, причем, практически реализуемый в современных системах автоматизированного конструирования.

Список литературы: 1. Технология машиностроения: В 2т. Т.1 Основы технологии машиностроения: Учебник для вузов / В.М. Бурцев, А.С. Васильев, А.М. Дальский и др.; Под ред. А.М. Дальского. – 2-е изд. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 564с. 2. В.П. Фигаро Основы проектирования технологических процессов и приспособлений. Методы обработки поверхностей. – М.: Машиностроение, 1973. – 468с. 3. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов Расчет допусков размеров. – М.: Машиностроение, 1981. – 189с. 4. Технологические основы гибких производственных систем: Учеб. для машиностроительных. спец. вузов/ В.А. Медведев, В.П. Вороненко, В.Н. Брюханов и др.; Под ред. Ю.М. Соломенцева. – 2-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 2000. – 255с.

Поступила в редколлегию 20.04.2010

О.Ф. ЄНІКЄЄВ, канд. техн. наук, УкрДАЗТ, *Ф.М. ЄВСЮКОВА*,
Л.О. ШИШЕНКО, канд. техн. наук, НТУ «ХП», м. Харків

МОДЕЛЮВАННЯ ЗАМКНЕНОГО КАНАЛА УПРАВЛІННЯ ПОЗДОВЖНЬЮ ПОДАЧЕЮ ШЛІФУВАЛЬНОГО КРУГА

На основі дискретного перетворення Лапласа синтезовано замкнений канал для управління поздовжньою подачею шліфувального круга. Розроблений канал задовольняє вимогам системи по координатного управління шліфувальними верстатами по точності й швидкодії.

На основе дискретного преобразования Лапласа синтезирован замкнутый канал для управления продольной подачей шлифовального круга. Разработанный канал удовлетворяет требованиям системы управления шлифовальными станками по точности и скорости по каждой координате.

On the basis of a discrete Laplace transformation the closed channel for control by stride of a wheel is synthesized. The designed channel meets the requirements of a control system of grinders on an exactitude and speed on each coordinate.

Вступ. Впровадження в машинобудівне виробництво України сучасних інформаційних й енергозберігаючих технологій базується на розробці технічних засобів автоматизації технологічних процесів та, зокрема, алмазного шліфування. Шліфувальні верстати при обробці деталей використовують у якості приводних механізмів двигуни постійного і змінного струмів, які є енергоємними об'єктами управління. Скорочення часу обробки шліфувальними верстатами деталей при збереженні заданих показників якості їхніх оброблених поверхонь знижує відсоток недоліку й дає підприємству істотну економію електричної енергії [1].

Розробка математичної моделі. При розробці технічних засобів для автоматизації процесів алмазного шліфування використовується принцип поординатного управління верстатами [2]. В основу розробки замкненого каналу для управління поздовжньою подачею шліфувального кола покладено принцип управління за відхиленням. Структурна схема цього каналу представлена на рис. 1. Виконаємо аналіз структурної схеми з метою одержання виразу для передатної функції каналу.



Рис. 1 – Структурна схема каналу

Поточне значення поздовжньої подачі шліфувального круга обчислюється цифровим регулятором 2 за допомогою такого виразу

$$S_{np} = \frac{l}{t_1},$$

де l - довжина заготівлі, t_1 - час виконання навкруги одного проходу.

Довжина заготівлі визначається заздалегідь шляхом безпосередніх вимірів і вводиться до пам'яті регулятора 2, отже, для визначення величини S_{np} треба виміряти t_1 . Початок і кінець проходу шліфувального круга фіксуємо кінцевими вимикачами. Блок П2 виконує процедуру дискретизації за часом імпульсу, тривалість якого визначається моментами спрацьовування цих вимикачів. Вихідний код блоку П2 фіксує цифровий регулятор 2. Специфіка роботи вхідного модуля каналу дозволяє подати його пропорційною ланкою із запізненням

$$H_1(p) = k_{П2} e^{-p\tau_{П2}}, \quad (1)$$

де $k_{П2}, \tau_{П2}$ - коефіцієнт передачі й запізнення блоку П2.

З урахуванням смуги (Δ_3) нечутливості первинного перетворювача маємо таку передатну функцію вхідного модуля каналу

$$H_1(p) = \Delta_3 k_{П2} e^{-p\tau_{П2}}. \quad (2)$$

Похибка дискретизації аналогового сигналу цим модулем знаходить своє кількісне вираження в нестабільності його вихідного коду. На рис. 2 подана гістограма розкиду вихідного коду. Основні статистичні параметри розподілу похибки такі

$$\bar{X} = 0; \quad \sigma = 0.036142; \quad A = 0; \quad E = -0.504.$$

Гістограма розкиду вихідного коду після виконання процедури згладжування описана трикутним законом розподілу. Рівняння згладженої кривої має вигляд

$$f(x) = \frac{1}{2\sigma} e^{-\frac{|x|}{\sigma}} \quad x \in (-0.1, 0.1). \quad (2)$$

Для отриманого закону розподілу похибки досліджуемого модуля його ентропійний інтервал невизначеності становить

$$\Delta_3 = \sigma e^{\frac{1}{\sigma}} = 0.036142.$$

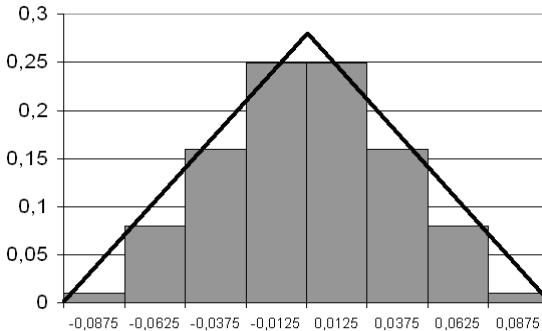


Рис. 2 – Гістограма розкиду вихідного коду блоку П2

Вихідний сигнал екстраполятору нульового порядку є східчастим. Тоді передатна функція такого пристрою має вигляд [3]

$$H_2(p) = \frac{1 - e^{-p\tau_r}}{p}. \quad (3)$$

Регулятор 2 побудуємо на базі мікроконтролера, та подаємо в вигляді такої моделі [3]

$$H_3(p) = \frac{1}{\tau_r} (1 - e^{-p\tau_r}). \quad (4)$$

Передатна функція блоків ЕП2 й ВМ2 отримана такому вигляді

$$H_4(p) = \frac{k_M T_{k1} k_{П2} \tau_r p}{(\tau_{П2} p + 1)(a_4 p^4 + a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0)}. \quad (5)$$

Блоки П2, Р2 й ЕП2 вносять запізнювання в роботу каналу. Будемо вважати, що дискретний час запізнювання каналу по управляючому впливу, який дорівнює сумі запізнювань зазначених блоків, становить $2T_0$. Відповідно порядок математичної моделі розглянутого каналу становить $d=3$. З урахуванням цього запізнювання дискретна передатна функція замкненого каналу для управління поздовжньою подачею шліфувального круга набуває такого вигляду

$$H_5(z^{-1}) = z^{-2} \frac{b_0^\circ + b_1^\circ z^{-1} + b_2^\circ z^{-2} + b_3^\circ z^{-3}}{1 + a_1^\circ z^{-1} + a_2^\circ z^{-2} + a_3^\circ z^{-3}} = z^{-2} \frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})}. \quad (6)$$

В основу розробки цифрового регулятора 2 покладено принцип його синтезу на базі еталонної моделі замкненого каналу. Закон управління цифрового регулятора в системах з еталонною моделлю має такий вигляд

$$D(z^{-1})U_t = H(z^{-1})G_t - F(z^{-1})y_t, \quad (7)$$

де G_t - вхідний вплив каналу в момент $t = nT_0$ часу;

$D(z^{-1}), H(z^{-1}), F(z^{-1})$ - поліноміальні вирази щодо оператора зрушення.

Синтез цифрового регулятора 2 зведено до визначення параметрів поліномів $D(z^{-1}), H(z^{-1})$ і $F(z^{-1})$ таким чином, щоб замкнений контур був стійким. В умовах неповної інформації синтез регулятора виконаємо на основі мінімізації квадратичного критерію оптимальності [3]

$$J = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{\infty} [y_i^2 - P_1 U_i^2]. \quad (8)$$

Полином $R_1(z^{-1})$ визначає динаміку перехідного процесу основного контуру цифрового регулятора при усуненні помилки неузгодженості. Оскільки величиною помилки $\varepsilon_{\text{дон}}$ можна задатися, а величина Δ_3 вже визначена, то поліном $R_1(z^{-1})$ набуває такий вигляд

$$R_1(z^{-1}) = \frac{\Delta_3 k_M z^{-1} [1 - T_M + (T_M - l_4) z^{-1}]}{\varepsilon_{\text{дон}}} \quad (9)$$

Полином $H(z^{-1})$ має вигляд

$$H(z^{-1}) = z^{-3} (h_0 + h_1 z^{-1} + h_2 z^{-2} + h_3 z^{-3}), \quad (10)$$

$$\text{де } h_0 = \frac{\Delta_3 k_M (1 - T_M)}{\varepsilon_{\text{дон}}} b_0^\circ, \quad h_1 = \frac{\Delta_3 k_M [(1 - T_M) b_1^\circ + b_0^\circ (T_M - l_4)]}{\varepsilon_{\text{дон}} a_1^\circ},$$

$$h_2 = \frac{\Delta_3 k_M [(1 - T_M) b_2^\circ + b_1^\circ (T_M - l_4)]}{\varepsilon_{\text{дон}} a_2^\circ}, \quad h_3 = \frac{\Delta_3 k_M [(1 - T_M) b_3^\circ + b_2^\circ (T_M - l_4)]}{\varepsilon_{\text{дон}} a_3^\circ}.$$

Полином $F(z^{-1})$ отримано у такому вигляді

$$F(z^{-1}) = f_0 + f_1 z^{-1} + f_2 z^{-2}, \quad (11)$$

$$\text{де } f_0 = 1, \quad f_1 = \frac{a_1^\circ + 1}{a_1^\circ}, \quad f_2 = \frac{a_1^\circ a_2^\circ + a_1^\circ + a_2^\circ}{a_1^\circ a_2^\circ}.$$

Полином $D(z^{-1})$ отримано у наступному вигляді

$$D(z^{-1}) = g_0 + g_1 z^{-1} + g_2 z^{-2}, \quad (12)$$

де його коефіцієнти мають такі значення

$$g_0 = \frac{b_0^\circ}{a_0^\circ}, \quad g_1 = \frac{b_1^\circ - \frac{b_0^\circ a_1^\circ}{a_0^\circ} + \frac{b_0^\circ (a_1^\circ + 1)}{a_1^\circ}}{a_0^\circ},$$

$$g_2 = \frac{b_2^\circ + \frac{b_1^\circ (a_1^\circ + 1)}{a_1^\circ} + \frac{b_2^\circ (a_1^\circ a_2^\circ + a_1^\circ + a_2^\circ)}{a_1^\circ a_2^\circ} - \frac{b_0^\circ a_2^\circ}{a_0^\circ} - a_1^\circ \left[b_1^\circ - \frac{b_0^\circ a_1^\circ}{a_0^\circ} + \frac{b_0^\circ (a_1^\circ + 1)}{a_1^\circ} \right]}{a_0^\circ}.$$

Передатна функція регулятора 2 отримана в такому вигляді

$$H_{\text{онм}}(z^{-1}) = \frac{H(z^{-1})B(z^{-1})}{b_0^\circ A(z^{-1}) + D(z^{-1})B(z^{-1})}. \quad (13)$$

Після підстановки коефіцієнтів поліномів $A(z^{-1})$, $B(z^{-1})$, $D(z^{-1})$ і $F(z^{-1})$ у вираз (13) і перетворень маємо

$$H_{\text{онм},2}(z^{-1}) = \frac{0.04752 + 0.862z^{-1} - 0.823z^{-2}}{0.374 - 0.374z^{-1}}. \quad (14)$$

За виразами (6), (9), (10), (11), (12) і (14) зібрана імітаційна модель каналу (рис. 3). Графік вихідного сигналу каналу подано на рис. 4.

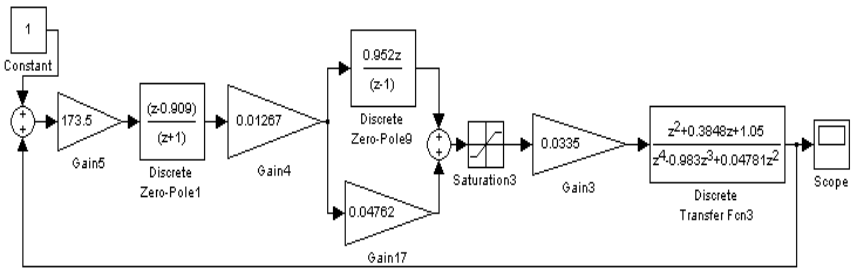


Рис. 3 – Імітаційна модель

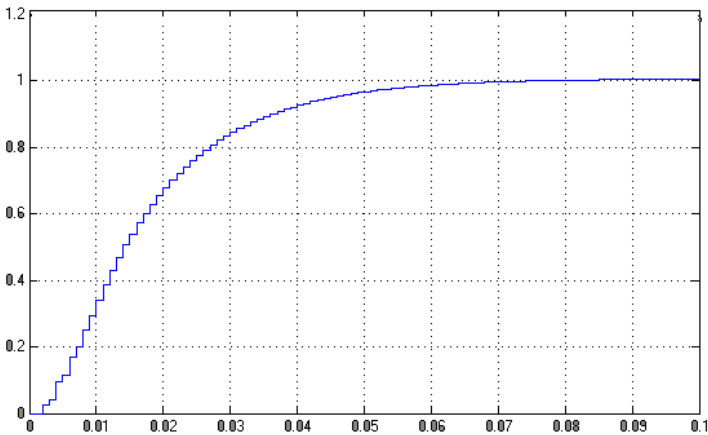


Рис. 4 – Графік вихідного сигналу каналу

Висновок. На підставі аналізу графіка маємо підвищення швидкодії замкненого каналу завдяки цифровому регулятору 2. Так само проглядається невелика похибка перерегулювання на початку перехідного процесу, яка після закінчення деякого часу стає нульовою. У цілому розроблений канал задовольняє вимогам системи покоординатного управління шліфувальними верстатами по точності й швидкодії.

Список літератури: 1. Рубашкин И.Б., Алешин А.А. Микропроцессорное управление режимом металлообработки. – Л.: Машиностроение, 1989. – 160 с. 2. Еникеев А.Ф. Оптимальное управление технологическим процессом алмазного шлифования. – Краматорск: ДГМА, 2001. – 160 с. 3. Романенко В.Д., Игнатенко Б.В. Адаптивное управление технологическими процессами на базе микроЭВМ: Учебное пособие. – К.: Вища шк., 1990. – 334 с.

Поступила в редколлегию 15.04.10

А.Р. РУЗМЕТОВ, НТУ "ХПИ", г. Харьков

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЙ В ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ПРОВЕДЕНИЯ МАШИННО-РУЧНОЙ ГРУППОВОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОПЕРАЦИИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПАРТИОННОСТИ ПОСТУПЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ГРУППЫ

У даній статті поставлене завдання визначити ступень впливу змін у розмірах партій однотипних деталей типу "Штуцер", що послідовно поступають на робоче місце на кількісні й структурні зміни в груповій машинно-ручній технологічній операції. Дослідження проводилися з використанням програмного комплексу імітаційного моделювання виробничих процесів GPS.

In given article is delivered problem of the determination of changes influence of parties one-type details of the type "Carbine" that consecutively enter on worker place on the quantitative and structured changes of group machine - manual technological operation. The Studies were conducted with use the programme complex of simulation modeling of the production processes GPS.

Методика управління імітуємою технологічною системою, по аналогії с реальною, содержит относительно постоянные и корректируемые части – то есть обладает относительной устойчивостью, что дает повод предложить ввести понятие типовой машинно-ручной технологической операции (МРТО). МРТО выполняется как во время подготовки цикла основной работы, так и во время её проведения (управление исполнительными узлами оборудования, измерения, укладывание деталей в тару и т.д.)

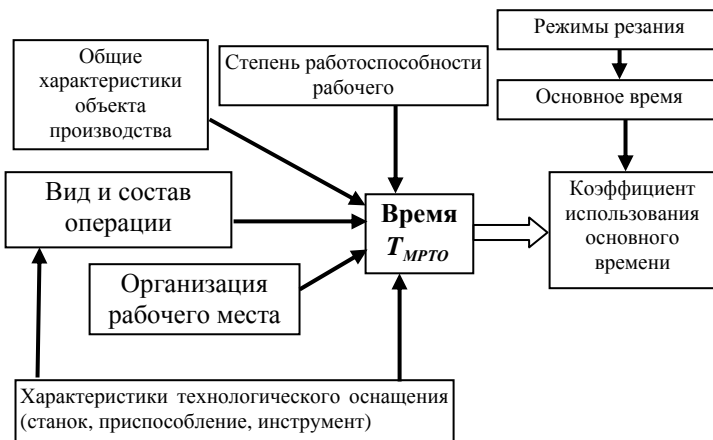


Рис. 1. Схема взаимодействия факторов, влияющих на величину затрат времени

Время выполнения типовой МРТО может быть определено по такой функциональной зависимости (1):

$$T_{MPTO} = f \left[\begin{array}{l} D(m, G, F), EQT(MT(PO), PP(KI, KFix), BI, PI(Tc), CI), \\ SO(KO, KW(NS)), P(KF(T), S(T)), ORG(HTR, Sk, Plan) \end{array} \right], \quad (1)$$

где $D(m, G, F)$ – параметры, определяющие тип детали: масса (m), габариты (G), форма (F). Для детали, параметр, характеризующий габарит рассчитывается как соотношение наибольших сторон по базовым осям детали.

$SO(KO, KW(NS))$ – состав операции – параметры, определяющие вид и порядок работы: вид операции (KO), контур свойств ($KW(NS)$) вида вспомогательной работы для каждой поверхности (NS) на данной операции (согласно формулировки перехода);

$P(KF(T), S(T))$ – степень работоспособности рабочего по параметрам его физической ($KF(T)$) и информационной ($S(T)$) напряженности, зависящих от времени проведения операции (T) и влияющих на скорость реализации МРТО;

$EQT(MT(PO), PP(KI, KFix), BI, PI(T), CI)$ – контуры свойств технологического оснащения: станка (MT), приспособления ($PP(KI, KFix)$), способа установки (KI) (основная и вспомогательные технологические базы), закрепления ($KFix$), режущего ($PI(T)$), стойкости (T), измерительного (CI) и вспомогательного (BI), инструментов;

$ORG(HTR, Sk, Plan)$ – контуры свойств организации рабочего места: системы подъемно-транспортного оснащения (HTR), инвентаря (Sk), планировки ($Plan$).

Таким образом, состав факторов, влияющих на время выполнения операции подбирается с тем условием, чтобы:

$$T_{MPTO} \rightarrow \min \quad (2.8)$$

При этом нужно, чтобы коэффициент использования основного времени стремился к максимуму:

$$\eta_o = \frac{t_o}{T_{MPTO} + t_{oml}} \rightarrow \max$$

где t_{oml} - время перерывов в работе, принимается как 5% от T_{MPTO} .

Исследования проводились для условий сверлильной операции обработки комплексной детали типа "Штуцер" (рис. 3) при использовании

вертикально –сверлильного станка (рис. 4) с применением группового переналаживаемого приспособления и набора сменных комплектов оправок к нему (рис. 5).

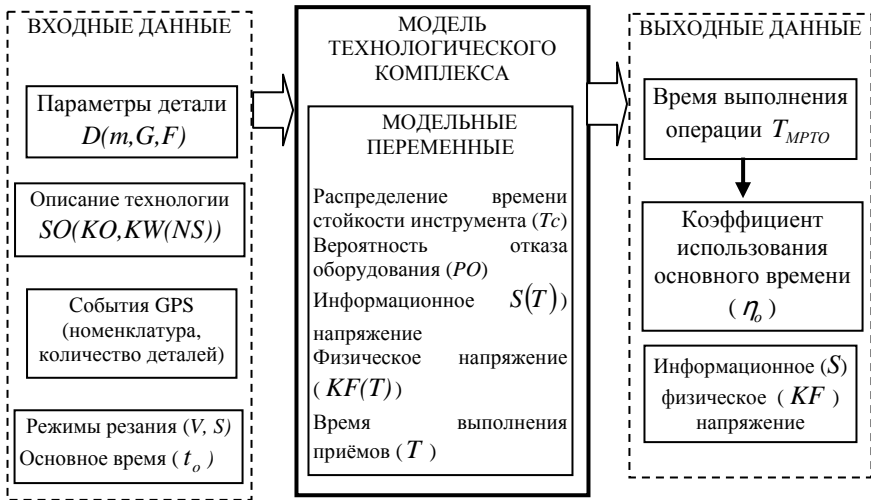


Рис. 2 Переменные имитационной модели работы технологического комплекса

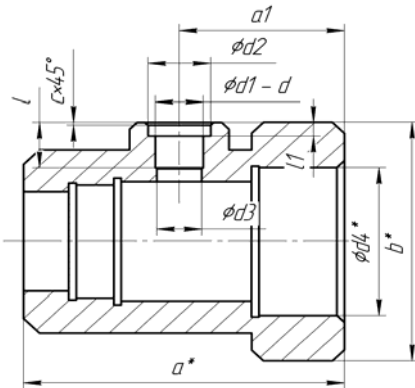


Рис. 3. Операционный эскиз комплексной детали где: a, b, a1, c, d, d1, d2, d3, d4, l, l1 – исполняемые размеры; * - размеры для справок

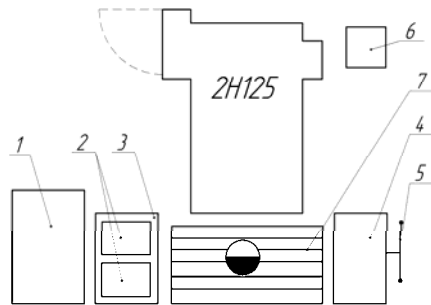


Рис. 4. Организация рабочего места сверловщика где: 1 – стеллаж-подставка; 2 – тара; 3 – столик приёмный; 4 – тумбочка инструментальная двухсекционная; 5 – планшет для чертежей; 6 – стеллаж для приспособлений; 7 – решетка под ноги

Для выделения влияния факторов партионности (N) и технологической сложности обработки детали были исключены неопределенности, связанные со стойкостью и надежностью работы оборудования.

Состав операционной технологии

Операция:	Сверлильная;
Станок:	2Н125
Деталь:	XXXXX, габариты: а×b мм
Число одновременно устанавливаемых деталей	1 шт;
Способ установки (закрепления)	Установка по диаметру с упором в торец, крепление гайкой;
Приспособление	Кондукторное групповое, набор сменных комплектов оправок
Организация рабочего места	Детали берутся и укладываются одной рукой в гнезда тары.
Переходы:	Инструмент
Центровать отверстие 1, выдержав размеры XX и a1;	РИ: сверло центровочное $\emptyset XX$; ВИ: втулка кондукторная XXXX1;
Смена инструмента	ВИ: клин, молоток
Сверлить сквозное отверстие 1;	РИ: сверло $\emptyset d3$; ВИ: втулка кондукторная XXXX2;
Смена инструмента	
Зенкеровать отверстие 1, выдержав размер l;	РИ: зенкер $\emptyset d1$; ВИ: втулка кондукторная XXXX3; СИ: калибр-пробка $\emptyset d1$, штанген-глубиномер
Смена инструмента	
Зенковать фаску с $\times 45^0$;	РИ: зенковка $\emptyset XX$; ВИ: втулка кондукторная XXXX4;
Цековать торец, выдержав размер II;	РИ: торцевой зенкер $\emptyset d2$; ВИ: втулка кондукторная XXXX4; СИ: калибр-пробка $\emptyset d2$, штанген-глубиномер
Смена инструмента	
Развернуть отверстие 1, выдержав размер l;	РИ: набор разверток для $\emptyset d$; ВИ: втулка кондукторная XXXX5; СИ: калибр-пробка $\emptyset d$, штанген-глубиномер

При проведении исследований имитировалась работа технологического комплекса в среде GPS в течении смены. В результате работы модели были исследованы траектории кривых изменения значений времени выполнения операций (T_{MPTO}) в зависимости от системного времени (T) для всей номенклатуры деталей (рис. б).

На основе этого получены закономерности, которые описывают зависимости значений коэффициента использования основного времени (η_o) от продолжительности работы технологического комплекса (T) и величин партий, поступающих в обработку деталей (N) каждого вида (табл. 3).

Таблица 2

Размерная таблица исследуемой группы

Деталь	Наличие параметров													
	d	d1	d2	d3	l	l1	c×45	a1	a*	b*	l3*	d*	t ₀ , мин	
1	+	+	-	+	+	-	+	a ₁	a* ₁	b* ₁	l3* ₁	d* ₁	2,40	
2	-	+	-	+	+	-	+	a ₁	a* ₁	b* ₁	l3* ₂	d* ₁	1,58	
3	-	-	-	+	-	-	+	a ₁	a* ₂	b* ₁	l3* ₃	d* ₁	1,14	
4	+	+	-	+	+	-	+	a ₂	a* ₃	b* ₂	l3* ₃	d* ₂	2,43	
5	-	-	+	+	-	+	+	a ₂	a* ₄	b* ₂	l3* ₄	d* ₂	2,06	

Пусть $i = \overline{1, N_j}$, где i - номер детали в партии; j - номер партии из номенклатуры группы. Тогда время, затрачиваемое на отдельную партию:

$$T_{\text{парм } j} = \sum_{i=1}^{N_j} T_{\text{МРТО } j}(T_i) \quad (2)$$

Коэффициент использования основного времени относительно ко всей партии:

$$\eta_{o j} = \frac{N_j \cdot t_{o j}}{T_{\text{парм } j} - T_{\text{н.з.}}} \quad (3)$$

где $T_{\text{н.з.}}$ - время переналадки группового приспособления - принимается постоянным ввиду однородности метода установки и крепления сменной оправки.

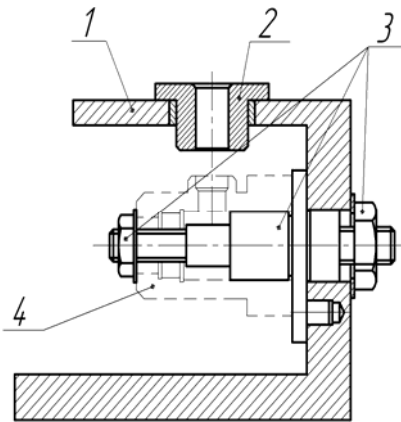


Рис. 5. Групповое переналаживаемое приспособление где: 1 – корпус; 2 – сменная втулка; 3 – сменный комплект (оправка, элементы крепления и ориентирования); 4 – контур детали

Таблица 3

Детали	Зависимости	R ²
1	$T_{\text{МРТО}_1}(T) = -0,0003 \cdot T^3 + 0,015 \cdot T^2 - 0,279 \cdot T + 5,012$	0,9573
2	$T_{\text{МРТО}_2}(T) = -0,0001 \cdot T^3 + 0,0119 \cdot T^2 - 0,3304 \cdot T + 5,3763$	0,9951
3	$T_{\text{МРТО}_3}(T) = -0,00007 \cdot T^3 + 0,0087 \cdot T^2 - 0,3304 \cdot T + 5,4632$	0,987
4	$T_{\text{МРТО}_4}(T) = -0,0001 \cdot T^3 + 0,0113 \cdot T^2 - 0,2833 \cdot T + 5,3615$	0,9778
5	$T_{\text{МРТО}_5}(T) = -0,00001 \cdot T^3 + 0,0025 \cdot T^2 - 0,1402 \cdot T + 4,9343$	0,9687

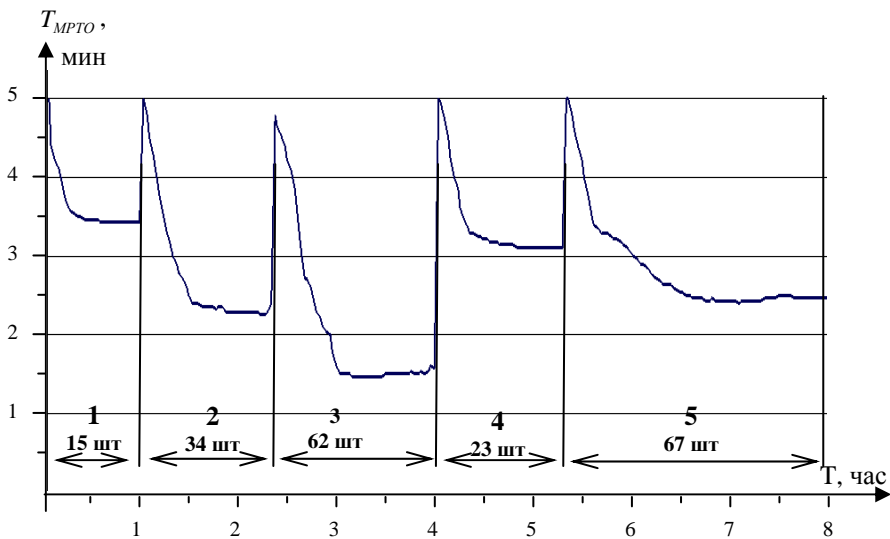


Рис. 7 Зависимость длительности выполнения операций (T_{MPTO}) от системного времени (T)

В результате получена аналитическая зависимость коэффициента использования основного времени от величины партии для данной группы деталей с коэффициентом аппроксимации $R^2 = 0,914$:

$$\eta_o(N) = 0,0333 \cdot N^3 - 0,2464 \cdot N^2 + 0,4802 \cdot N + 0,264 \quad (4)$$

Кривая имеет сложную форму и локальный минимум, что объясняется различной технологической комплексностью и трудоемкостью переходов на деталях группы: низкой – на 3-ей и 2-ой, и высокой – на 1-ой и 4-ой. Рост величины партии провоцирует рост кривой $\eta_o(N)$.

Список литературы: 1. Тимофiev Ю.В., Шелковой А.Н., Рузметов А.Р., Концур С.А. Аналитический подход к оценке временных характеристик рабочего места станочника // Високи технологii в машинобудуваннi. Збiрник наукових праць – Харкiв: НТУ “ХП”.- 2002. - Вип.1. – С. 370 - 376. 2 Базовая система микроэлементных нормативов времени (БСМ-1) //Методические и нормативные материалы. М.: Экономика, 1989 г 3. Шелковой А.Н., Рузметов А.Р. Классификация задач формализации перемещений рабочего на основе анализа его психофизиологических характеристик //Високи технологii в машинобудуваннi: Збiрник наукових праць – Харкiв: НТУ “ХП”.- 2004. - Вип., 2(9). – С. 270 - 275. 4. Шелковой А.Н., Рузметов А.Р. Представление трудового процесса в виде декларативных и процедурных знаний семантической сети С.72–76 // Вiсник Нацiонального технiчного унiверситету “Харкiвський полiтехнiчний iнститут”. Збiрник наукових праць. Тематичний випуск: Технологii в машинобудуваннi. – Харкiв: НТУ “ХП”. - 2005.- №39. – С. 133 - 137. 5. Интегральная оценка работоспособности при умственном и физическом труде // Методические рекомендации. М.: Экономика, 1990 г.

Поступила в редколлегию 28.04.10

К.А. МИРОНОВ, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ», г. Харків

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАБОЧИХ КОЛЕС РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ВЫСОКОНАПОРНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ НА ПАРАМЕТРЫ ГЭС КАМЕНГ

Приводиться опис сучасних пакетів прикладних програм для проектування й розрахунку гідротурбін. Дається опис розробленого комплексу прикладних програм для проектування робочих коліс радіально-осьової гідротурбіни. Показано використання розробленого комплексу при проектуванні робочих коліс радіально-осьової гідротурбіни на задані параметри ГЕС.

The description of modern packages of applied programs for designing and calculation of hydroturbine is resulted. The description of the developed complex of applied programs for designing of runners of the Francis turbine is given. Use of the developed complex at designing of runners of the Francis turbine on the set parameters of Hydroelectric Power Station is shown.

Введение. Разработка современных гидротурбин (ГТ), обладающих высокими энергокавитационными характеристиками стала возможной благодаря применению современных теоретических и экспериментальных методов исследования рабочего процесса с использованием ЭВМ. В настоящий момент развитие гидромашиностроения неразрывно связано с разработкой более совершенных моделей рабочего процесса и гидродинамических методов расчета проточной части (ПЧ) ГТ, базирующихся на широком использовании ЭВМ.

Применение ЭВМ при проектировании рабочих колес (РК) имеет определенные преимущества:

- значительное уменьшение затрат времени на разработку нового РК;
- возможность реализации более совершенных алгоритмов, как на стадии проектирования, так и на стадии прогнозирования характеристик нового РК;
- возможность реализации численного эксперимента, что позволяет минимизировать количество изготавливаемых моделей и затрат на физический эксперимент.

Анализ литературных источников. В настоящее время ведущие фирмы, занимающиеся разработкой и изготовлением лопастных гидромашин, применяют, в частности, следующие пакеты программ [1 - 3]:

1. Пакет программ Q3D-Eu, предназначенный для решения уравнений движения Эйлера квазитрехмерного, квазиустановившегося невязкого потенциального (вихревого) потока в лопастных системах РК.

2. Пакет программ для расчета трехмерного невязкого потока в РК (3D Euler Code) путем решения уравнений неразрывности и количества движения.

3. Пакет программ расчета квазитрехмерного вязкого турбулентного

потока (Q3D Navier Stokes Code) путем совместного расчета потоков на поверхностях тока $S_1 - S_1$ и на поверхности тока $S_{2m} - S_{2m}$ осредненного потока в лопастных каналах РК, представляющего течение в меридиональной плоскости $m - z$.

4. Пакет программ (3D – Reynolds Averaged Navier Stokes Code/RANS) расчета трехмерного турбулентного вязкого потока в РК или ПЧ. В ходе расчета используют ячейки структурированной сетки и стандартные программы расчета параметров потока в центрах конечных объемов (призм, тетраэдров, заполняющих рассчитываемые области потока). Для расчета турбулентной вязкости используют стандартную модель турбулентности потока $k - \epsilon$ и логарифмический закон скорости у обтекаемых поверхностей.

Цель статьи. Целью данной работы является описание проектирования РК высоконапорной радиально-осевой (РО) ГТ основанного на применении комплекса прикладных программ (КПП).

Основные требования, предъявляемые при разработки РК ГТ [4, 5]:

- значения максимального КПД на оптимальном режиме и средневзвешенного КПД на нерасчетных режимах работы заданы заказчиком;
- величина коэффициента кавитации турбины σ_T не должна превышать принятого значения коэффициента установки турбины $\sigma_{уст}$ (определенного экономически приемлемой допустимой высотой отсасывания $H_{с доп}$, м);
- минимальный уровень пульсаций давления и нестационарности потока при работе гидроагрегата на нерасчетных режимах работы.
Для выполнения указанных требований необходимо, чтобы:
- РК обеспечило сработку заданного напора на оптимальном и других режимах работы.
- Потери энергии в РК (профильные, ударные, циркуляционные и др. виды потерь, вызванные вторичными течениями) должны быть минимальными.
- Распределение давления на лицевой и тыльной сторонах лопастей (как по их длине, так и по размаху) должно быть равномерным. Чтобы исключить развитую кавитацию непосредственно на входе в РК, пики скоростей на входной части лопасти должны быть минимальными.
- Равномерный поток на выходе из РК, т.е. такое распределение скоростей $V_{u2}(R_2); V_{m2}(R_2)$ в сечении за РК, при котором потери энергии в отсасывающей трубе и в РК будут минимальными.

В результате численного моделирования течения, т.е. расчета структуры потока и потерь энергии в РК, получают необходимую информацию и выполняют соответствующие модификации РК.

Анализ расчетных данных (структуры) потока и потери энергии в гидравлических элементах ПЧ, полученных в результате применения современ-

ных сертифицированных пакетов прикладных программ и оптимизационных алгоритмов [6], позволили значительно усовершенствовать гидравлические и экономические показатели гидротурбинного оборудования.

Так, например, за последние десятилетия значительно увеличен уровень КПД ГТ. В настоящее время максимальный КПД лучших ПЧ модельных ГТ ($D_1 \cong 500 \text{ мм}$) достиг уже уровня $\eta_m = 92 - 94\%$. Следовательно, КПД крупных натуральных турбин равен $\eta_n = 94 - 96\%$, что подтверждено их натурными испытаниями непосредственно на ГЭС [7]. Также значительно улучшены кавитационно-эрозионные показатели проектируемых и изготавливаемых ГТ.

Существенно возросла надежность и долговечность гидротурбинного оборудования, благодаря значительному уменьшению нестационарности потока, особенно на нерасчетных режимах работы.

Однако, так как действительный абсолютный поток в ПЧ – турбулентный вязкий, а также неустановившийся $\frac{\partial(\quad)}{\partial t} \neq 0$, то его расчет требует большего объема времени расчета. Численный анализ влияния геометрических и режимных параметров с помощью трехмерных методов, даже в узком диапазоне быстроходности, оказывается весьма затруднительным. Еще более сложная задача – использование этих методов в широком диапазоне изменения быстроходности. Поэтому целесообразно использовать более экономичные (с точки зрения требуемого машинного времени) пакеты программ расчета квазиустановившегося потока (осредненные во времени параметры), а трехмерные методы расчета использовать на заключительной стадии проектирования при доводке лопастной системы и ПЧ в целом, для удовлетворения требований заказчика, с последующим физическим экспериментом.

Проектирование лопастной системы РК. На кафедре гидромашин НТУ «ХПИ» проводилась научно-исследовательская работа с заводом тяжелого машиностроения БХЭЛ, г. Бопал, Индия. Кафедрой было получено техническое задание на проектирование ПЧ ГЭС Каменг: $H_{\max} = 531,5 \text{ м}$; $H_p = H_{\min} = 501,22 \text{ м}$; $N_{\max} = 169213 \text{ кВт}$; $N = 4 \times 150 \text{ МВт}$; $H_s = -6,5 \text{ м}$; $n_{\text{ген}} = 428,6 \text{ об/мин}$.

Было спроектировано РК РО 500-5Вт для данной станции с использованием КПП, разработанного на кафедре гидромашин НТУ «ХПИ», и получена прогнозная универсальная характеристика ПЧ РО ГТ [8, 9]. В основе расчета прогнозных универсальных характеристик ПЧ лежат общие закономерности рабочего процесса и обобщенная ММ рабочего процесса описанные в работе [9].

Подобный комплекс программ для расчета РО РК применяется в институте проблем машиностроения, без построения прогнозных характеристик ПЧ [10].

Описание блок-схемы КПП приведено в работах [8, 11].

Рассмотрим этапы проектирования РК.

РК профилировалось на следующие режимные параметры: $Q'_{\text{лопт}} = 150 \text{ л/с}$ и $n'_{\text{лопт}} = 60 \text{ об/мин}$, для удовлетворения требований заказчика.

Форма полости (b_0/D_1 и D_2/D_1), число лопастей РК z_{PK} , были выбраны ориентируясь на лучшие РК близкой быстроходности, разработанные на кафедре гидромашин НТУ «ХПИ» [12]. Используя статистические данные ведущих машиностроительных фирм [13, 14] был выполнен ряд модификаций полости РК, для удовлетворения требований заказчика. Очертания входной и выходной кромок были выбраны, используя рекомендации, изложенные в работах [4, 12]. Окончательно полученная полость представлена на рис. 1.

Для профилирования лопастной системы РК необходимо определить форму меридионального потока. В принятой полости РК, на основании результатов экспериментальных и расчетных исследований потока ГТ близкой быстроходности рассчитывают меридиональный поток. Структура меридионального потока зависит от принятых очертаний ПЧ, лопастной системы и режима работы ГТ. Поверхности тока в РК можно приближенно построить по данным замеров потока в сечениях перед и за РК. Если такие данные отсутствуют, то на основании опыта проектирования РК близкой быстроходности, меридиональный поток можно принимать равноскоростным или потенциальным.

Поток в полости РК был принят равноскоростным. Такое допущение приемлемо при построении потока в тихоходных РО РК, когда поворот потока осуществляется достаточно плавно. Это утверждение с некоторыми допущениями справедливо для высоконапорных ГТ. Равноскоростной меридиональный поток характеризует одномерное осесимметричное течение жидкости в полости РК, при котором действие центробежных сил на частицу жидкости при их перемещении из радиального направления в осевое не учитывается.

Необходимо также определить или задаться граничными условиями. Граничные условия – величина и направление вектора абсолютной скорости потока на входе и выходе РК. Они определяются на основании параметров $Q'_{\text{лопт}}$ и $n'_{\text{лопт}}$, используемых при проектировании РК, а также в предположении небольшой положительной закрутки за РК, что обеспечивает лучшее согласование РК и отсасывающей трубы.

Учитывая полученные данные равноскоростного меридионального потока в полости РК, определили входные и выходные геометрические углы лопасти.

Входная кромка лопасти РО 500-5Вт принята параллельной оси вращения РК и радиальной (расположенной в радиальной плоскости) (рис. 1). В этом случае угол $\beta_{1л}^0$ одинаков на всей входной кромке.

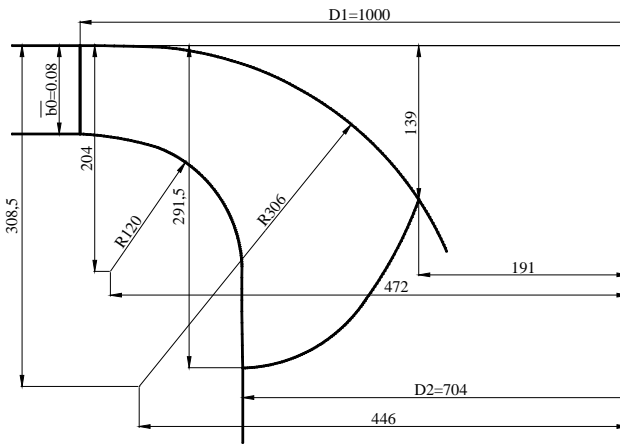


Рис. 1. Полость РК PO500-5Bm

С целью обеспечения заданных параметров оптимального режима $Q'_{\text{топт}}$ – $n'_{\text{топт}}$ (минимум потерь), а также для согласования решеток профилей между собой [11], были проанализированы различные законы изменения угла $\beta_{2r}(L_2)$ вдоль выходной кромки, полученный закон был скорректирован для обеспечения полной сработки циркуляции лопастной системой [11, 15]. Полученный закон распределения угла β_{2r} вдоль выходной кромки для РК показан на рис. 2.

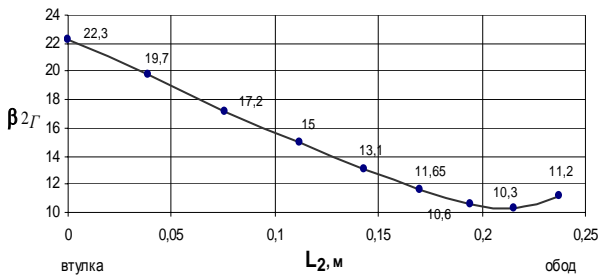


Рис. 2. Геометрические углы $\beta_{2r}(L_2)$ вдоль выходной кромки РК PO 500-5Bm

Лопастная система была спроектирована с радиальными входной и выходной кромками РК. Использование РК с радиальными кромками обусловлено простотой технологического процесса их изготовления.

Угол охвата лопасти χ с одной стороны не должен быть слишком малым, чтобы обеспечить приемлемый уровень кавитации σ , и с другой стороны не должен быть слишком большим, чтобы не завышать профильных потерь. Максимальная толщина не должна быть завышенной, и в тоже время должна удовлетворять условиям прочности.

Исходя из этого, было принято: $\chi = 65^{\circ}$; $\delta_{\max}=32$ мм (для $D_l=1000$ мм, $z=13$), профилирование выполнялось с учетом стеснения потока жидкости лопастями РК.

Профилирование лопасти РК выполнялось при помощи метода конформного отображения на единый цилиндр [4].

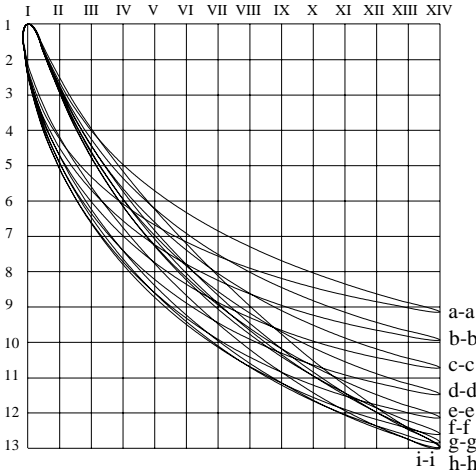


Рис. 3. Конформная диаграмма PO 500-5Vm
($R_{\text{ц}} = 500\text{мм}$)

При отображении профиля на конформную поверхность, его линейные размеры искажаются, а величина углов остается неизменной. Для удобства в качестве конформной поверхности выбран цилиндр диаметром 1 метр. Это позволяет сравнивать все профили на единой развертке (рис. 3).

Расположение профилей на конформной диаграмме должно обеспечить плавность лопасти, что следует проконтролировать в ходе построения ее радиальных и горизонтальных сечений.

Далее строят радиальные сечения лопасти в меридиональной проекции РК, соблюдая требования конформного отображения при переходе с плоскости на поверхность тока (рис. 4,а,б). Если радиальные сечения недостаточно плавные, необходимо откорректировать форму профилей (их кривизну и взаимное расположение на конформной диаграмме).

Построение горизонтальных сечений А-В-С-... выполняют для окончательного контроля плавности лицевой и тыльной сторон лопасти, изготовления контрольных шаблонов, а также для задания массива координат лицевой и тыльной сторон лопасти (рис. 5,а,б).

После проектирования РК выполняется расчет обтекания его лопастной системы и прогнозирование энергокавитационных показателей всей ПЧ [8, 16].

Полученная лопастная система РК PO 500-5Vm (рис. 6,а,б) была передана заказчику, который изготовил модельное РК (рис. 7) и провел испытания на гидродинамическом стенде. Результаты модельных испытаний показали хорошие энергокавитационные качества спроектированной лопастной системы.

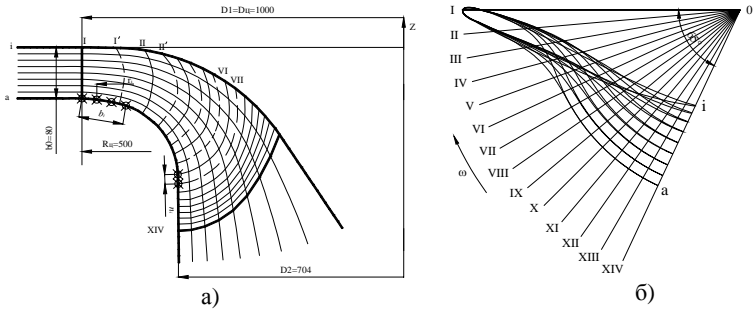


Рис. 4,а,б. Радиальные сечения РК РО 500-5Вм (меридиональная проекция и план)

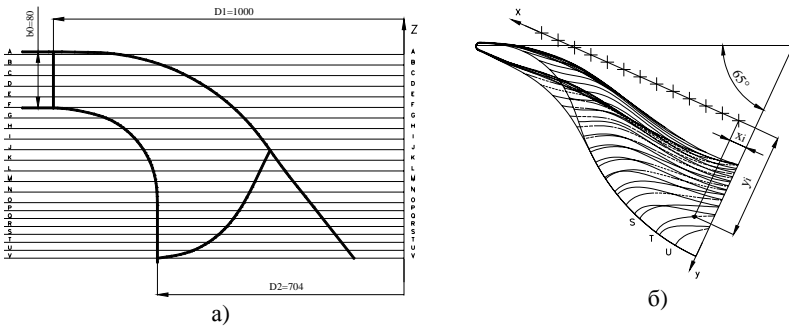


Рис. 5,а,б. Горизонтальные сечения и сечения в плане лопасти РК РО 500-5Вм

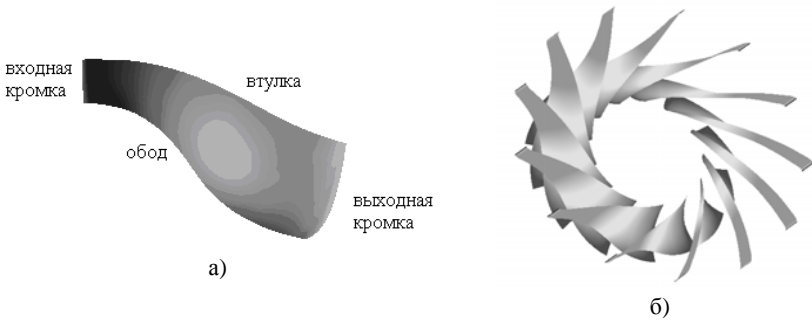


Рис. 6,а,б. Лопастная система РК РО 500-5Вм и колесо без верхнего и нижнего ободов

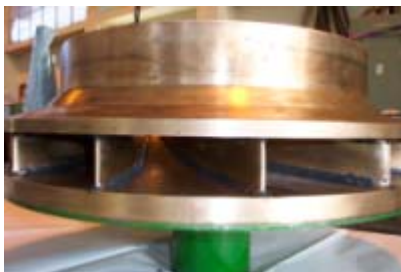


Рис. 7. Модельное рабочее колесо ГТ РО 500-5Вм

Выводы. Разработан КПП для проектирования РК РО ГТ. Показано применение КПП на заданные натурные параметры ГЭС Каменг (Индия) при разработке РК РО500-5Вм.

Список літератури: 1. *Wilcox David C.* Turbulence Modeling for CFD // DCW Industries, Inc., 1993. – 460 с. 2. *Ruprecht A.* Unsteady Flow Simulation in Hydraulic Machinery. – 2002. – Vol. 6, no 1. – P. 187-208. 3. *Thum Susanne.* Optimization of Hydraulic Machinery Bladings by Multilevel CFD Techniques // International Journal of Rotating Machinery. – 2005. – Vol. 2. – P. 161–167. 4. *Барлит В. В., Миронов К. А. и др.* Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса : учеб. пособие. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008. – 216 с. 5. *Brekke H.* A review on Turbine Design. – Lausanne, 2002. – P. 1–8. 6. *Enomoto Yasuyuki.* Design optimization of a Francis Turbine runner using multi-objective genetic algorithm // 22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. - 2004. – P. 126–134. 7. *Sallaberger M.* Accelerated design procedure for Francis runners in rehabilitation projects // Hydro-power & Dams. Issue One. – 2001. – P. 87–92. 8. *Миронов К. А.* Комплекс прикладных программ для проектирования и расчета радиально-осевых рабочих колес гидротурбин // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків : НТУ “ХПІ”, 2007. – № 17. – С. 18–25. 9. *Кольчев В. А., Миронов К. А., Тьяньнова И. И.* Общие закономерности рабочего процесса и их применение для расчета и анализа энергетических характеристик гидротурбин // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2006. – № 4/3 (22). – С. 54–64. 10. *Гнесин В. И., Дедков В. Н., Хорев О. Н.* Комплекс программ для расчета радиально-осевых рабочих колес гидромашин // Проблемы машиностроения. – Харьков, 2007. – Т. 10, № 2. – С. 9–14. 11. *Миронов К. А., Барлит В. В. и др.* Улучшение энергетических показателей рабочих колес гидротурбины РО500 при помощи численного моделирования течения в проточной части // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків : НТУ “ХПІ”, 2004. – № 12. – С. 41-48. 12. *Барлит В. В., Бородаевский В. В.* Расчет и исследование новой серии высоконапорных радиально-осевых рабочих колес РО500 // Гидравлические машины. – Харьков, 1976. – Вып. 10. – С. 63–70. 13. *Terlinden R. W. G.* Practical use of model tests for the layout and selection of water turbines during stage of identification and/or preparation of feasibility studies // Water Power. – 2004. – P. 443–451. 14. *Топаж Г. И., Бусырев А. И.* Лопастные гидромашинны. Выбор основных параметров и элементов проточной части реактивных гидротурбин : учеб. пособие для студентов вузов. – С.-Петербург : гос. политехн. ун-т, 2007. – 123 с. 15. *Раухман Б. С.* Оценка и улучшение кавитационно-эрозийных показателей радиально-осевых гидротурбин с помощью гидродинамических методов // Тр. ЦКТИ. – Л., 1981. – Вып. 186. – С. 28–41. 16. *Барлит В. В., Бородаевский В. В., Яковлева Л. К.* Расчет обтекания решеток профилей лопастных систем гидромашин : учеб.-метод. пособие. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2005. – 56 с.

Поступила в редакцию 15.03.10

Ю.В. ТИМОФЕЕВ д-р. техн. наук, НТУ «ХПИ», г. Харьков, **Е.В. МИРОНЕНКО** д-р. техн. наук, ДГМА, **А.А. КЛОЧКО** канд. техн. наук, ДГМА, **В.Ф. ШАПОВАЛОВ** канд. техн. наук, ДГМА, г. Краматорск.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ ОБРАБОТКИ КРУПНОМОДУЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС СПЕЦИАЛЬНЫМ ПРОФИЛИРОВАНИЕМ ФРЕЗ

У роботі наведені дослідження технологічного процесу обробки крупномодульних коліс $m=10-65$ мм особливістю которго є видалення із западин зубів оброблюваних коліс більших по периметрах і толщинам шарів металу, що супроводжується високою температурою в зоні різання, знижує якість обробки й запропонован метод профілювання фрез на основі евольвентного черв'яка з виключенням систематичних погрешностей, що дозволяє зменшити діаметральні розміри фрез, знизити величини крутних моментів, підвищити якість оброблюваних поверхонь зубів.

Researches over of technological process of treatment of wheels the $m=10-65$ mm feature of are in-process brought there is moving away from the cavities of points of the processed wheels of large on perimeters and to the thicknesses layers of metal, that is accompanied by a high temperature in the area of cutting, reduces quality of treatment and the method of profiling of milling cutters is offered on the basis of worm with the exception of systematic errors, allowing to decrease the diametric sizes of milling cutters, reduce the sizes of twisting

Особенностью технологического процесса обработки крупномодульных колес $m=10-65$ мм является удаление из впадин зубьев обрабатываемых колёс сравнительно больших по периметрам и толщинам слоёв металла, что сопровождается высокой температурой в зоне резания и снижает стойкость инструмента.

Как известно, теоретически точно обработать зубчатые колёса можно лишь в том случае, когда применяемая для зубообработки червячная фреза спрофилирована на основе эвольвентного червяка [1].

В практике тяжёлого машиностроения, где основное количество крупномодульных червячных фрез изготавливается заводами самостоятельно, при отсутствии соответствующих затыловочных станков, широкое распространение получил метод профилирования фрез на основе архимедова червяка. Профильный угол осевого сечения архимедова червяка α_4 определяется по углу наклона касательной к профилю осевого сечения теоретического эвольвентного червяка на начальном цилиндре [1]:

$$\operatorname{ctg} \alpha_4 = \operatorname{ctg} \alpha_0 \cdot \cos \tau_H, \quad (1)$$

где α_0 - профильный угол исходного контура инструментальной рейки.

У затылованных червячных фрез, в связи с наличием винтовых стружечных канавок, левый и правый профильные углы зубьев неодинаковы и

отличаются от профильного угла основного архимедова червяка α_u на величину $\frac{kz_\phi}{T}$

$$ctg\alpha_{u1} = ctg\alpha_4 \pm \frac{kz_\phi}{T}; \quad (2)$$

$$ctg\alpha_{u2} = ctg\alpha_4 \mp \frac{kz_\phi}{T}; \quad (3)$$

где K – величина затылования фрезы; T – шаг спирали винтовой стружечной канавки; Z_ϕ – число зубьев фрезы по окружности витка.

Верхний знак относится правозаходным фрезам, нижний – к левозаходным. У предлагаемых острозаточенных твердосплавных червячных фрез профильные углы зубьев левого и правого корпусов одинаковы и равны $\alpha_4 = \alpha_k$.

Так называемые органические погрешности профилирования червячных фрез, связанные с заменой эвольвентного червяка на архимедов, полностью переносятся на профиль зубьев обрабатываемых колёс и при крупном модуле могут быть очень существенными.

Примером могут служить расчётные данные таблицы 1, полученные для червячных фрез $m=28\text{мм}$. [1].

Таблица 1.
Зависимость погрешности профиля зубьев Δf_{\max}^f от числа зубьев обрабатываемых колёс и конструкции фрез.

Число зубьев колеса Z_k	Специальная твердосплавная фреза			Стандартная фреза по нормали завода «Фрезер», $\Delta f_{\max}^f, \text{мм}$	Допуск на профиль зуба f_{δ_x} , 8-я степень ГОСТ 1643-81, мм
	α_{wk}	α_k	Δf_{\max}^f мм		
30	5°0'7"	4°36'34"	0,020	0,170	0,080
41	9°6'44"	8°52'35"	0,044	0,177	0,090
56	12°0'40"	11°45'31"	0,065	0,181	0,105
74	13°57'31"	13°31'1"	0,082	0,189	0,105
112	16°0'46"	15°33'39"	0,105	0,194	0,130
230	18°0'0"	17°26'51"	0,146	0,202	0,170
350	19°0'6"	18°21'16"	0,155	0,211	–

Во всём рассматриваемом диапазоне чисел зубьев $Z_k=30-350$ точность обработки колёс специальными фрезами выше, чем стандартными фрезами.

Наибольшее преимущество специальных фрез, как это видно из таблицы 1., проявляется в диапазоне чисел зубьев $Z_k=30-60$ при сравнительно малых значениях профильного угла зубьев инструмента $\alpha_k = 5^\circ - 12^\circ$.

С ростом модуля и числа зубьев погрешности Δf_{\max} увеличиваются, наиболее интенсивно при $m=30-50$ мм и $Z= 90-350$, во многих случаях превосходя допуски на профиль зубьев колёс, согласно норм плавности по ГОСТ 1643-72. На точность обработки профиля зубьев колеса, кроме органических погрешностей фрезы, оказывают влияние и другие отклонения её параметров, например: погрешность шага и профильного угла зубьев и др.

С учётом этого и, исходя из ограничения, что органические погрешности фрезы не должны превышать 50% величины допуска на профиль зуба колеса, согласно норм плавности по ГОСТ 1543-72, в таблице 2 определены диапазоны чисел зубьев в соответствии с указанной степенью точности колеса.

Таблица 2

Диапазоны чисел зубьев колёс, обрабатываемых с необходимой точностью.

Модуль специальной фрезы m , мм	при степени точности по ГОСТ 1643-81		
	7	8	9
20	18-100	100-350	свыше 350
25	18-40	40-60	свыше 60
30	–	18-45	свыше 45
35	–	18-35	свыше 35
40	–	18-28	свыше 28
50	–	18-20	свыше 20

Из данных таблицы 2.2. видно, что чистовые архимедовы червячные фрезы только при модуле $m=20$ мм могут обеспечить получение точного профиля зубьев в достаточно широком диапазоне чисел зубьев – $Z_k=18-350$. Данное положение нельзя признать удовлетворительным в свете всё возрастающих требований к точности производства зубчатых колёс. Уже сейчас возникла необходимость в производстве крупномодульных $m=20-28$ мм и крупногабаритных $\varnothing 5000-12500$ мм зубчатых венцов 7-8й степеней точности по нормам плавности и контакта, обеспечить которые возможно только повысив, в том числе, и точность инструмента.

Дальнейшее повышение точности обработки зубьев крупномодульных колёс возможно при изменении метода профилирования червячных фрез с приближённого – на основе архимедова червяка, на точный – на основе теоретического эвольвентного червяка. При этом, из общего баланса погрешностей фрезы будет полностью исключена органическая погрешность профилирования Δf_{\max} , составляющая, как показывают вышеизложенные результаты расчётов, значительную величину.

Тем не менее, вопрос об изготовлении крупномодульных затылованных эвольвентных фрез стандартной конструкции, как уже было отмечено, в настоящее время по технологическим причинам не может быть решён. Острозаточенные твердосплавные червячные фрезы, благодаря принципиально новой схеме резания, могут быть спрофилированы и изготовлены на основе эвольвентного червяка.

Каждый из корпусов фрезы полностью обрабатывает одну, соответствующую ему, боковую поверхность зубьев колеса по одну из сторон межосевого перпендикуляра. При конструировании эвольвентной фрезы (рис.2.9) необходимо, чтобы режущие кромки зубьев каждого из корпусов лежали на соответствующей им винтовой поверхности теоретического эвольвентного червяка: левого корпуса – на правой винтовой поверхности, правого – на левой винтовой поверхности. Исходя из этого, возможны два варианта исполнения эвольвентной фрезы [1].

Первый вариант – рис.2.10 б, в. В каждом из корпусов фрезы зубья расположены с обеспечением рациональных углов резания: переднего угла $\gamma = 6^\circ - 12^\circ$; угла наклона главной режущей кромки $\lambda = 10^\circ - 15^\circ$; заднего угла $\alpha_s = 10^\circ - 15^\circ$, но при этом необходимо наличие винтовой ленточки

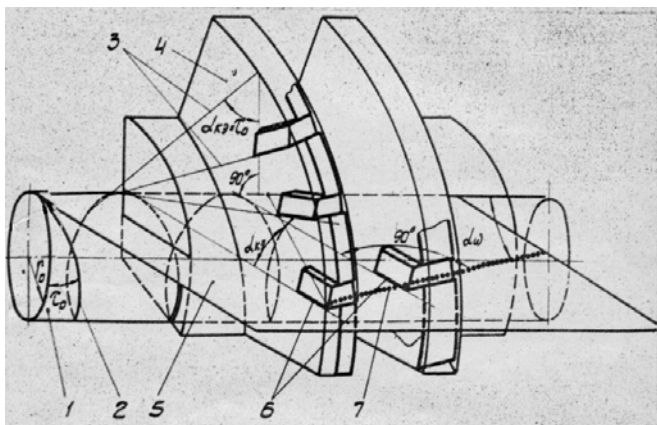


Рис.1. Геометрия правого корпуса правозаходной эвольвентной фрезы :

- 1 – основной цилиндр; 2 – направляющая винтовая линия; 3 – образующие прямые (ОП); 4 – левая винтовая поверхность; 5 – плоскость станочного зацепления; 6 – режущие кромки зубьев, расположенные на винтовой эвольвентной поверхности; 7 – линия станочного зацепления.

$f_i = 0,05 - 0,15$ мм, обеспечивающей расположение криволинейных режущих кромок зубьев на винтовой поверхности теоретического эвольвентного червяка. Косвенный контроль профильного угла α_{KZ} и шага P_v ножей производится вдоль прямолинейной образующей (ОП) эвольвентной поверхности червяка в сечении, отстоящем от оси фрезы на расстоянии, равном радиусу основного цилиндра червяка r_0 . Для этого предусмотрены фальшпланки

(ФП), длина которых равна высоте h_p активного участка профиля червяка и которые шлифуются совместно с зубьями фрезы на токарно-затыловочном или червячно-шлифовальном станке.

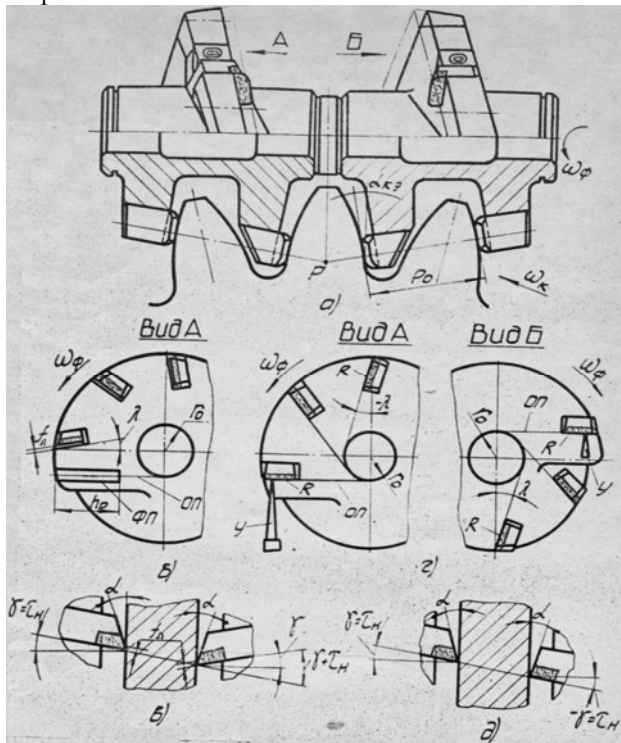


Рис.2. Профилирование специальных фрез на основе эвольвентного червяка: а – схема обработки зубьев колеса корпусами фрезы; б – расположение зубьев фрезы с винтовой ленточкой; в – геометрия режущей части фрезы при наличии винтовой ленточки; г – расположение зубьев фрезы в плоскостях, касательных к основному цилиндру; д – геометрия режущей части фрезы без винтовой ленточки.

К числу преимуществ первого варианта исполнения фрезы следует отнести возможности обеспечения рациональной геометрии режущей части и высокоточной винтовой линии зубьев. Недостатки этого варианта следующие. Усложнена фрезеровка пазов под зубья, т.к. в каждом из корпусов они наклонены к осевой плоскости фрезы под разными углами. Наличие винтовой ленточки f_l равносильно износу зубьев и повышает усилия резания и шероховатость обработанной поверхности зубьев колеса. Заточка и переточка фрезы в сборе включает две операции: червячно-шлифовальную – для получения винтовой ленточки на зубьях, и заточную – для уменьшения ширины ленточки и получения заднего угла α_8 . Следует, однако, отметить, что фрезы с винтовой ленточкой на зубьях в пределах 0,05-1,15 мм, при работе с подачей 4 мм/об и скоростью резания 25 м/мин, обладают высокой размерной

стойкостью, порядка 60 часов, что вполне достаточно для обработки зубчатого венца $m=28$ мм; $Z=284$; $\varnothing 8058$ мм; $b=1000$ мм из стали 35ХМЛ, твёрдостью НВ 220-260 [1].

Второй вариант – рис. 2,г, режущие кромки зубьев обеих корпусов фрезы расположены на образующих прямых (ОП) боковых поверхностях теоретического эвольвентного червяка. С целью обеспечения постоянства этого расположения после переточки зубьев по задним граням, передние грани зубьев R лежат в плоскостях, касательных к основному цилиндру эвольвентного червяка радиуса r_0 . Контроль профильного угла $\alpha_{кз}$ и шага P_v осуществляется непосредственно по режущим кромкам зубьев в сечении, отстоящем от осевого на расстоянии, равном радиусу r_0 .

Преимуществом второго варианта следующие. Упрощается фрезерование пазов под зубья, т.к. в обоих корпусах пазы расположены в плоскостях, параллельных оси фрезы и смещенных от неё на расстояние r_0 . Режущие кромки зубьев прямолинейные и острые, без винтовой ленточки, что повышает стойкость инструмента и снижает шероховатость обработки. Заточка фрезы осуществляется по задним граням зубьев на специальном заточном станке – полуавтомате модели ВЗ-142. При заточке левого корпуса (см. рис.2, г, вид А) упор (У) опускается ниже оси оправки на величину r_0 , а при заточке правого корпуса (Вид Б) – поднимается на эту величину. Для заточки и переточки фрезы необходима только одна операция.

К достоинствам второго варианта следует отнести наличие отрицательного переднего угла резания (см. рис.2,д) зубьев правого корпуса фрезы в пределах $\gamma = -4^0 \dots -7^0$ и отрицательного угла наклона главной режущей кромки зубьев левого корпуса (см. рис. 2,г. Вид А) в пределах $\lambda = -10^0 \dots -18^0$.

Таким образом, оба варианта исполнения эвольвентной фрезы осуществимы. Из них следует отдать предпочтение второму, т.к. он более технологичен и повышает качественные показатели, как фрезы, так и обрабатываемых поверхностей зубьев колеса.

Для сравнения, определим точность обработки профиля зубьев колес $m=20$ мм, $Z=315$ и $m=30$ мм, $Z=200$ червячными фрезами колеса А, спрофилированными на базе архимедова и эвольвентного червяков. Погрешность профиля зуба колеса f_{fr} , возникающая от погрешностей червячной фрезы, может быть определена по формуле [1].

$$f_{fr} = 1.14 \cdot \sqrt{\Delta t_b^2 + \Delta f_r^2 + \Delta a_T^2} + \Delta f_{max} \quad (4)$$

где $\Delta t_b, \Delta f_r, \Delta a_T$ - допускаемые погрешности элементов червячных фрез по классу точности А, переносимые на профиль нарезаемых зубьев колеса в пропорции 1/1.

Для червячных фрез $m=20$ мм допускаемые погрешности определялись по ГОСТ 9324-80, а для фрез $m=30$ мм – по специальной инструкции [1].

Расчетные данные величины f_{fr} представлены в табл. 3.

Как видно из результатов расчетов, точность обработки профиля зубьев колес эвольвентными фрезами в 2-3,5 раза выше, чем стандартными архиме-

довыми фрезами. Область обработки профиля зубьев по нормам плавности 7-й и 8-й степеней точности значительно расширяются (см. табл. 2 и 3).

Таблица 3
Погрешности профиля зубьев колеса $f_{гр}$ при различных методах профилирования фрез, мм

Метод профилирования	Стандартная архимедова фреза		Специальная эвольвентная фреза		Допуски на профиль зубьев $f_{гр}, \text{мм}$		
	m=20 мм	m=30 мм	m=20 мм	m=30 мм	m=20 мм		m=30мм
					7-я ст.	8-я ст.	8-я ст.
На основе архимедова червяка	0,135	0,277	0,105	0,207	0,095	0,140	0,170
На основе эвольвентного червяка	-	-	0,055	0,077	-	-	-

Эвольвентными фрезами $m=20$ мм можно обрабатывать по 7-й степени точности колеса с $Z_k=18-350$, а при $m=30$ мм-колеса 8-й степени точности с таким же диапазоном чисел зубьев.

Для эвольвентных червячных фрез профильный угол $\alpha_{кз}$ и осевой шаг P_B зубьев по конусу рассчитываются по формулам

$$\cos \alpha_{кз} = \cos \tau_n \cdot \cos \alpha_{wk} \quad (5)$$

$$P_B = \pi \cdot m \cdot \cos(\alpha_0), \quad (6)$$

где $\alpha_{кз} = \tau_0$, т.е. профильный угол зубьев фрезы равен углу подъема винтовой линии на основном цилиндре теоретического эвольвентного червяка.

Профилирование фрез на основе эвольвентного червяка и исключение систематических погрешностей позволяет значительно уменьшить их диаметральные размеры, т.к. увеличение кривизны витка эвольвентного червяка с ростом угла подъема витков τ_n уже не будет оказывать влияния на величину Δf_{max} , практически отсутствующую. Например, червячные эвольвентные фрезы $m=20-30$ мм, при диаметре посадочного отверстия $\phi 80$ мм и числе зубьев на длине одного витка $Z_{\phi}=14$, имеют наибольший диаметральный размер не более $\phi 250$ мм, что в 1,3 раза меньше, чем у стандартных фрез. Это способствует снижению величин крутящих моментов и усилий резания в процессе зубофрезерования, позволяет повысить производительность обработки за счет увеличения числа оборотов фрезы, делает инструмент более компактным, удобным в обслуживании и работе

Список литературы: 1. Шаповалов В.Ф., Печеный В.И., Коротун А.Н., Ключко А.А., Михайлов Г.И. О патриархе зубообработки А.К. Сидоренко (к 100-летию со дня рождения). – В сб. Вестник национального технического университета ХПИ, - 2009, №20. с.3-9.

Поступила в редколлегию 22.05.10

Е.В. НАБОКА, канд. техн. наук, *В.В.ЛЫСЮК*, НТУ «ХПИ», г. Харьков

АНАЛИЗ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗМЕРЕНИЙ НА КООРДИНАТНО – ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ

В статье рассмотрены вопросы точности измерений на координатно-измерительных машинах, предложена схема погрешности координатных измерений с основными составными компонентами и действующими на них факторами. Рассмотрены методы оценки погрешности КИМ.

In a paper questions of an exactitude of measurements on coordinate measuring machines surveyed, the scheme of a lapse of coordinate measurements with the basic compound components and factors operating on them is offered. Methods of error estimation CMM surveyed.

Повышение качества показателей машиностроительного производства – наиважнейшая научно – техническая проблема отечественного машиностроения. В связи с этим повышаются требования и к качеству контроля производимой продукции. Для измерения деталей с соблюдением требований ISO применяются координатно – измерительные машины (КИМ) последнего поколения.

В процессе измерения с помощью КИМ участвует большое число взаимодействующих узлов и систем, измерения выполняются в пространстве, результаты измерения определяются на базе значительного объема информации, решаются различные метрологические задачи, в том числе сложные, определяемые по нескольким криволинейным поверхностям, используются разные средства представления результатов измерения. Условия автоматизированного, интенсивного производства предъявляют требования выполнения измерений непосредственно в производственных условиях. Поэтому вопросы точности координатных измерений являются наиболее сложными.

Достижимая точность измерений зависит от конструкции объекта и его компонентов. При этом нужно различать ошибки отдельных частей устройства и ошибки, возникающие при измерениях.

Погрешности, зависящие от компонентов устройства:

- Отклонения от позиционирования;
- Отклонения от прямолинейности;
- Отклонения от прямоугольности;
- Отклонения при вращении;
- Погрешности зондирования.

Погрешности измерения:

- Погрешность измерения длины.

Для отдельных частей прибора могут быть использованы данные из спецификации точности для координатных измерительных приборов СММА (Ассоциация производителей координатно-измерительных машин), которая возникла из-за отсутствия стандарта, такого как ISO. В рекомендациях СММА определяется также общая погрешность измерения.

Спецификация описывает:

- независимые методы для определения геометрических ошибок приборов. Они включают измерения прямолинейности осей, их перпендикулярности, а также ошибки при позиционировании;
- определение окончательных мер для установления общей погрешности измерений. Они включают аксиальную погрешность измерения длин, объемную погрешность их измерения и воспроизводимость этих измерений.

Для обеих категорий изготовители указывают характеристики на основе статистической вероятности 95%. Для получения достаточно надежных статистических данных необходимо провести большое число измерений, что для конечной приемки потребителем является нецелесообразным, так как требует больших затрат времени, сложного испытательного оборудования и весьма стабильных параметров окружающей среды. Кроме того, и другие учреждения занимаются определением точности: например, рабочая группа CIRP, задачей которой является определение объемной погрешности измерений координатно-измерительных приборов. В ФРГ в этой области действует специальный комитет Обществ немецких инженеров и немецких электротехников (VDI/VDE) по измерительной регулирующей технике (GMR), считающий это направление основным в своей деятельности. В США в рамках Американского общества инженеров-механиков (ASME) разработкой руководящих указаний по приемке координатно-измерительных машин занимается комитет В 98.1.12.

Схема погрешности координатных измерений с основными составными компонентами и действующими на них факторами представлена на рисунке (рис. 1). По степени влияния на погрешность КИМ, определяемой аппаратурной ее частью, основными и практически равноценными являются механическая конструкция, реализующая координатную систему КИМ, измерительные системы и ИГ. Анализ различных КИМ свидетельствует, что между погрешностями, вносимыми измерительными системами, механической конструкцией координатных перемещений и ИГ, существует соотношение $1:(1...2):1$ – для прецизионных и малогабаритных КИМ; $1:(1...1,5):(0,1...0,5)$ – для производственных и крупногабаритных КИМ. Большое влияние на их значение оказывают факторы окружающей среды, в первую очередь температура и ее изменение во времени. Вследствие этого происходят не только линейные удлинения измерительных линеек, но и потеря точности узлов координатных перемещений из-за деформации корпусов, к которым прикреплены направляющие. Также следует обратить внимание на чувствительность к быстротечным изменениям температуры удлинителей и стержней измерительных щупов ИГ при длительном измерении сложных деталей.

Основной, наиболее распространенной характеристикой точности КИМ является максимальная погрешность измерения длины E в направлениях, параллельных координатным осям, выражаемая зависимостью от измеряемой длины L (ISO 10360-2):

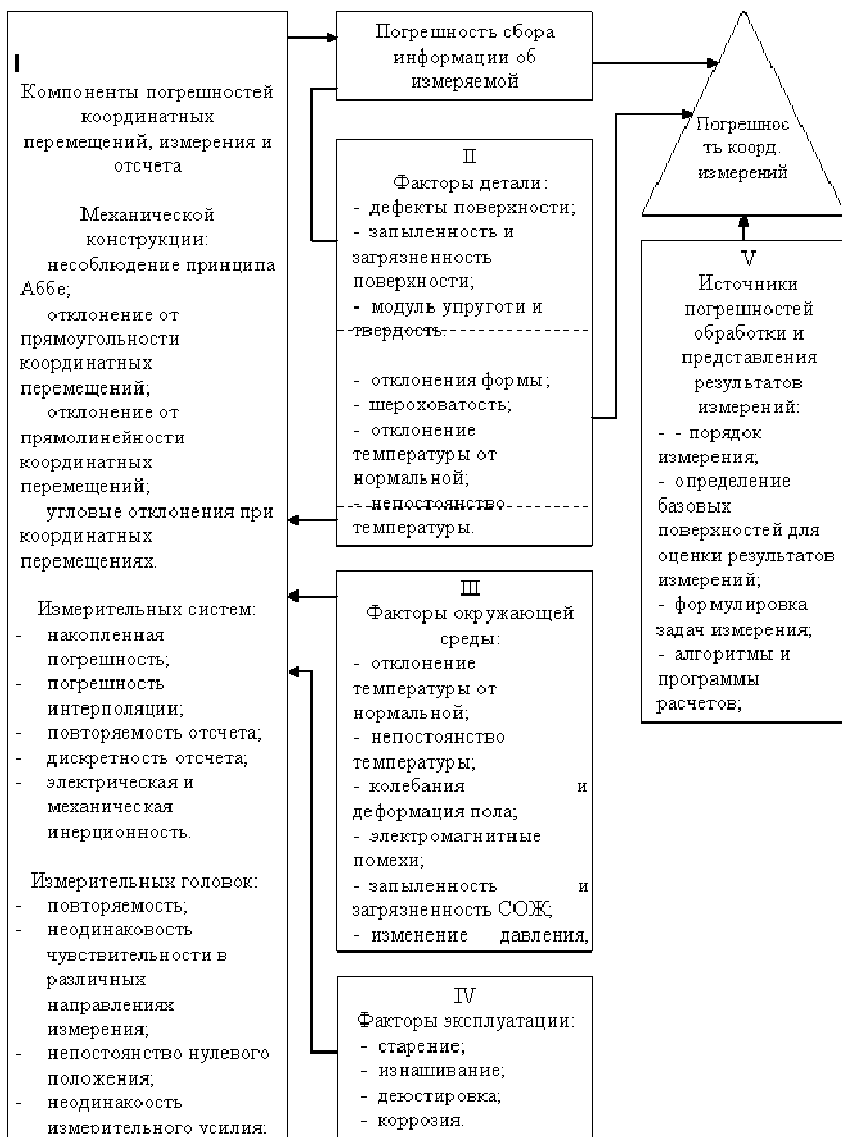


Рис. 1. Схема погрешности координатных измерений.

$$E = k_0 + k_1L,$$

где k_0 – коэффициент, определяемый компонентами погрешности измерения, не зависящими от измеряемой длины (погрешности ИГ, электрическая инерционность, дискретность и короткопериодические погрешности узлов координатных перемещений, погрешности, связанные с динамическими яв-

лениями);

k_1 – коэффициент, определяемый компонентами, зависящими от измеряемой длины L (длиннопериодические погрешности измерительных систем измерительных систем и узлов координатных перемещений, воздействие температуры окружающей среды, деформации устройств координатных перемещений).

Задачей поверки КИМ является определение погрешностей ее параметров и пригодности для измерения определенных геометрических размеров деталей. Указанными рекомендациями предусматриваются и на практике используются два метода поверки – комплексный и поэлементный.

Оба метода не исключают один другого, а дополняют. При выпуске из производства КИМ поверяются обоими методами. В период эксплуатации поэлементным методом КИМ поверяется обычно 1 – 2 раза в год, а для выявления причин потери точности проводится комплексная поверка с периодичностью от 1 до 4 раз в месяц.

При комплексной поверке оцениваются все компоненты погрешностей КИМ, которые влияют на точность измерения геометрических параметров применяемых образцов. Комплексная поверка более оперативна, оценивает погрешности как сбора информации, так и ее обработки и представления. Однако она имеет ограниченный характер, так как выявляет только погрешности, присущие измерению тех геометрических параметров, которые содержат образцы, используемые для поверки КИМ. Ограниченность данного метода заключается в сложности изготовления образцов, с помощью которых можно было бы поверить КИМ в полном объеме ее метрологических возможностей, а также в аттестации образцов. Как правило, в качестве образцов для комплексной поверки КИМ используются высокоточные детали простой формы, погрешности которых достоверно могут быть аттестованы с помощью образцовых универсальных специальных измерительных средств.

Поэлементная поверка необходима для оценки отдельных элементарных погрешностей, связанных с конструкцией КИМ. Погрешности, обусловленные обработкой и представлением результатов измерения, при поэлементной поверке не выявляются.

Поэлементная поверка КИМ поверяет следующие нормы точности: погрешность измерения линейных координатных перемещений; отклонение от прямолинейности координатных перемещений; отклонение от взаимной перпендикулярности координатных перемещений; угловые колебания подвижных узлов координатных перемещений; погрешности измерительной головки.

Поверка погрешностей измерения линейных координатных перемещений производится по всем осям с помощью средств измерения линейных перемещений. Наиболее перспективным и широко используемым средством является лазерный интерферометр. Основными его достоинствами являются высокая точность, удобство измерения в любых направлениях, возможность автоматизации процесса поверки и обработки результатов измерения. Для

этого лазерный интерферометр используется в комплекте с подключаемой к нему ЭВМ с периферийными устройствами и специальным программным обеспечением.

Проверка отклонений от прямолинейности координатных перемещений производится вдоль каждой оси в совпадающих с линией измерения двух плоскостях, перпендикулярных между собой и параллельных двум координатным осям. Для ее реализации используется лазерный интерферометр, оснащенный специальной оптикой для измерения прямолинейности и образцовые меры прямолинейности.

Проверка отклонений от взаимной перпендикулярности координатных перемещений осуществляется для всех трех осей и осуществляется также интерферометрическим методом.

Проверка угловых колебаний узлов координатных перемещений производится по всем трем координатным осям в трех взаимно перпендикулярных плоскостях, параллельных координатным плоскостям. Две плоскости проходят через линию измерения, а третья – перпендикулярна данной линии.

Проверка погрешностей ИГ включает оценку трехмерной, двумерной и одномерной погрешности измерения.

Трехмерную погрешность измерения проверяют измерением калибровочной сферы в 50 точках, равномерно расположенных в полусфере, при подведении шупа по нормали к поверхности. Вычисляется средняя сфера, ее центр и расстояние отдельных измеренных точек от центра средней окружности. Трехмерная погрешность определяется разностью расстояния точек от центра средней сферы и радиусом средней сферы.

Двумерная погрешность проверяется измерением 50 точек, равномерно расположенных по окружности на образцовом кольце. Результат проверки определяется разностью расстояния отдельных точек от центра средней окружности, рассчитанной по измеренным 50 точкам, и радиусом средней окружности. Погрешности формы сферы и кольца не должны превышать 0,2 допустимых трехмерной и двумерной погрешностей ИГ.

Одномерная погрешность определяется измерением концевой меры небольшой длины в 50 точках. Результат проверки определяется разностью отдельных и средних значений длины.

Не менее 95% результатов измерения отдельных точек каждой проверки должны находиться в заданных пределах.

Список литературы: 1. *Шухгальтер Л.Я.* Управление качеством машин. М.: Машиностроение, 1977. 96 с. ; 2. Технологические основы обеспечения качества машин / К.С. Колесников, Г.Ф. Баландин, А.М. Дальский и др. М.: Машиностроение, 1990. 256. 3. *Гаврылюк Ю.Р., Бочаров В.Б.*, Анализ современных компьютерных систем для металлорежущего оборудования./ Інформаційні технології Т.: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я Праці науково – практичної конференції. – Харків: НТУ «ХП», 2004. 4. *Технология машиностроения: В 2т. Т. 1. Основы технологии машиностроения.* / Под ред. А.М. Дальского. М.: МГУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 564 с.

Поступила в редколлегию 16.04.2010

Г.И. ИЩЕНКО, А.Я. МОВШОВИЧ д-р техн. наук,
Н.К. РЕЗНИЧЕНКО, Ю.А. КОЧЕРГИН, г. Харьков

ПРОЧНОСТЬ КЛЕЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ.

В статье рассмотрены вопросы влияния конструктивно-технологических факторов системы направляющих элементов технологической оснастки на прочность их соединения с базовыми элементами при помощи клеевых материалов на основе эпоксидных смол.

У статті розглянуті питання впливу конструктивно-технологічних факторів системи напрямних елементів технологічного оснащення на міцність їхнього з'єднання з базовими елементами за допомогою клейових матеріалів на основі епоксидних смол.

In a paper questions of agency of mechanically - technology factors of system of guide members of the machining attachments on strength of their joint with base elements surveyed by means of glutinous materials on the basis of calibration epoxies.

Состояние вопроса. Важнейшими элементами конструкции приспособлений, штампов, прессформ является направляющая система, обеспечивающая высокоточное совмещение рабочих элементов конструкции.

При изготовлении технологической оснастки наибольшее распространение получил метод установки направляющих элементов в базовые плиты путем запрессовки, однако такой вид соединения не обеспечивает заданной перпендикулярности этих элементов к плоскости базовых плит, в результате чего возникает необходимость в дополнительных пригоночных операциях, которые трудно механизировать.

В последнее время все шире применяется метод закрепления и точного центрирования направляющих элементов при помощи клеевых материалов на основе эпоксидных смол, однако широкое внедрение клеевого соединения направляющих элементов в конструкциях технологической оснастки сдерживается из-за отсутствия экспериментальных данных и обоснованных рекомендаций по выбору состава клея, а также конструктивных и технологических параметров посадочных частей направляющих колонок и втулок.

Для определения влияния различных факторов на работоспособность клеевого соединения в Харьковском научно-исследовательском институте технологии машиностроения было проведено комплексное исследование закрепления направляющих элементов эпоксидным компаундом марки ЭК-340.

Для экспериментальной проверки прочности клеевого соединения направляющей колонки и базовой плиты были изготовлены образцы, имитирующие реальное соединение (рис.1). Исследование проводила на универсальной испытательной машине УИМ-50, предназначенной для статистических испытаний материалов при нагрузках до 50 тс, погрешность изменения усилий выпрессовки составляла $\pm 1\%$.

Эксперименты выполнялись на образцах, изготовленных в виде пластин размерами 180×40×30 мм с тремя отверстиями, в которых устанавливались пробки, имитирующие направляющие колонки. Пробки имели хвостовую часть диаметром 16 и длиной 35 мм, предусмотренную для того, чтобы при испытаниях на сдвиг можно было производить выпрессовку по всей длине рабочей поверхности пробки.

Методика и результаты исследования. Для определения влияния числа канавок и их геометрических размеров на прочность клеевого соединения пластины и пробки были выполнены четырех типов: с одной, двумя, тремя канавками с радиусами $R = 1 \div 2$ мм и без канавок.

Зазор между пластиной и пробкой изменялся в пределах 0,2–,6 мм с интервалом 0,2 мм за счет уменьшения размеров пробки.

Одной из важнейших операций технологического процесса склеивания является подготовка поверхностей металла к нанесению клея, при этом необходимо устранить возможные причины, препятствующие хорошей адгезии клея.

Процесс склеивания пластины и пробки проводили в следующем порядке. Поверхности промывали бензином, через 15–20 мин обезжировали ацетоном и высушивали в течение 10–15 мин при комнатной температуре. Чистоту поверхности деталей перед склеиванием проверяли пробой на растекание воды.

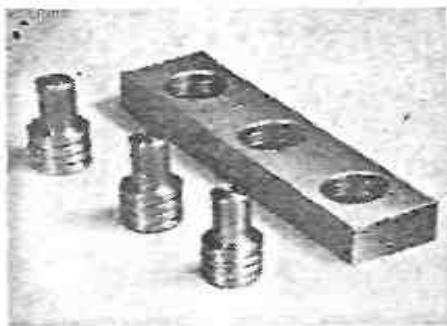


Рис.1 Опытный образец направляющего элемента.

Нагретые до 50°С образцы размещали на металлической плите, затем щупом устанавливали равномерный зазор между пластиной и пробкой и заливали эпоксидным компаундом, нагретым до 40–50°С. Соединения выдерживали в течение 6 ч при 20°С с последующим термическим упрочнением в электрической печи при 100°С в течение 3 ч.

Состав эпоксидного компаунда (в весовых частях): эпоксидная смола ЭД-5 – 44; отвердитель (полиэтилен-полиамин) – 7; пластификатор (дибутилфталат) – 5; наполнитель (глиноземный цемент марки 400– 500) - 44; плотность компаунда 1,15— 1,2 г/см³.

Зависимости усилия выпрессовки P от величины зазора Z , числа канавок n и радиуса канавки R представлены на рис. 2.

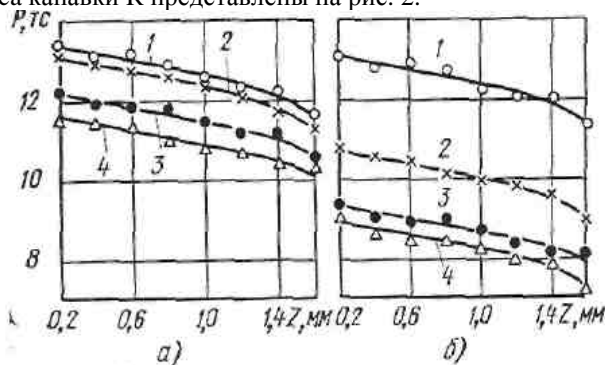


Рис. 2. Зависимость усилия выпрессовки от величины зазора, числа канавок и радиуса канавки: а – при $R = 1$ мм, б – при $R = 2$ мм (1 - образцы без канавок; 2 - с одной; 3 - с двумя; 4 - с тремя канавками).

Анализ полученных результатов показывает, что увеличение зазора между пластиной и пробкой от 0,8 до 1,6 мм приводит к снижению усилия выпрессовки на 10-14 %. Это объясняется тем, что с увеличением зазора, а следовательно, и толщины клеевой прослойки молекулярные силы, действующие между металлом и внутренней частью клеевой прослойки, ослабевают. Кроме того, вероятность возникновения дефектов (раковин, трещин, воздушных пузырей) при увеличении толщины клеевой прослойки возрастает. Следует иметь в виду, что внутренние напряжения, вызванные усадкой эпоксидного компаунда, возрастают с увеличением толщины клеевой прослойки.

Максимальные усилия выпрессовки были получены при величине зазора 0,2 мм. При увеличении зазора до 0,6 мм усилие выпрессовки образцов изменялось незначительно и не оказывало существенного влияния на работоспособность клеевого соединения.

Данные, полученные в результате исследований, позволили при обработке базовых плит отказаться от координатной расточки отверстий под направляющие элементы и тем самым снизить трудоемкость их изготовления.

Существенное влияние на прочность клеевого соединения оказывает наличие канавок на склеиваемых поверхностях. С увеличением числа канавок и их геометрических размеров при прочих равных условиях усилие выпрессовки уменьшалось.

Максимальное усилие выпрессовки наблюдалось при бесканавочном соединении. С увеличением числа канавок от одной до трех прочность клеевого соединения уменьшалась на 6—20%. Увеличение радиуса канавки в 2 раза приводило к уменьшению прочности клеевого соединения на 6—10%.

На рис. 3 показана диаграмма выпрессовки пробки при бесканавочном соединении и зазоре $Z=0,4$ мм. Диаграмма характеризуется наличием трех

ярко выраженных участков: на участке до точки P1 наблюдается повышение нагрузки при незначительном перемещении пробки, P1≈9,5 тс – усилие, необходимое для преодоления адгезии между клеем и металлами, а также прочности самой клеевой прослойки; участок P1 – P2 характеризуется перемещением пробки при изменяющейся нагрузке, P2≈12 тс – усилие, необходимое для преодоления упругих деформаций клеевого соединения; на участке P2–P3 сохраняется пропорциональность между прилагаемой нагрузкой и перемещением пробки, P3 ≈12,5 тс — нагрузка, соответствующая пределу прочности клеевого соединения; при нагрузке P4≈12,2 тс происходит разрушение клеевого соединения.

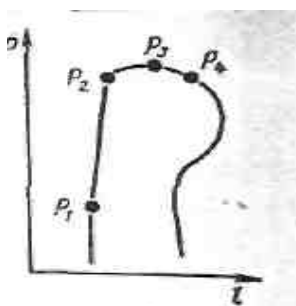


Рис. 3. Диаграмма выпрессовки пробки при бесканавочном соединении ($Z=0,4$ мм).

Надежное закрепление направляющих элементов обеспечивается при соблюдении условия $R_{доп} \leq 0,875 R_3$.

Прочность клеевого соединения зависит также от шероховатости поверхностей соединяемых деталей. Увеличение шероховатости обеспечивает хорошую смачиваемость поверхностей клеем, что является предпосылкой хорошей адгезии и проявления физических и химических сил взаимодействия молекул клея и склеиваемых материалов.

Результаты исследования влияния шероховатости соединяемых поверхностей на прочность клеевого соединения показывают, что с уменьшением шероховатости склеиваемых прочность клеевого соединения резко снижается:

Параметр шероховатости поверхности, мкм	Rz = 215	Rz = 20	Ra = 2,5	Ra = 0,63
Разрушающая нагрузка, кгс	13 200	9200	4400	1620
Допускаемая нагрузка, кгс	10 950	7360	3520	1260

При исследовании влияния диаметра D и длины H посадочных частей направляющих элементов на прочность клеевого соединения было установлено, что прочность соединения повышается прямопропорционально увеличению длины посадочных частей направляющих элементов. Так, при из-

менении длины посадочной части направляющей колонки с 30 до 45 и 60 мм усилие выпрессовки увеличивалось соответственно в 1,5 и 2 раза и составляло 20,2 и 27 тс (рис. 4, а). В ходе экспериментов было определено, что минимально допустимая длина посадочной части направляющих колонок, при которой обеспечивается их надежное закрепление, составляет $(0,7 \div 1,2) D$.

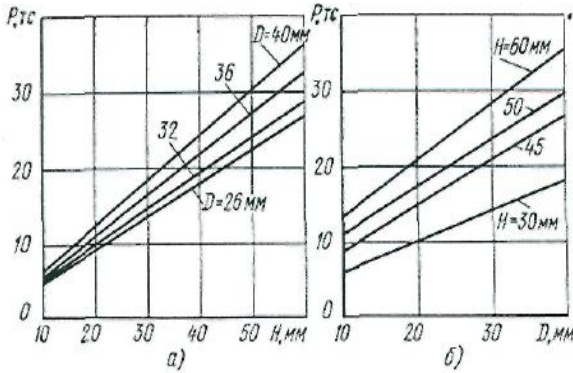


Рис. 4. Зависимость усилия выпрессовки от длины (а) и диаметра (б) посадочной части направляющих элементов

Увеличение диаметра направляющих элементов также повышает прочность клеевого соединения, однако в этом случае усилие выпрессовки изменяется непропорционально увеличению диаметра. При изменении диаметра с 10 до 40 мм, т.е. в 4 раза, усилие выпрессовки увеличивалось в 2,9 раза (рис. 4, б).

В результате исследования влияния конструктивно-технологических факторов на прочность клеевого соединения установлено, что максимальное усилие выпрессовки достигается при бесканавочном исполнении направляющих элементов, шероховатости посадочных поверхностей в пределах $Rz=320 \div 40$ мкм и величине зазора между склеиваемыми поверхностями $Z = 0,2 \div 0,6$ мм.

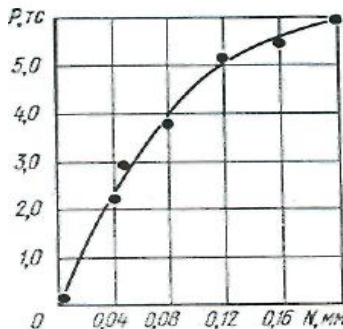


Рис. 5. Зависимость усилия выпрессовки P от величины натяга N .

Функциональная зависимость прочности клеевого соединения, выведенная путем математической обработки результатов экспериментов, полученных при указанных выше условиях, может быть записана в виде

$$P = aDmHn.$$

Определив неизвестные параметры a , t и n по методу наименьших квадратов, запишем формулу в виде

$$P = 58,2D^{0,62}H.$$

Для определения необходимого усилия выпрессовки при соединении направляющих элементов по прессовой посадке была выполнена серия экспериментов с направляющими колонками диаметром 26 мм, изготовленными по 2-му классу точности. Длина посадочной части составляла 30 мм, величина натяга N изменялась в пределах 0,002 – 0,2 мм путем увеличения диаметра посадочной части колонок. Результаты экспериментов показаны на рис. 5.

Сравнение полученных данных с результатами экспериментов по закреплению направляющих колонок диаметром 26 мм заливкой эпоксидным компаундом показало, что усилие распрессовки при клеевом соединении повышалось в 2,2—2,4 раза.

Представляет практический интерес точность расположения направляющих колонок. Отклонение от перпендикулярности колонок к рабочей поверхности плиты при запрессовке составляло 0,1 – 0,15 мм на длине 100 мм, а при клеевом соединении 0,05 – 0,08 мм на длине 200 мм.

Выводы:

Экспериментально установлено, что прочность клеевого соединения направляющих элементов зависит от следующих факторов:

- количества и размера канавок;
- шероховатости поверхности сопрягаемых элементов;
- двухстороннего зазора;
- площади сопряжения.

Оптимальным, с точки зрения прочности клеевого соединения, является бесканавочное соединение направляющих элементов с шероховатостью сопрягаемых поверхностей Rz 160-320, при двухстороннем зазоре $0,2 \div 0,6$ мм.

Установлена количественная оценка прочности клеевого соединения от диаметра и высоты посадочной части сопрягаемых элементов.

Список литературы: 1. Мовшович А.Я., Денисов В.И., Жолткевич Г.Г. Исследование работоспособности системы направления УСШ для листовой штамповки. / Кузнечно-штамповочное производство, 1978. – №9 – с.14-16.; 2. Мовшович А.Я. Система универсально-сборочных штампов для листовой штамповки. – М.: Машиностроение, 1977. – 176 с.; 3. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1971. – 286 с.

Поступила в редколлегию 16.04.2010

О.М. ШЕЛКОВИЙ д-р техн. наук, **Д.В. ФЕДЕНЮК**,
НТУ «ХПІ», г. Харків

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ МЕХАНОСКЛАДАЛЬНОГО ВИРОБНИЦТВА НА ОСНОВІ ТРИВИМІРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

In the article the task of rise of productivity of mechanics-assembling production on the basis of three-dimensional design of work of its subsystems is staged.

В статье рассмотрены вопросы повышения эффективности механосборочного производства на основе трехмерного моделирования.

Вступ. Технологічна підготовка складального виробництва складається з розробки технологічних процесів, проектування й виготовлення спеціального оснащення, нестандартного обладнання, виконання необхідних розрахунків, планувань й інших робіт. Основною й найбільш важливою частиною технологічної підготовки складального виробництва є проектування технологічного процесу складання.

До складу технологічного процесу складання як технологічні операції або переходів включаються різноманітні складальні роботи, наприклад: з'єднання деталей, що сполучають, за допомогою приведення в зіткнення їхніх складальних баз; перевірка точності взаємного розташування деталей, що збирають, і вузлів і внесення, якщо це необхідно, що відповідають виправлень шляхом регулювання, пригону або підбора; фіксація положення деталей і вузлів, що забезпечує правильність виконання ними цільового призначення при роботі машини. До технологічного процесу складання ставляться також операції, пов'язані з перевіркою правильності дії окремих механізмів і вузлів і машини в цілому (точність, плавність рухів, безшумність, надійність функціонування мастильної системи тощо). Сюди ж належать всі необхідні по змісту роботи операції по очищенню, промиванню, фарбуванню й обробці виробу або складових його складальних з'єднань і деталей. У табл. 1 наведені дані про співвідношення трудомісткості різних видів складальних робіт.

Технологічна операція складання являє собою закінчену частину цього процесу, виконувану безупинно над однією складальною одиницею або над сукупністю одиниць, що збирають одночасно, (вузлів, деталей), одним або групою (бригадою) робітників на одному робочому місці. Складальна операція - це технологічна операція установки й утворення з'єднань складових частин заготовки або виробу.

Так само, як і при механічній обробці, складальна операція є важливою одиницею виробничого планування, однак варто мати на увазі, що при деяких організаційних формах складання (зокрема, при стаціонарній однобригадній зборці) складальний процес може в явній формі на операції й не роз-

членуватися.

Перехід складального процесу - це закінчена частина операції складання, виконувана над певною ділянкою складального з'єднання (вузла) незмінним методом виконання роботи при використанні тих самих інструментів і пристосувань.

Прийомом (елементом) складального процесу називається окрема закінчена дія робітника в процесі складання або підготовки до складання виробу або вузла.

Зміст операцій і переходів технологічного процесу складання визначається конструкцією виробу, досконалістю технології механічної обробки деталей, організаційно-технічними умовами складального виробництва й розмірами програмного завдання. Однією з важливих завдань розробки технологічного процесу складання є вибір ступеня його диференціації.

Таблиця 1. – Види робіт, що входять у процес складання [1]

Вид робіт	Коротка характеристика	Питома вага в загальній трудомісткості складання, %	
		у дрібносерійному виробництві	у масовому виробництві
Підготовчі	Роботи із приведення деталей, а також покупних виробів у стан, необхідний умовами складання: деконсервація, мийка, сортування на розмірні групи, укладання в тару й ін.	5—7	8—10
Приганяльні	Роботи, пов'язані із забезпеченням збирання з'єднань і технічних вимог до них: обпилювання й зачищення, притирання, полірування, шабрування, свердління, розгортання, виправлення	20—25	—
Власне складальні	Роботи із з'єднання двох або більшого числа деталей з метою одержання складальних одиниць і виробів основного виробництва: згвинчуванням, запресуванням, клепкою й ін.	44—47	70—75
Регулювальні	Роботи, проведені в процесі складання або після її закінчення з метою досягнення необхідної точності деталей у складальних одиницях і виробі	7—9	6—7

Вид робіт	Коротка характеристика	Питома вага в загальній трудомісткості складання, %	
		у дрібносерійному виробництві	у масовому виробництві
Контрольні	Роботи, виконувані в процесі складання й після її закінчення з метою перевірки відповідності складальних одиниць і виробів параметрам, установленим кресленням і технічними умовами на складання	10—12	8—10
Демонтажні	Роботи із часткового розбирання виробу, з метою підготовки його до пакування й транспортування до споживача	6—8	3—4

Концентрований процес складання характерний для досвідченого, одиничного й частково дрібносерійного виробництва. У цьому випадку всі операції вузлової й загальної зборки виконуються на деяких або навіть на одному робочому місці (декількома збирачами або одним). Якщо виріб включає типові складальні елементи, то вузлове складання диференціюється, а загальне складання ведеться концентровано.

Недоліками концентрованого складання є тривалість календарного циклу внаслідок послідовного виконання операцій; неможливість відокремлення окремих робіт, не потребуючі залучення для їхнього виконання висококваліфікованих збирачів-універсалів, і труднощі механізації, і тим більше автоматизації нерозчленованих операцій.

Диференціація технологічних процесів складання характерна для стійкого дрібносерійного, а також для серійного й масового виробництва. Диференціація процесу складання дає можливість розчленувати його на операції, тривалість виконання яких дорівнює або кратна встановленому такту складання, забезпечує в ряді випадків однорідні по кваліфікації й по розряду роботи в межах операції й створює передумови для механізації й автоматизації ручних процесів й організації потокової й автоматичного складання.

Диференціація процесу складання в певних межах звичайно буває вигідною. Тільки завдяки розчленуванню процесу на операції й раціональному розподілі їх по робочих місцях можна скоротити трудомісткість складання на 15-20%. Ступінь диференціації залежить не тільки від обсягу виробництва, але й від конструкції виробу, його габаритних розмірів, числа деталей. При складанні в одному цеху досить великої номенклатури виробів у порівняно невеликих кількостях, при вдалому комбінуванні операцій вузлової й загального складання можлива організація багатопредметних безперервно-

потокових ліній.

Однак слід зазначити, що зайвий ступінь диференціації процесу складання веде до зниження продуктивності процесу внаслідок невинуватених втрат часу на установку й зняття елемента, що збирається, (росте частка допоміжного часу в загальній трудомісткості складання), а також внаслідок підвищеної стомлюваності робітника при виконанні дрібних одноманітних операцій. При високому рівні механізації на окремих ділянках часто може бути вигідна також і концентрація операцій, тому що в певних умовах при цьому можливі скорочення циклу складання, зменшення довжини складальних ліній, зниження потреби у виробничих площах і поліпшення інших техніко-економічних показників складального процесу. У зв'язку із цим у кожному випадку при проектуванні технологічного процесу повинна бути знайдена найвигідніший ступінь диференціації складання. Технологічний процес складання звичайно розробляється в послідовності, етапи якої наведені нижче:

1. Залежно від програмного завдання встановлюється доцільна організаційна форма складання, визначаються її такт і ритм;
2. Проводиться технологічний аналіз складальних креслень і робочих креслень деталей з позицій відпрацювання технологічності конструкцій;
3. Проводиться розмірний аналіз конструкцій виробів, що збирають, з виконанням відповідних розмірних розрахунків і встановлюються раціональні методи забезпечення необхідної точності складання. Визначаються ймовірна кількість деталей і вузлів, непридатних для взаємозамінної складання (при складанні по методу неповної взаємозамінності), розміри регулювання й пригону;
4. Визначається доцільна в даних умовах виробництва ступінь диференціації проектного процесу складання;
5. Встановлюється послідовність з'єднання всіх складальних одиниць і деталей виробу й складаються схеми загального складання й вузлових складань виробу;
6. Визначаються найбільш продуктивні, економічні й технічно доцільні способи з'єднання, перевірки положень і фіксації всіх складових виробів складальних одиниць і деталей. Складається зміст технологічних операцій складання й задаються методи Контролю й остаточних випробувань виробу;
7. Розробляється необхідна для виконання технологічного процесу технологічне оснащення (приспособування, монтажне, контрольно-вимірвальний інструмент й обладнання);
8. Проводиться технічне нормування складальних робіт і розраховуються економічні показники процесу складання;
9. Оформляється технічна документація процесу складання.

Після ретельного вивчення конструкції й роботи як всієї машини, так й окремих її агрегатів і складальних одиниць, аналізу технічних умов на їхнє виготовлення й складання на основі знання умов конкретного виробництва

приступають до розбивки виробу на складові частини. При виконанні цієї роботи доцільно виходити з наступних принципів:

- складальна одиниця не повинна розчленовуватися як у процесі складання, так й у процесі подальшого транспортування й монтажу;
- габаритні розміри складальних одиниць повинні встановлюватися виходячи з необхідності забезпечення можливості їхнього складання й з урахуванням наявності технічних засобів їхнього транспортування;
- складальним операціям повинні передувати підготовчі й приганяльні роботи, зв'язані зрізанням металу, які зводяться в окремі операції й повинні робитися на спеціальному робочому місці або навіть у механічному цеху на верстатах;
- складальна одиниця не повинна складатися з великої кількості деталей і сполучень; у той же час зайве «дроблення» машини на складальні одиниці нерационально, тому що це ускладнює процес комплектування при складанні, створює додаткові труднощі в організації складальних робіт;
- більшість деталей машин повинне ввійти в ті або інші складальні одиниці для того, щоб скоротити число окремих деталей, що подаються безпосередньо на складання; виключення становлять базові деталі, а також деякі деталі кріплення;
- виріб варто розчленувати таким чином, щоб конструктивні умови дозволяли здійснювати складання найбільшого числа складальних одиниць незалежно одну від іншої і без шкоди для експлуатації машини; таке розчленування забезпечить і кращу ремонтпридатність виробів.

Трудомісткість складання більшості складальних одиниць повинна бути приблизно однаковою.

Послідовність складання в основному визначається конструкцією виробу, компонованням деталей і методами досягнення необхідної точності й може бути представлена у вигляді технологічної схеми складання, що є умовним зображенням порядку комплектування виробу й вузлів при складанні (рис. 1, а).

Деталь (або раніше зібрана складальна одиниця), з якої починають складання виробу, приєднуючи до неї інші деталі або складальні одиниці, називається базовою деталлю (або базовою складальною одиницею). Для кожної складальної одиниці першого й більш високих порядків можуть бути побудовані аналогічні схеми (рис. 1, б-г).

Технологічна схема складання є основою для проектування технологічного процесу складання. При складанні складного виробу іноді буває доцільно спочатку розробити загальну схему складання виробу й після цього - схеми вузлових складань (тобто складання з'єднань 1-го, 2-го й більш високих порядків). З огляду на, що деякі великі вироби транспортуються до замовника в розібраному виді, при розробці технологічної схеми складання таких виробів одночасно складається й схема їхнього демонтажу.

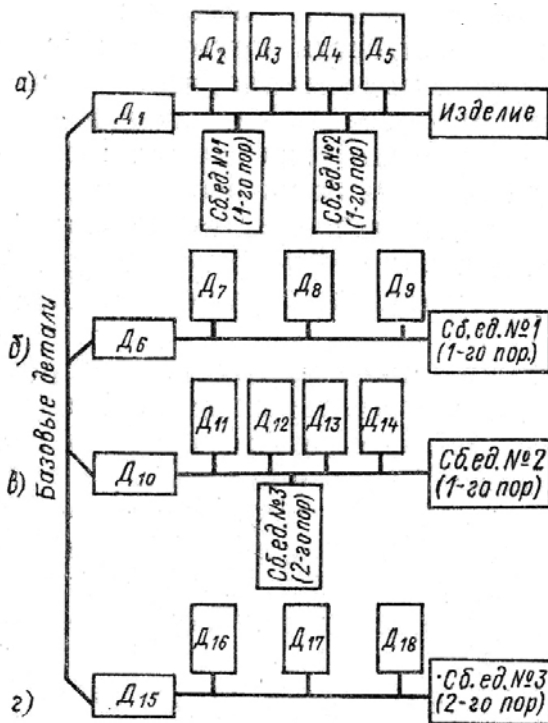


Рис. 1 – Технологічні схеми складання виробу (а) і складальних одиниць більш високих порядків (в-г) [1, 4]

Після розробки схем складання встановлюється склад необхідних складальних, регулювальних, приганяльних, підготовчих і контрольних робіт і визначається зміст технологічних операцій і переходів.

В умовах одиничного виробництва обмежуються розробкою маршрутних технологічних карт й у роботі значною мірою керуються технологічними схемами складання.

Складання виконується висококваліфікованими робітниками, які самі вибирають прийоми складальних робіт, користуючись кресленням виробу. При цьому широко застосовуються приганяльні роботи. У важкому машинобудуванні при одиничному виробництві основними технологічними документами часто служать схеми загального складання виробу й схеми вузлових складань, у яких указуються: трудомісткість роботи, вид оснащення, цех, з якого надходять деталі, і т.п. При цьому на виконання окремих відповідальних операцій (запресовування великих деталей, випробування й т.п.) складаються типові інструкції. У роботі широко використовуються універсальне складальне обладнання й інструменти. У серійному виробництві розробляються маршрутно-операційні й операційні технологічні карти й при необхідності

випускаються технологічні інструкції, комплектувальні карти, відомість оснащення й інші документи.

Процес складання розчленовується на загальну зборку й зборку вузлів, а також на технологічні операції й переходи, а в крупносерійному виробництві - і на прийоми. Частка приганяльних робіт скорочується за рахунок широкого застосування регулювання розмірів за допомогою різноманітних компенсаторів, а в крупносерійному виробництві - застосування селективного складання й методів неповної взаємозамінності.

При формуванні технологічної операції в її состав по можливості включаються однорідні роботи, що сприяє спеціалізації збирачів і підвищенню продуктивності їхньої праці. З метою синхронізації операцій, необхідної для організації потокового складання й у край бажаної при всіх формах її організації, состав технологічної операції встановлюється з урахуванням трудомісткості окремих елементів складальних робіт. При трудомісткості операції, що перевищує встановлений такт складання, операція додатково розчленовується й з її складу виділяються окремі переходи й переносяться в інші операції, що мають трудомісткість менше такту складання.

Приганяльні роботи, випробування й контроль виділяються в окремі операції складання. При цьому особлива увага повинне бути приділене аналізу можливості й доцільності перенесення максимальної кількості підготовчих і приганяльних робіт у механічні цехи або вимірювальні лабораторії, де подібні роботи можуть бути виконані на верстатах і точних установках більш продуктивно і якісно (наприклад, плоске шліфування шайб, що компенсують, і прокладок на необхідний розмір компенсації, розсортовування деталей по розмірах складальних груп і розкладка їх по відповідних ящиках тощо).

Механізація слюсарно-складальних робіт є найважливішою проблемою проектування технологічних процесів складання, який повинне бути приділене особлива увага. Раніше вказувалося, що в різних галузях машино- і приладобудування частка складальних робіт становить 20-45 % від загальної трудомісткості виготовлення виробу: при цьому основну частину складальних робіт становлять ручні роботи.

Класифікація видів складання. Складання - це утворення роз'ємних або нероз'ємних з'єднань складових частин заготовки або виробу. Складання може здійснюватися простим з'єднанням деталей, їхнім запресуванням, згинанням, зварюванням, пайкою, клепою тощо. По своєму об'ємі складання підрозділяється на загальне складання, об'єктом якої є виріб у цілому, і на вузлове складання, об'єктом якої є складова частина виробу, тобто складальна одиниця або вузол.

В умовах одиничного й дрібносерійного типів виробництв основна частина складальних робіт виконується на загальному складанні й лише мала їхня частка здійснюється над окремими складальними одиницями. Зі збільшенням серійності виробництва складальні роботи усе більше роздрібнюються по окремих складальних одиницях, і в умовах масового й крупносерійного типів виробництв обсяг вузлової зборки стає рівним або навіть переви-

ршує обсяг загального складання (табл. 2). Це значною мірою сприяє механізації й автоматизації складальних робіт і підвищує їхню продуктивність. По стадіях процесу складання підрозділяється на види, перераховані нижче.

Попереднє складання, тобто складання заготовок, складових частин або виробу в цілому, які надалі підлягають розбиранню. Наприклад, попереднє складання вузла з метою визначення розміру нерухомого компенсатора.

Проміжне складання, тобто складання заготовок, виконувана для подальшої їхньої спільної обробки. Наприклад, попереднє складання корпусу редуктора із кришкою для наступної спільної обробки отворі під підшипники; попереднє складання шатуна із кришкою шатуна для обробки отвору під шатунні шейки колінчатого вала тощо.

Таблиця 2. – Структура слюсарно-складальних робіт у різних типах виробництва (у відсотках до загальної трудомісткості складання) [2]

Вид складальних робіт	Тип виробництва				
	одиничне	серійне			масове
		Дрібно-серійне	Середньо-серійне	Крупно-серійне	
Слюсарні роботи	25-30	20-25	15-20	10-15	-
Вузлове складання	5-10	10-15	20-30	30-40	45-60
Загальне складання	60-70	60-70	50-65	45-60	40-55

Складання під зварювання, тобто складання заготовок для їхнього наступного зварювання. Процес з'єднання деталей за допомогою зварювання в більшості випадків є складальним і може бути уведений безпосередньо в потік вузлової або загального складання. Великий обсяг складальних робіт із застосуванням зварювання виконується при виготовленні, наприклад, кузовів і кабін різних транспортних машин. У процесі зварювання основа, кабіна й інші елементи кузова втримуються в спеціальних пристосуваннях фіксаторами, чим забезпечується правильне положення елементів відносно один одного.

Остаточне складання, тобто складання виробу або його складової частини, після якої не передбачена його наступне розбирання при виготовленні.

Варто звернути увагу, що після остаточного складання для деяких виробів може впливати демонтаж, до складу якого входять роботи із часткового розбирання зібраного виробу з метою підготовки його до пакування й транспортування до споживачів (наприклад, складання великих парових і гідравлічних турбін тощо).

По методу утворення з'єднань складання підрозділяється на:

- слюсарне складання, тобто складання виробу або його складової частини за

допомогою слюсарно-складальних операцій;

- монтаж, тобто установку виробу або його складових частин на місці використання (наприклад, монтаж верстата з ЧПК на підприємстві-споживачі; монтаж турбіни на місці її постійної роботи разом з генератором на ГРЕС, ТЕЦ тощо);
- електромонтаж, тобто монтаж електричні вироби або їхніх складових частин, що мають струмоведучі елементи;
- зварювання, пайку, клебку й склеювання.

Організаційні форми складання. У різних типах і при різних умовах виробництва організація складання здобуває різні форми, зазначені на (рис. 2). По переміщенню виробу, яка складається, зборка підрозділяється на стаціонарну й рухливу, по організації виробництва - на не потокову, групову й потокову.

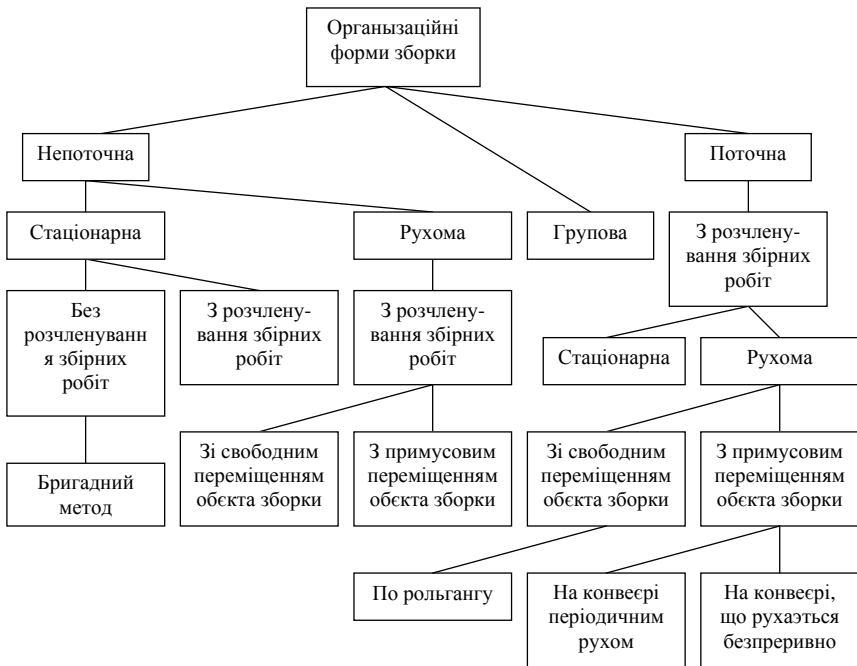


Рис. 2. - Схема організаційних форм складання [3]

Міжопераційне переміщення виробу, при поточковому складанні здійснюється: вручну або за допомогою візків, похилого лотка або рольганга; за допомогою розподільного конвеєра, призначеного для переміщення виробів; на конвеєрі з періодичним переміщенням, у період зупинки якого на ньому виробляється складання; на безупинно-рухомому конвеєрі, що переміщає виріб, зі швидкістю, що забезпечує можливість виконання складальних операцій. При переміщенні виробу, вручну швидкість переміщення приймається

рівною 10-15 м/хв.; при переміщенні по лотку й рольгангу - до 20 м/хв.; для розподільного конвеєра - 30-40 м/хв. і для безперервно діючого конвеєра - 0,25-3,5 м/хв.

Загальна тривалість потокового складання $T_{\text{п}} = T_{\text{пн}}$, де T — такт складання; $p_{\text{н}}$ — число робочих місць на потоковій лінії, що залежить від числа складальних і контрольних операцій (з урахуванням резервних місць). Потокове складання скорочує тривалість виробничого циклу й зменшує між операційні заділи деталей, підвищує спеціалізацію збирачів і можливості механізації й автоматизації складальних операцій, що в остаточному підсумку приводить до зниження трудомісткості складання на 35-50 %.

Головною умовою організації потокового складання є забезпечення взаємозамінності вузлів, і окремих деталей, що входять у потокове складання. Якщо буде потреба використання приганяльних робіт вони повинні здійснюватися за межами потоку на операціях попереднього складання. При цьому приганяні деталі й вузли повинні подаватися на потокове складання в остаточно скомплектованому й проконтрольованому виді. Відповідальним і складним питанням організації потокового складання є проблема операційного контролю якості складання й забезпечення виправлення виявлених при контролі дефектів без порушення встановленого ритмі складання.

Конструкція виробу на потоці, повинна бути добре відпрацьована на технологічність. Потокове складання є рентабельним при досить великому об'ємі випуску виробів.

Потокове стаціонарне складання є однієї з форм потокового складання, що вимагає найменших витрат на її організацію. Вона застосовується при складанні великих і громіздких, тобто незручних для транспортування виробів (наприклад, при складанні літаків і т.п. виробів). При цьому виді складання всі складені об'єкти, що, залишаються на робочих позиціях протягом усього процесу складання. Робітники (або бригади) по сигналі всі одночасно переходять від одних об'єктів, до наступним через періоди часу, рівні такту. Кожен робітник (або кожна бригада) виконує закріплену за ним (бригадою) ту саму операцію на кожному з об'єктів.

Постановка задачі імітаційного моделювання виробничих систем складання вузлів. Гнучка виробнича система складання (ГВСС) має властивість цілеспрямовано змінювати свої технологічні можливості в межах можливого діапазону зміни переналагоджуваних параметрів технологічної системи шляхом її перебудови (переналагодження) відповідно до вимог складального виробництва при мінімальних термінах і витратах на переналагодження [1]. Гнучкість ГВСС обумовлена багатьма факторами, до основного з яких можна віднести наступні: число різних по конструкції виробів (вузлів), що збирають у системі, з урахуванням складності їхньої конструкції й конструктивної неоднорідності; час, затрачуваний на переналагодження системи при переході на складання інших виробів (вузлів); економічність перебудови системи при переході на складання інших виробів (вузлів); швидкість переналагодження системи при переході виробництва на складання нових виробів

(вузлів); живучість системи. Крім того, до факторів, що впливають на технічний рівень й ефективність системи ГВСС, відносять ступінь автоматизації процесу складання; конструктивні особливості виробів, що збирають, (вузлів); складність і трудомісткість технічного обслуговування системи; надійність системи і її складових елементів (засобів технологічного оснащення й систем керування); рівень системи контролю процесу і якості складання; рівень системи технічної діагностики засобів технологічного оснащення, обчислювальної техніки й програмного забезпечення.

Вибір раціональної структури ГВСС починається з аналізу номенклатури об'єктів, що збирають, а потім їхньої класифікації й групування по конструктивно-технологічних ознаках на базі спільності технологічного обладнання, оснащення й налагодження. При цьому раціональний склад і розмір технологічної групи різних по конструкції об'єктів складання, що збирають у ГВСС, визначаються з урахуванням габаритів елементів які складають, їхньої маси й геометричної форми, спільності способів і методів складання, спільності з'єднань і режимів складального процесу, серійності випуску виробів які складають, (вузлів), і економічності технології складання, складності й трудомісткості технічного обслуговування системи. Найбільш ефективними в експлуатації в одиничному й дрібносерійному виробництві є ГВСС, що володіють високою гнучкістю (універсальністю) з метою забезпечення складання великої номенклатури різних по конструкції об'єктів, що складають, при відносно високому рівні завантаження системи. У результаті в одиничному виробництві розмір технологічної групи різних по конструкції об'єктів складання, що складають в одній ГВСС, буде самим більшим у порівнянні із ГВСС інших типів виробництва. З підвищенням серійності виробництва звичайно відбувається зниження гнучкості ГВСС і підвищення її продуктивності за рахунок більш високої спеціалізації засобів технологічного оснащення системи складання більш обмеженої номенклатури об'єктів, які складають. У свою чергу, це приводить до зниження розміру технологічної групи різних по конструкції об'єктів складання, що збирають в одній ГВСС. Тому ГВСС масового виробництва звичайно мають найменшу гнучкість і найвищу продуктивність, найменшим розміром технологічної групи різних по конструкції об'єктів складання, які складають в одній ГВСС, у порівнянні із ГВСС одиничного, дрібно-, середньо- і крупносерійного виробництва.

Час, затрачуваний на переналагодження ГВСС при переході на складання іншого виробу (вузла), залежить від числа операцій, що вимагають переналагодження, виду й змісту налагоджувальних робіт, а також від рівня механізації й автоматизації технологічного процесу переналагодження системи. Цей час визначається часом переналагодження по всіх операціях, що вимагає переналагодження. Час, затрачуваний на переналагодження всієї номенклатури виробів (вузлів), яких складають, - це час, необхідний для виконання переналагоджень по всій номенклатурі виробів(вузлів), що складають.

Економічність перебудови (переналагодження) ГВСС при переході на складання інших виробів (вузлів) залежить від витрат, пов'язаних з перенала-

годженням системи. До таких витрат відносять поточні витрати, витрати, пов'язані із простим технологічним обладнанням, додаткові капітальні вкладення в основні виробничі фонди, розмір оборотних коштів у незавершеному виробництві. Найбільш економічне переналагодження системи досягається за рахунок оптимізації розмірів партій виробів (вузлів), що запускають, і мінімізації перерахованих вище витрат на переналагодження.

Швидкість переналагодження ГВСС при переході виробництва на складання нових виробів (вузлів) обумовлена ефективністю функціонування гнучкої виробничої системи складального виробництва підприємства (ГВССВ) вхідних у її склад, систем АСУСВ, а також технологічними можливостями ГВСС, тобто сукупністю діапазонів можливих змін параметрів по всіх переналагоджуваних елементах системи. При цьому технологічні можливості ГВСС можуть бути істотно розширені за рахунок стандартизації деталей, яких складають, вузлів, виробів, технологічного обладнання, оснащення, обчислювальної техніки й програмного забезпечення.

Живучість системи ГВС є властивість продовжувати виконувати свої функції із частковою втратою (або без втрати) ефективності при відмові одного або декількох функціональних елементів системи або гнучкого технологічного осередку складання, наприклад складального верстата, робота, інструмента, пристосування, ЕОМ і т.п. У системах, що володіють живучістю, невиконані операції через відмову яких-небудь функціональних елементів починають виконуватися на справному обладнанні за рахунок перерозподілу технологічних функцій між ними, що здійснюється за рахунок переналагодження справного обладнання (або керуючої ЕОМ, або наладчиком). У цьому випадку відбувається часткова втрата ефективності системи, тобто вироби (вузли) будуть зібрані за час, що перевищує планові терміни. Функціонування ГВСС без втрати ефективності при відмові яких-небудь елементів можливо, коли в системі передбачене дублювання цих елементів.

Значний вплив на технічний рівень й ефективність ГВСС роблять конструктивні особливості виробів, що складають, і вузлів (рис. 1) (габаритні розміри, маса, геометрична форма, точність відносного положення поверхонь, наявність у деталях напрямних фасок і т.п.). Конструкції деталей, що складають, з'єднань, вузлів і виробів, що не відповідають вимогам гнучкої автоматизованої складання, значно ускладнюють автоматизацію складальних операцій, що приводить до зниження ефективності ГВСС. Варто також ураховувати, що ГВСС виробів великих габаритних розмірів і маси будуть у значній мірі відрізнятися від ГВСС виробів невеликих габаритних розмірів і маси за рівнем автоматизації технологічних процесів складання, структурі й ефективності ГВСС при однакових програмах випуску виробів.

Побудова математичних моделей, що описують функціонування організаційних структур ГВС і враховуючі різні фактори, неможливо без класифікації типових елементів організаційних структур, властивому реальному виробництву виробів, і без побудови на основі класифікації моделей, що дозволяє зменшити обсяг їхнього тезауруса й тим самим обсяг інформації в ЕОМ,

використовуваних, наприклад, при проектуванні ГВС.

Під організаційною структурою ГВС виробництва виробів будемо розуміти структуру виробничої технологічної системи, що є матеріальною реалізацією технологічного процесу й задану на декомпозиційній множині її елементів E й множині зв'язків між ними.

Враховуючи, що процес функціонування ГВС розглядається в задачі оцінки надійності ГВС, поняття елементів і зв'язків ГВС повинні бути визначені із цих же позицій.

Під елементами ГВС мають на увазі автоматичне й автоматизоване технологічне обладнання (ГВМ), що реалізує основні технологічні операції, необхідні для кількісного і якісного перетворення предметів праці (продукції) відповідно до ТУ на їхнє виробництво, і автоматизовані або автоматичні засоби оснащення допоміжних операцій, необхідних для забезпечення функціонування основних ГВМ. Під зв'язками Ξ графа організаційної структури ГВС будемо розуміти матеріальні потоки продукції із зазначенням напрямку їхнього переміщення між типовими елементами (ГВМ) ГВС.

Введемо в класифікацію ГВМ E та зв'язку Ξ ГВС, що дозволяє на її основі побудувати моделі функціонування, і врахуємо при цьому, що будь-яка система обслуговування, у тому числі й технологічна, може бути описана характеристиками вхідного потоку продукції, дисципліни «обслуговування» і часу «обслуговування» (далі - обробки).

Аналіз організаційних структур типових технологічних процесів підприємства машино- і приладобудування, радіо- й електронної промисловості дозволив виявити типові організаційні структури виробництва й на їхній основі побудувати класифікацію елементів E , що наведена в табл. 3. Аналіз таблиці показує, що ГВМ володіють рядом ознак, частина з яких має потребу в поясненні.

При розгляді характеру функціонування ГВМ у часі необхідно розрізняти їхню надійність із двох позицій: пов'язану з відмовами й відновленнями самих технологічних модулів (ТМ) у процесі їхнього функціонування й з відмовами по якості типу «помилки» й «дефектів», що обумовлюють якість є продукції, що випускається.

ГВМ безвідносно до виду виконуваних технологічних операцій можна розглядати з позицій перетворення ними вхідних потоків продукції з певними характеристиками у вихідні потоки з іншими характеристиками. Виходячи зі сказаного всі вони мають загальні властивості і являють собою системи обробки вхідних на вхід виробів. Таким чином, вхідні й вихідні потоки продукції визначають матеріальні зв'язки в ГВМ і ГВС (між ГВМ).

Класифікація вхідних і вихідних потоків може бути зроблена за ознаками, у число яких входять імовірнісний опис, опис у часі, номенклатура виробів у потоці; відповідність і невідповідність ТУ виробів у потоці й деякі інші. Імовірнісний опис випадкових потоків продукції може бути деталізоване залежно від числа виробів, що з'являються в потоці за малий проміжок часу, взаємозв'язків між імовірнісними характеристиками потоку в часі, а також від

параметрів подій у потоці.

Таблиця 3. – Класифікація ГВМ

Ознака класифікації	Вид ГВМ
По виду виконуваних технологічних операцій	Складально-монтажні; регульовально-настроюванні; контрольні-іспитові; транспортні; нагромадження (зберігання) виробів
По відмовах при функціонуванні	З відмовами по продуктивності, якості й змішаному типу
По числу вхідних і вихідних накопичувачів у складі технологічних модулів	Без накопичувачів; з одним і декількома накопичувачами
По універсальності	Призначені для виконання технологічних операцій одного (спеціалізовані) і різних видів (універсальні)
По числу одночасно оброблюваних виробів	З обробкою одного й безлічі виробів
За розкладом роботи при виконанні операцій	Послідовна, паралельною й послідовно-паралельною в часі обробка

Потоки матеріальної продукції в реальних ГВС охоплюють всі ознаки наведеної класифікації. По ознаці номенклатури виробів у потоці розрізняють потоки з виробами одного й декількох найменувань. Перші з них характерні для масового й серійного одно номенклатурного виробництва, другі - для дрібносерійного багатомонономенклатурного виробництва. Залежно від числа виробів у потоці в кожний момент часу можуть бути потоки ординарні (з одним виробом) і неординарні (з декількома - пачкою виробів). Останні характерні для транспортування виробів у пачках, реалізований, як правило, у ГВС. У свою чергу, обсяг транспортної пачки може бути детермінованою й випадковою величиною, містити вироби одного або декількох найменувань, що залежить від характеру організації процесу транспортування виробів між ГВМ, видів ГВМ і деяких інших факторів.

Потоки продукції, що мають місце в ГВС, можна підрозділити на потоки придатної й дефектної продукції.

Подібне розмежування необхідно при аналізі функціонування ГВМ контролю, які виявляють дефектну продукцію, проріджуючи тим самим потоки з дефектною продукцією. Виділення потоків придатної продукції дозволяє оцінювати потенційну продуктивність її випуску. І, нарешті, виробу в потоці можуть містити один або кілька видів дефектів. Подібна ознака класифікації й відповідно опис потоків необхідні для оцінки показників ефективності функціонування ГВМ діагностики. Аналіз реальних технологічних систем виробництва продукції дозволяє визначити характер руху матеріальних потоків

(об'єктів виробництва) між ГВМ: послідовні, збіжні, розбіжні й зі зворотним зв'язком. Кожний із зазначених видів потоків характерний для відповідних видів з'єднань між ГВМ: перший - для послідовного з'єднання ГВМ (рис. 3, а); другий - для групи паралельно працюючих ГВМ (рис. 3, б); третій - для ГВМ і допоміжного устаткування, включених послідовно з ним (рис. 3, в); четвертий - для групи ГВМ, що виконують технологічні операції з наступним їх повторенням на наступних ГВМ (рис. 3, г). Звичайно останній вид з'єднань між ГВМ характерний для випадків виявлення дефектних виробів або для багаторазових повторень деяких технологічних операцій, наприклад лакування, нанесення шарів матеріалу й т.д.

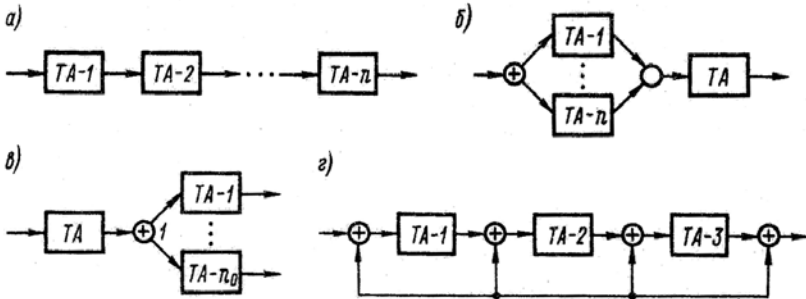


Рис. 3 - Види з'єднань між елементами виробничої системи:

а - послідовне; б - паралельне; в - послідовно-паралельне; г - зі зворотним зв'язком.

Класифікація ГВМ, матеріальних потоків (зв'язків), дисципліни й процесу виконання операцій є основою побудови моделей функціонування ГВМ і ГВС.

Класифікація ГВМ по дисципліні обслуговування включає дві ознаки: пріоритет і відмови в обробці виробів, що роблять на ГВМ. Відзначимо що ГВС, як правило, є системами без відмов в обробці. Час обробки виробів у ГВМ визначає технологічний операційний час (норму часу), необхідне для виконання робіт при проведенні технологічної операції. Час обробки залежить від ряду факторів: виду й номенклатури виконуваних технологічних переходів, як основних, так і допоміжних; числа одночасно оброблюваних виробів і проведених операцій й у зв'язку із цим може бути класифіковане по ряду конструкторсько-технологічних ознак. Залежно від виду ГВМ, на якому виконується обробка виробу, час обробки може бути детермінованою або випадковою величиною.

Можна виділити чотири типи математичних моделей, на основі яких, можна описати роботу ГВМ всіх класів. До останнього ставляться наступні типи умовних блоків ГВМ: блоки ГВМ технологічний модуль (ГМ) обробки (ГМО), що визначає виконання основних і допоміжних технологічних операцій (або елементів технологічних операцій); блоки-ГВМ, що визначають формування складального комплексу (БФСК) і транспортних пачок виробів (БФТП); блоки ГВМ, що характеризують процес прийняття рішень у ході

контролю або пошуку несправностей (БПР), а також ГВМ зберігання (ТМЗ) або нагромадження (ТМН) виробів між операціями.

Для ГВМ всіх типів можна виділити загальні оператори опису їхнього функціонування (рис.4). Аналіз показує, що у всіх зазначених ГВМ є ТМО, відповідальний за виконання відповідних технологічних або допоміжних операцій: у технологічному модулі складання (ТМС) - за проведення операцій складання, у технологічному модулі контролю (ТМК) - за проведення операцій контролю, у технологічному модулі формування транспортного комплекту - за формування транспортного комплекту виробі, у технологічному модулі транспортування - за транспортування комплекту виробів, у технологічному модулі зберігання (ТМЗ) - за видачу виробу. З функціонуванням ТМО в ГВМ різних видів зв'язані всі тимчасові характеристики й показники надійності їхнього використання.

Блоки ФСК (ФТК) (рис. 4, а, б), БПР (рис.4, в) і ТМН (ТМЗ) (рис.4, г) відображають специфічні сторони функціонування ТМС, ТМК і ТМН відповідно.

Допоміжний модуль зберігання виробів може включатися до складу ТМ будь-яких типів як їхній власний елемент (ТМЗ), а також використовуватися як самостійний елемент для між операційного нагромадження виробів (ТМН), тому далі ТМО в моделях може бути представлений у вигляді структурних схем, наведених на (рис. 4, д-ж). Наведене структурне представлення ТМ дозволяє спростити й уніфікувати їхній опис.

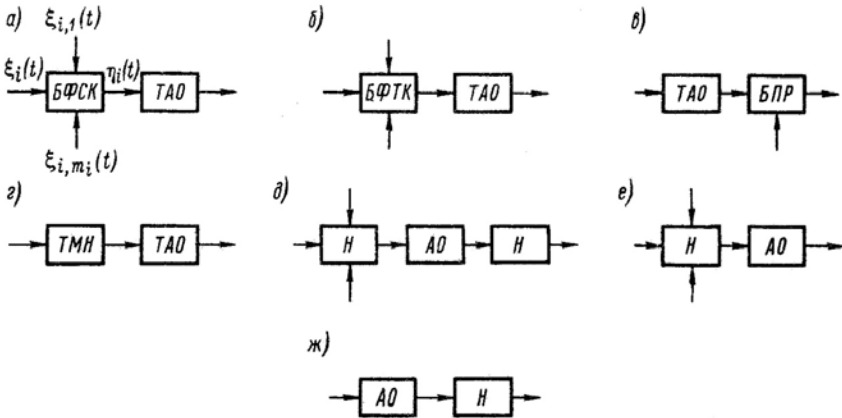


Рис. 4 - Структурне представлення моделей технологічних модулів:

а - складання; б - контролю; в - транспортування; г - зберігання; д, е, ж – обробки.

Час виконання технологічних операцій у ГВМ залежить від ряду факторів, пов'язаних з універсальністю ГВМ, тобто здатністю обробки сукупності виробів одного або декількох найменувань, складом виконуваних операцій (або елементів операцій), наявністю в ГВМ накопичувачів; зі структурою технологічних операцій, використовуваної при обробці в ГВМ; з особливістю

виробів, що надходять на обробку, і характеризуємо необхідною послідовністю й сукупністю операцій (переходів), виконуваних при їхній обробці, і ін. Зазначені фактори визначають тривалість тимчасового циклу обробки одного виробу і їхніх пачок і повинні враховуватися при аналізі надійності функціонування ГВС.

Імітаційне моделювання є одним з методів, що дозволяють оцінити систему і її реакцію на збурення по ряду показників. За допомогою моделювання при створенні АСК цехом можуть вирішуватися наступні завдання: визначення шляхів удосконалювання системи на основі моделювання різних варіантів технічної, технологічної, а також організаційної перебудови й дослідження наслідків ухвалених рішень. Імітаційне моделювання дозволяє робити відпрацювання не тільки різних варіантів структур і режимів функціонування технічних засобів програмного забезпечення (у тому числі операційних систем, і промислових варіантів програм користувача), але й різних форм функціонування АСК.

Висновки. Таким чином, метою дослідження є підвищення ефективності технологічної підготовки виробництва складальних процесів, а також:

- розробка моделі системи імітаційного моделювання складальних процесів;
- опис математичної моделі побудови імітаційного моделювання складальних процесів, структури функціонування моделей у системі, структури взаємодій елементів складання вузлів;
- розробка програмного і методичного забезпечення системи 3D моделювання складальних процесів;
- розробка програмного забезпечення на основі 3D моделювання з використанням програмного комплексу набору процедур і функцій OpenGL;
- розробка методичного забезпечення побудови імітаційних моделей моделювання складальних процесів на основі платформи HTML;
- розробка методів синтезу структури й параметрів технологічних процесів складання на основі 3D-моделювання;
- розробка моделі побудови формування звітності роботи системи імітаційного моделювання складальних процесів на основі платформи HTML.

Список літератури: 1. Гибкие производственные системы сборки /П.И. Алексеев, А.Г. Герасимов, Э.П. Давыденко и др.; Под общ. Ред. А.И. Федотова. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1989. – 349 с.; 2. Замятин В.К. Технология и оснащение сборочного производства машино- и приборостроения: Справочник – М.: Машиностроение, 1995. – 608 с.; 3. Захаров М.В., Тимофеев Ю.В. Розробка технологічних процесів складання: Навч. Посібник. – К.: НМК ВО, 1992. – 152 с.; 4. Сборка и монтаж изделий машиностроения: Справочник. В 2-х т. Т2 /Ред. совет: В.С. Корсаков и др.. – М: Машиностроение, 1983. – 360 с.

Поступила в редколлегию 16.04.2010

Ю.М. КУХТЕНКОВ, канд. техн. наук, НТУ «ХП», м. Харків

ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВИХРОВИХ ДЖУГТІВ І ЦИРКУЛЯЦІЇ У ВІДСМОКТУЮЧИХ ТРУБАХ РО ГІДРОТУРБІН ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ

В статті дано описання математическої моделі для прогнозування низькочастотних пульсацій тиску для произвольного числа физических вихревых жгутов в отсасывающей трубе. Получены аппроксимационные зависимости геометрических параметров вихревых жгутов - эксцентриситета, диаметра и угла наклона вихревой линии, в отсасывающей трубе в широком диапазоне режимов работы для прогнозування пульсацій тиску на основе данных визуальных экспериментальных исследований и зондирования потока в трубе с помощью датчиков-зондов тиску для гидротурбин РО115, РО140, РО170.

У статті дано опис математическої моделі для прогнозування низькочастотних пульсацій тиску для довільного числа физических вихревых жгутов у трубі, що відсмоктує. Отримані апроксимаційні залежності геометричних параметрів вихревих джгутів - эксцентриситету, діаметра й кута нахилу вихрової лінії, у трубі, що відсмоктує, у широкому діапазоні режимів роботи для прогнозування пульсацій тиску на основі даних візуальних експериментальних досліджень і зондування потоку в трубі за допомогою датчиків-зондів тиску для гідротурбін РО115, РО140, РО170.

Актуальність теми. Вібраційний стан у гідротурбінах у значному ступені залежить від пульсацій тиску (п.т.), які обумовлені рухом вихрових джгутів (в.д.) за робочими колесами у відсмоктуючій трубі (в.т.). Експериментально встановлено, що у гідротурбінах на режимах недовантаження та форсування потужності трапляється наявність одного або декількох вихрових джгутів. Силова взаємодія вихорів з елементами проточного тракту може призвести до серйозних аварій. В більшості ці вихрові джгути мають складну просторову гвинтову форму, тому для розрахунку п.т. треба використовувати просторові математичні моделі. Технічні показники сучасних гідротурбін достатньо високі, тому для їхнього подальшого поліпшення треба удосконалювати методики розрахунку пульсаційних характеристик гідротурбіни, які характеризують рівень нестационарності гідротурбіни. Математичні моделі для розрахунків низькочастотних п.т. у в.т. повинні бути досить простими і в той же час, достатньо повно відображати закономірності робочого процесу, забезпечуючи необхідну точність розрахунків амплітуд та частот п.т. у в.т. гідротурбін з використанням геометричних параметрів в.д. - эксцентриситету, діаметру і кута нахилу вихрової лінії. Прогнозування пульсаційних характеристик шляхом створення нових методик їх розрахунків на основі розроблення просторових математичних моделей руху в.д. у в.т. дозволяє уточнити розрахунки на динамічну міцність, збільшити надійність, довговічність і точніше вказати зону експлуатаційних режимів роботи гідротурбіни. Метою даної роботи є прогнозування пульсаційних характеристик гідротурбін на основі просторової математическої моделі руху в.д. у в.т. і визначення залежностей

геометричних параметрів в.д. від режимів роботи на основі проведених зондових експериментальних досліджень для одержання апроксимаційних залежностей.

Просторова математична модель розрахунку пульсацій тиску у відсмоктуючій трубі. На основі узагальнення існуючих підходів і проведених експериментальних досліджень ставилась та була вирішена задача розробки просторової математичної моделі розрахунку п.т. від довільного числа фізичних (основних) в.д. рівної інтенсивності з рівним кроком у циліндричній в.т. [1-4].

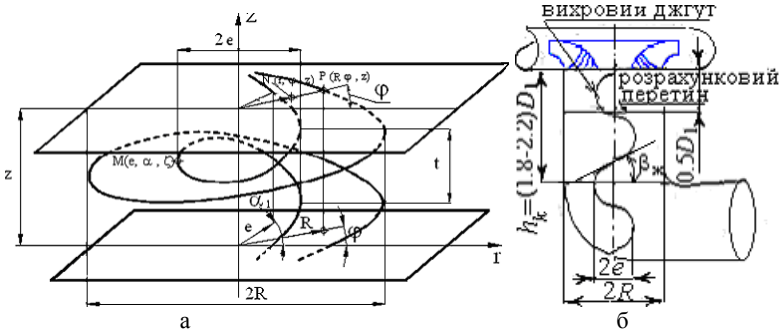


Рис.1 – Розрахункова схема джгутових п.т. у в.т.: а – схема основного вихрового джгута (внутрішній – випадок з одним джгутом) і вихрової лінії вихрової поверхні, що моделює стінку відсмоктуючої труби; б – вихровий джгут у в.т.

Стінка в.т., як і у роботі д.т.н. Григор'єва В.І., моделюється вихровою поверхнею, яка складається з нескінченно великого числа тонких вихрових шнурів змінної інтенсивності з кроком рівним кроку фізичних в.д., які мають форму гвинтової спіралі (рис.1а). Задача розглядалась у квазістационарній постановці, рідина нев'язка. Поток поза вихором при визначенні індуктованих швидкостей приймався потенціальним. Урахований також додатковий осесиметричний потік, що обумовлений проходженням рідини через робоче колесо. Задача зводиться до пошуку швидкостей у будь-якій точці в.т. Сумарна швидкість у в.т. записується

$$\bar{V} = \sum_{s=1}^{z_{жк}} \bar{V}_{ЖС} + \bar{V}_{П} + \bar{V}_q, \quad (1)$$

де $\bar{v}_{жк}$ – швидкості, що індуктовані фізичними в.д., \bar{v}_n – швидкість, що індуктована вихровою поверхнею, \bar{v}_q – швидкість додаткового осесиметричного потоку, $z_{жк}$ – число в.д.ів, s – порядковий номер фізичних в.д., $1 \leq s \leq z_{жк}$. Складові швидкості, що індуктовані в.д., визначаються з формул, які наведені у роботі Кочіна М.Є. у вигляді:

$$V_x = \frac{\Gamma}{4\pi} \int_L \left(\frac{\eta - y}{\rho^3} d\zeta - \frac{\zeta - z}{\rho^3} d\eta \right) \quad V_y = \frac{\Gamma}{4\pi} \int_L \left(\frac{\zeta - z}{\rho^3} d\xi - \frac{\xi - x}{\rho^3} d\zeta \right)$$

$$V_z = \frac{\Gamma}{4\pi} \int_L \left(\frac{\xi-x}{\rho^3} d\eta - \frac{\eta-y}{\rho^3} d\xi \right) \quad (2)$$

де Γ – інтенсивність вихрової лінії, L – довжина вихрової лінії, а ξ, η, ζ і x, y, z – координати точки M на вихорі і довільної точки N відповідно.

Враховуючи, що форма в.д. у в.т. з деяким наближенням приймається у вигляді гвинтоподібної спіралі, то можна записати:

$$\xi = e \cos \alpha, \quad \eta = e \sin \alpha, \quad \zeta = t\alpha / 2\pi = m\alpha, \quad (3)$$

де e, t, α – радіус (ексцентриситет), крок і кутова координата в.д.; при $\alpha=0$ маємо $\zeta=0$. Координати x, y, z довільної точки N записуються:

$$x = r \cos \phi, \quad y = r \sin \phi, \quad z = t\alpha_1 / 2\pi = m\alpha_1, \quad (4)$$

де r, ϕ, z – циліндричні координати точки N ; α_1 – значення кута α , при якому $\zeta=z$. Параметр m можна визначити через ексцентриситет – e і кут нахилення гвинтової лінії в.д. – $\beta_{ж}$ (5):

$$m=t/2\pi=2\pi e \operatorname{tg} \beta_{ж} / 2\pi = e \operatorname{tg} \beta_{ж} = \bar{e} R \operatorname{tg} \beta_{ж}, \quad (5)$$

де R – радіус відсмоктуючої труби, $\bar{e} = e/R$ – відносний ексцентриситет в.д. Підставляючи ξ, η, ζ із (3) і x, y, z з (4) у (2), маємо

$$\bar{V}_{ж} = f(\Gamma, \bar{e}, R, \beta_{ж}, \phi, \alpha_1, \rho), \quad (6)$$

де $\rho = \sqrt{e^2 + r^2 - 2er \cos(\alpha - \phi) + m^2(\alpha - \alpha_1)^2}$
 $= R \sqrt{\bar{r}^2 - 2\bar{e}\bar{r} \cos(\alpha - \phi) + \bar{e}^2 [1 + (\alpha - \alpha_1)^2 \operatorname{tg}^2 \beta_{ж}]}$ – відстань між точками

$M(e, \alpha, \zeta)$ та $N(r, \phi, z)$, $\bar{r} = r/R$ – відносна відстань від довільної точки N поза вихором до осі турбіни.

Узгодження між проєкціями швидкостей у циліндричній і декартовій системах координат:

$$V_r = V_x \cos \phi + V_y \sin \phi, \quad V_\phi = V_y \cos \phi - V_x \sin \phi, \quad V_z = V_z. \quad (7)$$

Розглянемо багатовихрову схему – випадок з декількома фізичними в.д. Підставляючи проєкції V_x, V_y, V_z швидкості $\bar{V}_{ж}$ з (6) в (7), знаходимо складові швидкості, яка індуктована одним з декількох фізичних в.д. рівної інтенсивності у довільній точці $N(r, \phi, z)$ у циліндричній системі координат:

$$\left. \begin{aligned} V_{жsr} &= \frac{\Gamma (\bar{e} R)^2 \operatorname{tg} \beta_{ж}}{4\pi z_{ж}} \int_{\alpha_{SH}}^{\alpha_{SK}} \frac{\sin(\alpha_S - \phi) - (\alpha_S - \alpha_{S1}) \cos(\alpha_S - \phi)}{\rho_S^3} d\alpha \\ V_{жs\phi} &= \frac{\Gamma \bar{e} R^2 \operatorname{tg} \beta_{ж}}{4\pi z_{ж}} \int_{\alpha_{SH}}^{\alpha_{SK}} \frac{\bar{r} - \bar{e} [\cos(\alpha_S - \phi) + (\alpha_S - \alpha_{S1}) \sin(\alpha_S - \phi)]}{\rho_S^3} d\alpha \\ V_{жsz} &= \frac{\Gamma \bar{e} R^2}{4\pi z_{ж}} \int_{\alpha_{SH}}^{\alpha_{SK}} \frac{\bar{e} - \bar{r} \cos(\alpha_S - \phi)}{\rho_S^3} d\alpha \end{aligned} \right\}, \quad (8)$$

де $z_{ж}$ – число фізичних в.д., ρ_s – відстань між точкою на в.д. $M_s(e, \alpha_s, \zeta)$ і точкою $N(r, \phi, z)$ в довільному місці в.т. для випадку з декількома фізичними в.д., s – порядковий номер фізичного в.д., а $\alpha_s = \alpha + \frac{2\pi}{z_{ж}}(s-1)$.

Швидкості, які індуювані вихровою поверхнею, що моделює стінки в.т., є функціями багатьох параметрів

$$\bar{V}_{\Pi} = f[e, \beta_{ж}, \gamma(\alpha_2), \phi, \alpha_1, \rho_{\Pi}]. \quad (9)$$

Невідома функція $\gamma(\alpha_2)$ в (9) визначається при виконанні граничних умов на стінці в.т.:

$$\sum_{s=1}^{z_{ж}} V_{жrs} + V_{\Pi r} = 0, \quad (10)$$

$$R \sin \beta_{\Pi} \int_0^{2\pi} \gamma(\alpha_2) d\alpha_2 = -\Gamma, \quad (11)$$

де $\gamma(\alpha_2)$ – напруженість вихрового шару, що моделює стінку в.т.; β_{Π} – кут нахилу вихрової лінії вихрової поверхні; $\Gamma = \Gamma_{2вт}$, а $\Gamma_{2вт}$ – циркуляція за робочим колесом біля втулки.

Ці умови дозволяють визначити напруженість $\gamma(\alpha_2)$ із (10) з урахуванням (11). Підставляючи із рівняння (8) вираз для $V_{жrs}$ і $V_{\Pi r}$ з (9) у (10) і враховуючи, що $\bar{r} = 1$, $\alpha_1 = \text{const}$, маємо рівняння

$$\lambda \int_0^{2\pi} \gamma(\alpha_2) F(\phi, \alpha_2) d\alpha_2 = f(\phi). \quad (12)$$

Рівняння у формі (12) є рівнянням Фредгольму 1 роду. Для багатовихрової схеми, а функції $F(\phi, \alpha_2)$, $f(\phi)$ і λ визначені в залежності від $\beta_{ж}$, що дозволяє при розрахунках безпосередньо вживати експериментальні дані по кутах $\beta_{ж}$. Для одновихрової схеми це рівняння було складено Григор'євим В.І. Для виконання вимоги (10) в розрахунковому перетині, який розміщується на відстані $0,5D_1$ від ободу робочого колеса у в.т. (рис.1б), виконуємо ряд рішень (12) для розрахункової висоти труби h_k . Приблизно в цьому ж місці, згідно з вимогами МЕК, встановлюється датчик для вимірювання тиску у трубі.

Звісно, що безпосереднє рішення рівняння Фредгольму 1 роду (12) викликає труднощі у зв'язку з його некоректністю. Тому функцію $\gamma(\alpha_2)$ задаємо в вигляді ряду Фур'є з невідомими коефіцієнтами

$$\gamma(\alpha_2) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^n (a_k \cos k\alpha_2 + b_k \sin k\alpha_2). \quad (13)$$

З (13) витікає, що число невідомих коефіцієнтів ряду дорівнює $(2n+1)$, де n – число гармонік, k – номер гармоніки. Тому що a_0 легко знаходиться, використовуючи другу граничну умову (11), то в подальшому маємо число невідомих $2n$, які знаходимо з рішення системи лінійних алгебраїчних рівнянь (СЛАР) з числом рівнянь також $2n$, які побудовані на основі граничної умови (10) в перетвореному вигляді (12). Підставляючи (13) в другу граничну умову (11) знаходимо $a_0 = \frac{-\Gamma_{2\text{вт}}}{\pi R \sin \beta_n}$.

Маючи розподіл $\gamma(\alpha_2)$ визначаємо V_n , а потім і сумарну швидкість на стінці в.т. по (1). Осьова (витратна) та окружна (від циркуляційного вихрового потоку) складові швидкості V_q додаткового осесиметричного потоку у (1)

$$\text{визначаються по залежностях } V_{qz} = Q / \pi \cdot R^2 (1 - \sum_{i=1}^{z_k} \bar{d}_j^2) \quad \text{і} \quad V_{q\phi} = \frac{\Gamma_{2\text{пер}} - \Gamma_{2\text{вт}}}{2\pi R}$$

відповідно.

Розрахунки максимальної і мінімальної сумарних швидкостей проводяться у розрахунковому перетині при постійному значенні циркуляції для обраного режиму по оборотах і витраті на стінці в.т. Подвійну амплітуду п.т. визначаємо з використанням інтегралу Бернуллі:

$$\frac{2A}{H} = \frac{V_{\max}^2 - V_{\min}^2}{2gH}, \quad (14)$$

де A – амплітуда п.т.у, м; H – напір випробувань, м.

В (14) V_{\max} і V_{\min} визначені із урахуванням формули

$$V = (V_r^2 + V_\phi^2 + V_z^2)^{1/2}, \text{ де на стінці } \bar{r} = 1, V_r = 0, \text{ а}$$

$$V_r = \sum_{s=1}^{z_{sr}} V_{жсrs} + V_{nr}; \quad V_\phi = \sum_{s=1}^{z_{s\phi}} V_{жсs\phi} + V_{n\phi} + V_{q\phi}; \quad V_z = \sum_{s=1}^{z_{sz}} V_{жсsz} + V_{nz} + V_{qz} \text{ Для розра-}$$

хунку частоти п.т. визначаємо окружну швидкість на одному з фізичних в.д. у розрахунковому перетині при $r = e$:

$$V'_\phi = \sum_{S=1}^{S=Z_\phi} V_{жсs\phi} + V_{n\phi}. \quad (15)$$

В (15) $V_{жсs\phi}$ – окружна складова швидкості, що індуктована фізичними в.д.; $V_{n\phi}$ – окружна складова швидкості, яка індуктована вихровою поверхнею, що моделює стінку в.т. В (15) не урахована $V_{q\phi}$, що має невеликі значення при $\bar{e} = 0-0.6$. Визначивши V'_ϕ , знаходимо кутову частоту обертання

$$\text{джгута } \omega_{\text{ж}} = \frac{V'_{\phi}}{R e} \text{ і частоту п.т.у за робочим колесом } - f_{\text{ж}} = \frac{V'_{\phi} z_{\text{ж}}}{2 \pi R e}.$$

Експериментальне визначення геометричних параметрів вихрових джгутів та циркуляції за робочим колесом.

Програми для визначення п.т. складені на мові Фортран і у середовищі Mathcad. Одержані прогнознi пульсаційні характеристики для турбін РО115, РО230 (рис.3), РО310 розробки ВАТ “Турбоатом”. Отриманий рівень п.т. є допустимим і гарантує надійну роботу гідротурбін.

Важливим моментом для розрахунку п.т. є підготовка геометричних параметрів в.д. – відносного ексцентриситету $-\bar{e}$, відносного діаметра $-\bar{d}_{\text{ж}}$ і кута нахилення вихрової лінії $-\beta_{\text{ж}}$, кроку, числа витків в.д. та ін. за допомогою яких здійснюється побудова сумарної пульсаційної характеристики з урахуванням границь переходу від одновихрової до двовихрової схеми. Вона здійснювалася на основі апроксимації даних, що були одержані з візуальних експериментів з фотографуванням в.д. і з використанням датчика-зонда тиску.

Для в.д. гідротурбін на основі експериментів були одержані поліномні залежності \bar{e} , $\bar{d}_{\text{ж}}$, $\beta_{\text{ж}}$ у полі пульсаційної характеристики у вигляді:

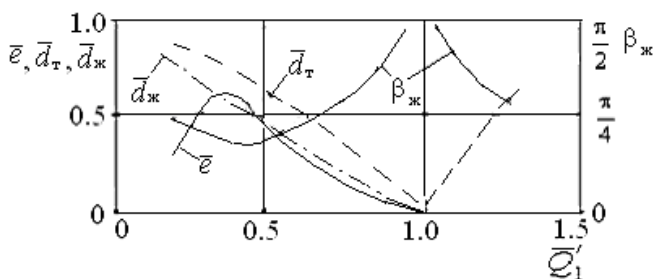
$$\left. \begin{aligned} \bar{e}(n'_1, Q'_1) &= A_0 + A_1 Q'_1 + A_2 Q_1^2 \\ \bar{d}_{\text{ж}}(n'_1, Q'_1) &= B_0 + B_1 Q'_1 + B_2 Q_1^2 \\ \beta_{\text{ж}}(n'_1, Q'_1) &= 90^\circ(1 - C_1 Q'_1 + C_2 Q_1^2 + C_3 Q_1^3) \end{aligned} \right\}, \quad (16)$$

де $A_0, A_1, A_2, B_0, B_1, B_2, C_1, C_2, C_3$ – змінні коефіцієнти поліномами від n'_1 .

Для модельної гідротурбіни РО170 \bar{e} , $\bar{d}_{\text{ж}}$, $\beta_{\text{ж}}$ були визначені із експериментів для $\bar{Q}'_1 = 0,4 - 1,2$, $\bar{n}'_1 = 0,9 - 1,1$, де $\bar{n}'_{1i} = \frac{n'_{1i}}{n'_{1\text{опт}}}$, $\bar{Q}'_{1i} = \frac{Q'_{1i}}{Q'_{1\text{опт}}}$ (рис.2).

Ці параметри можуть бути також визначені за допомогою приблизних емпіричних залежностей типу $\bar{e} = (4|(\bar{Q}'_1 - \bar{n}'_1)|\bar{Q}'_1 + 1) / (4 + |(\bar{Q}'_1 - \bar{n}'_1)|\bar{Q}'_1)$, $\beta_{\text{ж}} = 90(1 - k\sqrt{\bar{e}})$, де $k = 0,7 - 0,9$, і які були одержані на основі модельних експериментів для гідротурбін РО115-170.

З урахуванням отриманих апроксимацій (16) були виконані розрахунки по прогнозуванню п.т.у для РО гідротурбін для діапазону напорів 100-300 м. Розширення діапазону застосування залежностей (16) по напорах потребує додаткових розрахунково-експериментальних досліджень. На рис.2 представлені залежності \bar{e} , $\bar{d}_{\text{ж}}$, $\beta_{\text{ж}}$ від \bar{Q}'_1 при розрахунковому напорі $\bar{n}'_1 = \bar{n}'_{1p}$ для випадку одного в.д.

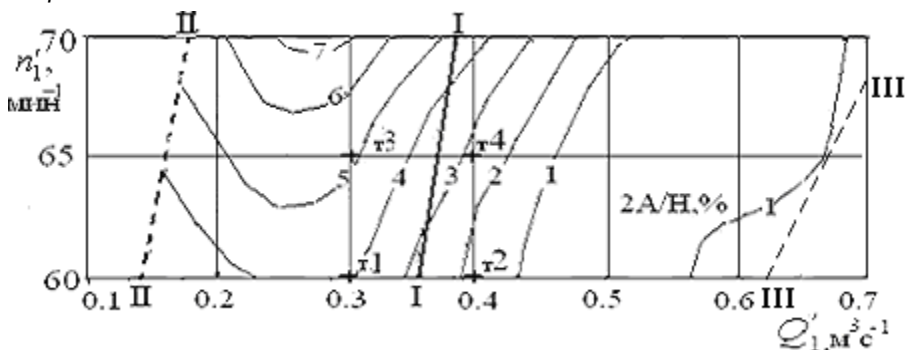


\bar{d}_t – відносний теоретичний діаметр вихрового джгута з формули Муракамі,

$\bar{d}_ж$ – відносний діаметр видимого джгута з візуального експерименту

Рис.2 – Залежності $\bar{\epsilon}$, $\bar{d}_ж$, $\beta_ж$ від \bar{Q}'_1 для $\bar{n}'_1 = \bar{n}'_{1p}$

Визначення циркуляції за робочим колесом здійснювалося на основі спрощеної осередненої осесиметричної задачі з урахуванням робіт Етінберга І.Е. і Гольдіна С.Л. Спочатку визначалася швидкість V_m із рівняння $dV_m/dl + M(l)V_m = N(l)$, а потім розраховувалась циркуляція за робочим колесом біля втулки $\Gamma_{2вт} = 2\pi R_{2вт} (R_{2вт} \pi n / 30 - V_m \text{ctg} \beta_{2вт})$, де $\beta_{2вт} = \beta_{2дл} + \Delta\beta$, а $\Delta\beta \approx 1^\circ - 3^\circ$.



⊕ – експериментальні точки (в т. 1-3,5%, т. 2-1,3%, т. 3-3,8%, т. 4-1,9%)

Рис.3 – Розрахункові амплітуди п.т. 2A/H,% у гідротурбіні PO230/3234

На рис.3 наведені розрахункові амплітуди п.т. у гідротурбіні PO230 у випадку одного в.д. Зліва від оптимуму визначаємо границю переходу від одновихрової схеми до двовихрової (лінія II-II) по значенню параметра $\Pi=2,5$, який визначений з експериментів у роботах Фелвея Г. Лінія I-I задовольняє умови $\bar{\epsilon} + \bar{\tau}_ж \leq 0,98$, зліва від неї $\bar{\epsilon}$ змінюється по лінійному закону від $\bar{\epsilon} = \bar{\epsilon}_{\max}$ до $\bar{\epsilon} = 0$ при $\bar{Q}'_1 = 0$ (рис.3). Праву від оптимуму границю переходу одного в.д. до двох приймаємо на основі експериментальних даних: її коор-

динати по витраті, приблизно $(1,15-1,3) \bar{Q}'_{\text{онт}}$ – лінія III-III. Розглянута методика дозволяє виконати розрахунки п.т. для випадку з декількома в.д. при наявності додаткових даних про їх геометрію та інтенсивність. Шляхом накладання характеристик у полі $Q'_1 - n'_1$ можна отримати сумарну пульсаційну характеристику.

Висновки:

1. Робота спрямована на створення обґрунтованої методики чисельного прогнозування джгутових п.т. у в.т. гідротурбіни на основі просторової математичної моделі, проведення комплексу експериментів по визначенню геометричних параметрів в.д., що дозволило знайти для них аналітичні вирази.

2. Розроблена методика розрахунку дозволяє отримати прогнозні пульсаційні характеристики у широкому діапазоні режимів роботи гідротурбіни з урахуванням границь переходу від одного вихоря до двох. Створені програмні засоби, що дозволяють прогнозувати низькочастотні пульсації тиску у в.т. Прогнозні рівні п.т. можуть бути використані в розрахунках на динамічну міцність елементів гідротурбіни і для уточнення зони її експлуатації.

3. Застосування осесиметричної задачі дає можливість розраховувати інтенсивність в.д. з урахуванням геометрії вихідної кромки лопаті через циркуляцію у втулкових перетинах робочого колеса. Проведене порівняння циркуляції, що була одержана на основі розрахунків, з циркуляцією, що була одержана із зондових випробувань, свідчить про задовільне їхнє узгодження.

4. Візуальні дослідження з фотографуванням в.д. і дослідження потоків у в.т. за допомогою датчиків-зондів тиску дали можливість одержати експериментально апроксимаційні залежності змінення геометричних параметрів в.д. від режиму роботи гідротурбіни і більш точно прогнозувати джгутові пульсації тиску.

Список літератури: 1. *Григорьев В.Н.* Определение пульсаций давления в отсасывающей трубе под действием вихря за рабочим колесом гидротурбины // Энергомашиностроение, 1968, №9, - с.42-44. 2. *Завьялов П.С., Кухтенков Ю.М., Подвойский Ю.А.* К вопросу математического моделирования низкочастотных пульсаций давления в отсасывающих трубах жестколопастных гидротурбин // Вестник НТУ "ХПИ"- Харьков, 2002.- Вып. 132.- С. 94—99.. 3. *Завьялов П.С., Кухтенков Ю.М., Подвойский Ю.А.* Прогнозирование пульсаций давлений от нескольких вихревых жгутов за рабочим колесом РО гидротурбины // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: зб. наук. праць. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2001. – Вип. 129. – Ч.1. – С. 95-104. 4. *Кухтенков Ю.М.* Исследования жгутовых пульсаций давления в радиально-осевой гидротурбине РО115 // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: зб. наук. праць. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2007. – № 17. – С. 41-44.

Поступила в редколлегию 12.09.09

А. Н. СЕМКО, д-р. техн. наук, *В. В. РЕШЕТНЯК*, ДонНУ, г. Донецк

ВЛИЯНИЕ РАЗНЫХ ФАКТОРОВ НА ПАРАМЕТРЫ ПОРШНЕВОЙ ГИДРОПУШКИ

У наведеній роботі досліджено вплив різних факторів на параметри поршневої гідрогармати з пневматичним приводом. Розглянуті такі фактори, як довжина сопла та водяного заряду, маса поршня, вхідний та вихідний діаметри сопла. Аналіз проводився числено методом другого порядку апроксимації у рамках моделі ідеальної стислої рідини. На підставі результатів дослідження проведена параметрична оптимізація конкретної гідрогармати та запропоновані дві оптимальні конструкції. Оптимальні гідрогармати при відносно невеликих розмірах та масі здатні генерувати компактні та потужні імпульсні струмені рідини, швидкістю до 1700 м/с.

In this paper influence of different factors on piston hydrocannon parameters investigated. So factors as nozzle and water charge length, piston mass, inlet and outlet nozzle diameters are observed. Investigation was pursued with ideal compressible flow model by second order accuracy numerical computations. On the ground of investigation results parametric optimization of concrete hydrocannon is pursued and two optimal constructions are proposed. Optimal hydrocannons, having comparative small bulk and mass, can generate compact and powerful impulsive jets with velocity near 1700 mps.

Введение. Гидроимпульсные технологии, использующие энергию импульсных высоконапорных струй жидкости, применяются для разрушения крепких горных пород и бетонных блоков, проходки горных выработок, обработки материалов, утилизации боеприпасов и т. д. [1, 2]. Для получения таких струй часто используются гидропушка (ГП) и импульсный водомет (ИВ) с поршневым или пороховым приводом, а так же электроимпульсный водомет (ЭИВ).

Многочисленные экспериментальные исследования ИВ и ГП, проведенные Б.В. Войцеховским [3], W. C. Cooley [4], Г. П. Черменским [5], А. И. Петраковым и О. Д. Криворотько [6, 7] по разрушению угля, горных пород, негабаритов, бетона и железобетона показали перспективность импульсных струй сверхвысокого давления. По результатам исследований сделаны выводы, что для эффективного разрушения динамическое давление струи должно в 10 раз превышать предел прочности материала на сжатие σ_{np} .

Президент Международной ассоциации водоструйных технологий (WJTA) М. М. Vijaу (Канада) отмечает перспективность применения импульсных высоконапорных струй жидкости. Гидроимпульсные установки компактны, мобильны, безопасны, требуют меньше энергии, чем устройства для получения непрерывных струй. По его мнению, дальнейшие работы в этом направлении должны быть направлены на повышение надежности, мобильности и компактности гидроимпульсных установок, оптимизацию сопла и других систем, понимание механизма разрушения материала [8].

В работах [9 – 14] разными авторами были проведены исследования поршневой и пороховой ГП с целью их оптимизации. В этих работах эффективность ГП характеризовалась ее компактностью и мобильностью, а так же

дальнобойностью и силовым воздействием струи на преграду. Давление воды в ГП ограничено ее прочностью, и должно быть минимальным, что способствует повышению надежности установки. Движение струи в воздухе и ее взаимодействие с преградой в работах не рассматривалось. Выводы о дальностью и силовом воздействии на преграду были сделаны качественно, по расчетным данным параметров внутренней баллистики ГП.

Целью работ [13, 14], посвященных поршневой ГП, так же является повышение мощности струи ГП и уменьшение давления воды в установке. Для этого исследовалось влияние формы сопла на гидродинамические параметры ГП. Сравнение сопел разной формы, проведенное в работе [14] для ГП конкретной конструкции, показало, что наиболее эффективным является сопло Витошинского.

В настоящей работе проведено численное исследование влияния на параметры поршневой ГП разных факторов, таких как масса поршня, масса и длина заряда воды, радиусы ствола и среза сопла ГП. По результатам исследования выполнена параметрическая оптимизация ГП. Как и в предыдущих работах, оценка силового воздействия струи на преграду проводилась качественно, без расчета внешней баллистики ГП. Критериями оптимизации были выбраны максимальная скорость и коэффициент компактности струи, характеризующие ее дальность и силовое воздействие на преграду. Так же, при отборе учитывались габариты и масса установок. Статическое давление воды внутри ГП, как и в работе [11] ограничивалось значением 1000 МПа. В результате многочисленных расчетов, были отобраны две установки, которые позволяют получить компактные струи, скоростью выше 1500 м/с.

Расчеты выполнены методом II порядка Родионова [15], обобщенным для расчета квазиодномерных движений идеальной сжимаемой жидкости [16] и развитым для сверхзвуковых течений [14]. В работе [17] показана эффективность метода Родионова для расчета различных гидроимпульсных установок, а апробация метода при многочисленных расчетах ГП разных конструкций в [14, 16, 17] и в настоящей работе подтвердила его высокую эффективность и надежность для таких задач.

1. Критерии для оценки эффективности ГП. Схема поршневой ГП, в которой реализуется инерционный принцип разгона жидкости, приведена рис. 1.

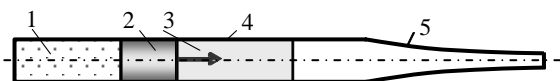


Рис. 1. Гидропушка.

1 – ресивер; 2 – поршень; 3 – вода; 4 – ствол; 5 – сопло

Под действием давления сжатого газа 1 тяжёлый поршень 2 разгоняется вместе с водой 3 в цилиндрическом стволе 4. Вода, достигая входа в сопло 5, начинает втекать в него, ускоряясь. Ускорение воды в сопле происходит из-за перераспределения энергии между частицами нестационарно движущейся жид-

кости. При этом кинетическая энергия частиц вблизи свободной поверхности значительно превышает среднюю по объему кинетическую энергию. Ускоряясь, передний фронт воды может достигать скорости, намного превышающей скорость звука в воде (до 3000 м/с). Достигнув среза сопла, вода истекает из него импульсной высоконапорной струей. При истечении скорость воды на срезе сопла, как правило, быстро уменьшается. Это приводит к возникновению градиента скорости по длине струи ее «растяжению» и дальнейшему разрушению из-за развития кавитации. В результате дальнобойность струи существенно уменьшается, что сильно ограничивает область применения ГП.

Работы [9 – 12] посвящены исследованию пороховой ГП, в которой, в отличие от поршневой установки, для разгона воды используется энергия продуктов сгорания пороха. Поршень в пороховой ГП может быть заменен пыжом. Основной идеей этих работ было получение надежной установки, обеспечивающей наибольшее давление струи на преграду. Поскольку скорость истечения струи из сопла быстро убывает с момента начала истечения, в работах исследовался высокоскоростной участок струи, минимальная скорость которого составляет 85% от максимальной скорости струи u_{\max} .

В работе [10] было введено понятие оптимального выстрела, который должен обеспечить получение струи скоростью 1500 м/с при максимальном давлении в сопле $p_{\max} \leq 1200$ МПа, и проведен расчет оптимального выстрела пороховой ГП путем варьирования объема камеры сгорания и диаметра сопла.

В работе [11] был проведен прочностной расчет пороховой ГП. На основании данных прочностного расчета была решена задача оптимизации профиля сопла пороховой ГП. Прочностной расчет показал, что пороховая ГП указанной конструкции способна выдержать максимальное давление воды до 1500 МПа. Для того, чтобы ГП имела запас прочности, при оптимизации максимальное давление жидкости внутри установки ограничивалось значением 1 МПа. Критерием оптимизации был выбран импульс высокоскоростного участка струи, который определялся по формуле.

$$I = F_s \int_{t_{out}}^{t_e} \rho_0 u_s^2 dt, \quad (1)$$

где F_s - площадь среза сопла, u_s - скорость истечения, t_{out} и t_e - время начала истечения и время достижения струей скорости $0,85 \cdot u_{\max}$, соответственно.

В работе [12] проводилась функциональная и параметрическая оптимизация формы сопла ГП, данные для которой были взяты из [11]. Критерием оптимизации был выбран импульс высокоскоростного участка струи. Наибольшее давление воды, которое было получено в одной из оптимальных установок, составляло 1134 МПа.

Целью работ [13, 14], посвященных поршневой ГП, так же является повышение мощности струи ГП и уменьшение давления воды в ней путем из-

менения формы сопла. Функциональная оптимизация формы сопла, проведенная в работе [13], позволила повысить максимальную скорость струи на 23 %. Однако, при этом давление внутри установки и компактность струи не учитывались.

В работе [14] было проведено исследование влияния формы сопла на эффективность поршневой ГП. Эффективность ГП оценивалась по следующему комплексу критериев: максимальная скорость струи, максимальное давление внутри установки, коэффициент превышения давления k_p , коэффициент компактности струи k_v и коэффициент преобразования энергии k_e . За основу была взята ГП Cooley [4] с соплами разной формы [5]. Исследования показали, что наиболее эффективным для ГП данной конструкции является сопло Витошинского, которое позволяет получить наиболее компактную струю, обеспечивает наименьшее давление внутри установки и наиболее эффективную передачу энергии поршня струе воды.

Коэффициент превышения давления $k_p = \rho u_{\max}^2 / 2p_{\max}$, введенный Г.А. Атановым [1], показывает, во сколько раз динамическое давление струи $p_c = \rho u_{\max}^2 / 2$ превышает максимальное давление p_{\max} внутри установки, где ρ - плотность воды.

Коэффициент компактности струи k_v , равный безразмерному градиенту скорости высокоскоростного участка струи, характеризует степень кавитации в струе и определяет ее дальнобойность и эффективность. Этот коэффициент рассчитывался по формуле:

$$k_v = \left(\left| \frac{du}{dx} \right| \frac{L_s}{u_{\max}} \right)^{-1} = \left(\frac{u_{\max} - u_{\min}}{\Delta L_{\max}} \frac{L_s}{u_{\max}} \right)^{-1}. \quad (2)$$

Здесь L_s - длина сопла, ΔL_{\max} , u_{\max} и u_{\min} - длина, максимальная и минимальная скорости высокоскоростного участка струи.

Коэффициент преобразования энергии, характеризующий эффективность передачи энергии поршня струе, определялся как отношение кинетической энергии высокоскоростного участка струи E_{\max} к начальной кинетической энергии воды и поршня E_0 по формуле:

$$k_e = E_{\max} / E_0, \quad E_0 = m_0 U_0^2 / 2, \quad E_{\max} = \int_{out}^{t_e} \rho F_s \frac{u_s^3}{2} dt, \quad (3)$$

где m_0 - суммарная масса поршня и заряда воды, U_0 - их начальная скорость.

В отличие от работ [11 – 13], в [14] в качестве минимального ограничения для высокоскоростного участка струи была выбрана скорость $u_{\min} = 0,7 \cdot u_{\max}$. Динамическое давление и удельная кинетическая энергия струи с такой скоростью меньше максимальных значений в 2 раза. Как пока-

зали расчеты, при таком ограничении по скорости, энергия высокоскоростного участка струи для разных сопел составляет 60-70% от полной кинетической энергии струи. Это позволяет сделать вывод, что основное влияние на эффективность струи, оказывает высокоскоростной участок.

В настоящей работе проведено численное исследование основных тенденций изменения характеристик выстрела, которые использовались в [14], при вариации разных конструктивных параметров ГП, таких как длина сопла и заряда воды, площадь ствола и среза сопла, масса и начальная скорость поршня и заряда воды. Для анализа была выбрана лабораторная ГП [18], легкость и компактность которой допускает изменение ее конструктивных параметров в широких пределах. По результатам исследований в работе проведена параметрическая оптимизация ГП. Целью оптимизации было получение наиболее легкой, компактной и мобильной установки, способной генерировать струю с максимальной скоростью выше 1500 м/с и коэффициентом компактности, не меньше, чем у струи оптимальной пороховой ГП [12]. Максимальное давление внутри установки при этом ограничивалось значением 1000 МПа.

Экспоненциальное сопло ГП, которое использовалось в [18], в настоящей работе было заменено соплом Витошинского [5], которое в [14] было отмечено как наиболее эффективное для ГП Cooley. Конструктивные параметры лабораторной ГП следующие: длина сопла $L_s = 0,25$ м, радиусы ствола и сопла $R_c = 33$ мм и $R_s = 5$ мм, масса поршня $m_p = 2,25$ кг, длина заряда воды $L_c = 0,14$ м. Начальная скорость воды и поршня $U_0 = 72,5$ м/с.

2. Математическая постановка задачи и метод решения Хорошие результаты для расчета параметров ГП дает модель, в которой жидкость считается идеальной и сжимаемой, течение предполагается квазиодномерным и изэнтропическим, влияние воздуха в сопле и деформации корпуса не учитываются [1, 2]. Тогда движение жидкости в ГП описывается системой уравнений

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} &= -\frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx}, \\ \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial (p + \rho u^2)}{\partial x} &= -\frac{\rho u^2}{F} \frac{dF}{dx}, \\ p &= B \left[(\rho / \rho_0)^n - 1 \right], \end{aligned} \quad (4)$$

со следующими начальными и граничными условиями:

$$\begin{aligned} u(0, x) &= U_0, \quad p(0, x) = 0, \quad \rho(0, x) = \rho_0; \quad -L \leq x \leq 0; \\ u(t, x_p) &= u_p, \dots, \quad p(t, x_F) = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Здесь x, t – координата и время, u, p, ρ – скорость, давление и плотность, F – площадь поперечного сечения канала, x_p и u_p – координата и скорость поршня, x_F – координата свободной поверхности, L – длина водяного заря-

да, $B = 304,5$ МПа, $n = 7,15$ и $\rho = 1000$ кг/м³ – постоянные в уравнении состояния воды в форме Тэта. Начало координат помещено у входа в сопло, за начальный принят момент времени, когда передний фронт жидкости достигает входа в сопло.

Движение поршня описывалось обыкновенными дифференциальными уравнениями с начальными условиями

$$\frac{du_p}{dt} = -\frac{p(t, x_p)}{m_p} F_p, \quad \frac{dx_p}{dt} = u_p, \quad u_p(0) = U_0, \quad x_p(0) = -L, \quad (6)$$

где F_p – площадь поршня.

При дозвуковом течении давление на правой границе постоянно и равно атмосферному. В случае сверхзвукового течения, на правую границу приходят только возмущения из сопла, а возмущения снаружи сносятся потоком, и параметры на границе определяются параметрами в сопле.

Поставленная задача решалась численно методом Родионова [16], обобщенным для расчета нестационарных квазиодномерных движений жидкости [17] и развитым для расчета сверхзвуковых течений жидкости [14]. Расчетная область подвижная, ограниченная слева поршнем, а справа – свободной поверхностью. Границы расчетной области движутся по неизвестным заранее законам, которые определяются в ходе решения задачи. При истечении струи граница расчетной области фиксировалась на срезе сопла, а движение струи не рассчитывалось.

Рассмотрим подвижную сеточную область, одна граница которой опирается на поршень, а другая – на свободную поверхность. Запишем разностную аппроксимацию уравнений баланса массы и импульса (4) методом Родионова для подвижной сетки в виде:

$$\rho_{i+1/2}^{m+1} = \frac{\left\{ \rho_{i+1/2}^m \Delta x_{i+1/2}^m - \Delta t [R(U - W)]_i^{i+1} - \left(\frac{\rho u}{F} \right)_{i+1/2}^m \frac{F_i^{i+1}}{\Delta x_{i+1/2}^m} \Delta t \Delta x_{i+1/2}^{m+1/2} \right\}}{\Delta x_{i+1/2}^{m+1}}, \quad (7)$$

$$(\rho u)_{i+1/2}^{m+1} = \frac{\left\{ (\rho u)_{i+1/2}^m \Delta x_{i+1/2}^m - \Delta t [(RU(U - W) + P)]_i^{i+1} - \left(\frac{\rho u^2}{F} \right)_{i+1/2}^m \frac{F_i^{i+1}}{\Delta x_{i+1/2}^m} \Delta t \Delta x_{i+1/2}^{m+1/2} \right\}}{\Delta x_{i+1/2}^{m+1}}$$

Здесь Δt – шаг по времени, $\Delta x_{i+1/2}^m = (x_{i+1} - x_i)^m$ – шаг сетки по координате на m – том шаге по времени, $W_i = (x_i^{m+1} - x_i^m) / \Delta t$ – скорость движения i – го узла сетки, $F_i^{i+1} = F_{i+1} - F_i$. Большими буквами R, U, P – обозначены параметры, которые рассчитываются на границах ячеек при решении обобщенной задачи Римана, или, на границах расчетной области из граничных условий. Параметры с целыми индексами i определяются в точках с координатами x_i , а

параметры с полуцелыми индексами $i+1/2$ - в точках с координатами $(x_i + x_{i+1})/2$.

3. Влияние разных факторов на параметры ГП. По результатам исследований, в работе [14] сделан вывод, что форма сопла существенно влияет на гидродинамические параметры ГП. Особенно важна при этом крутизна сопла, определяемая по формуле:

$$K = \frac{dF}{dx},$$

где F - площадь сопла.

Поскольку, при фиксированных значениях радиусов входа и среза сопла, изменение длины сопла приведет к изменению его крутизны, влияние длины сопла на параметры ГП так же очень велико. Кроме того, изменение длины сопла приводит к изменению длительности втекания, что так же должно сказаться на параметрах выстрела.

Для определения закономерностей этого влияния в настоящей работе рассчитаны основные гидродинамические параметры ГП для сопел разной длины. При расчетах учтено следующее конструктивное ограничение. Если при определенной длине сопла отношение объема заряда воды V_c к объему сопла V_s окажется меньше единицы, поршень будет ударяться о вход в сопло, что приведет к существенному снижению надежности установки. Поэтому ограничивающим фактором при изменении длины сопла является отношение V_c/V_s , которое должно быть больше единицы.

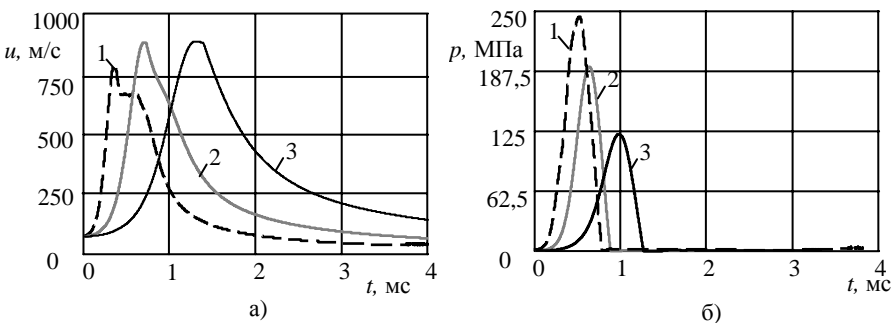


Рис. 2. Гидродинамические параметры ГП с соплами разной длины
 а) – зависимость скорости втекания и истечения жидкости от времени,
 б) – зависимость максимального давления внутри установки от времени.

1 – $L_s = 0,125$ м, 2 – $L_s = 0,25$ м, 3 – $L_s = 0,5$ м

На рис. 2 представлены зависимости скорости втекания и истечения жидкости (а) и максимального давления (б) ГП от времени для сопел разной длины (кривые 1, 2 и 3 для сопел длиной $L_s/2$, L_s и $2L_s$, для базового варианта $L_{s0} = 250$ мм).

Табл. 1

L_s , м	V_c/V_s	u_{\max} , м/с	p_{\max} , МПа	k_p	k_v	k_e
0,125	7,97	798	244	1,306	8,011	0,607
0,250	3,98	881	192	2,02	3,274	0,616
0,500	1,99	886	122	3,22	1,664	0,651

В табл. 1 представлены результаты расчетов гидродинамических параметров, характеризующих эффективность установки, в зависимости от длины сопла и отношения объемов заряда воды и сопла.

Увеличение длины сопла способствует незначительному повышению скорости струи (около 10%). Давление внутри установки при этом уменьшилось в два раза (около 66%). В результате, значение коэффициента превышения давления существенно увеличилось. Значение коэффициента компактности струи при этом, наоборот, уменьшилось. Наибольший коэффициент компактности струи у ГП с соплом длиной $L_s = L_{s0}/2$ м, составляет $k_v = 8,011$, что в 6,1 раз больше, чем у ГП, длина сопла которой $L_s = 4L_{s0}$.

В большинстве случаев увеличение длины сопла не желательно, поскольку оно ведет к уменьшению компактности струи, увеличивает габариты и массу установки и снижает ее мобильность. Уменьшение же длины сопла, наоборот, позволит получить более мобильную и дальнобойную установку, способную генерировать компактные струи. Тем не менее, в случае необходимости повышения скорости струи и снижения давления в установке, нужного результата можно добиться, увеличив длину сопла.

Для тех же соотношений объемов сопла и заряда воды был проведен расчет ГП, без изменения исходного объема сопла. При этом уменьшалась длина заряда воды.

На рис. 3 представлены зависимости скоростей втекания и истечения и давлений от времени для ГП, длина заряда воды в которых различна, а в табл. 2 – расчетные значения критериев для этого варианта.

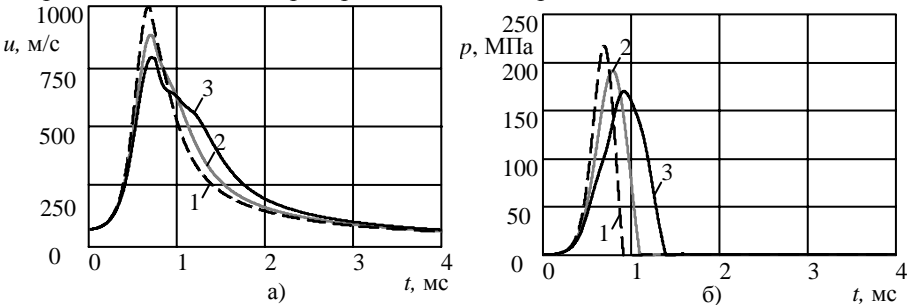


Рис. 3. Гидродинамические параметры ГП с зарядами воды разной длины

а) – зависимость скорости втекания и истечения жидкости от времени,

б) – зависимость максимального давления внутри установки от времени.

1 – $L_c = 0,07$ м, 2 – $L_c = 0,14$ м, 3 – $L_c = 0,28$ м

Табл. 2

L_c , м	V_c/V_s	u_{\max} , м/с	p_{\max} , МПа	k_p	k_v	k_e
0,28	7,97	787	170	1,82	4,77	0,54
0,14	3,98	881	192	2,02	3,27	0,62
0,07	1,99	997	218	2,28	2,39	0,67

При уменьшении длины водяного заряда увеличивается скорость струи и давление внутри установки. Компактность струи при этом повышается, а значение коэффициентов превышения давления и преобразования энергии - уменьшается. Поскольку при равных отношениях объемов заряда воды и сопла, значения критериев не равны, вариации увеличения длины сопла и уменьшения длины заряда воды в n раз не эквивалентны.

Увеличение длины заряда воды, как и длины сопла, снижает мобильность установки. Поэтому, используя тот факт, что увеличение длины заряда воды и уменьшение длины сопла позволяют достичь примерно аналогичных результатов, при необходимости повысить компактность струи предпочтительно уменьшение длины сопла, а не увеличение длины заряда воды.

Площадь ствола явно входит в граничное условие на поршне, и поэтому влияет на параметры ГП. Кроме того, изменение площади ствола приведет к изменению массы воды и крутизны сопла. Чтобы избавиться от влияния крутизны сопла при изменении площади ствола, в настоящей работе радиусы среза сопла и ствола изменялись одновременно, так, чтобы их отношение оставалось неизменным. Такой подход позволяет варьировать радиус ствола, сохранив крутизну профиля сопла и отношение объемов воды и сопла без изменений. Полученные результаты расчетов представлены на рис. 4 и в табл. 3.

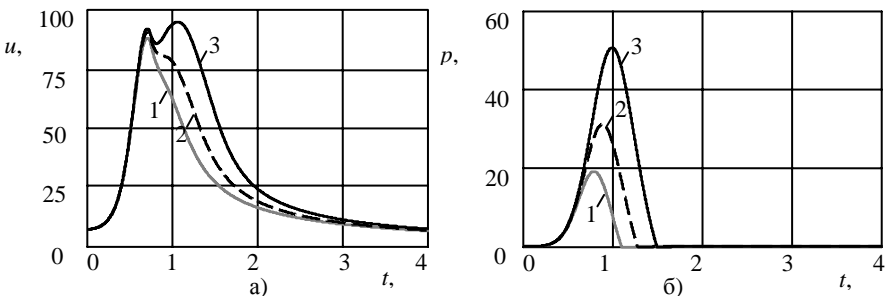


Рис. 4. Гидродинамические параметры ГП со стволами разных радиусов
 а) – зависимость скорости втекания и истечения жидкости от времени,
 б) – зависимость максимального давления внутри установки от времени.

1 – $R_c = 33$ мм, 2 – $R_c = 23,3$ мм, 3 – $R_c = 16,5$ мм

Табл. 3.

R_c , мм	R_s , мм	u_{\max} , м/с	p_{\max} , МПа	k_p	k_v	k_e
33,0	5,0	881	192	2,02	3,27	0,62
23,3	3,5	908	312	1,32	5,65	0,67
16,5	2,5	950	506	0,89	8,77	0,74

Уменьшение площади ствола и сопла приводит к значительному увеличению коэффициента компактности струи k_v и уменьшению коэффициента превышения давления k_p . При уменьшении радиусов в 2 раза k_p становится меньше 1. Это объясняется тем, что уменьшение радиусов ствола и сопла усиливает влияние на процесс экструзионной фазы выстрела. После того, как k_p становится меньше 1, влияние экструзионных факторов на формирование струи начинает преобладать над влиянием инерционных факторов, и выстрел ГП приобретает особенности, характерные для выстрела ИВ. В таком случае можно говорить, что ГП, начинает работать в экструзионном режиме, характерном для ИВ, или в режиме ИВ.

Увеличение площади ствола и среза сопла может быть использовано для увеличения диаметра струи и уменьшения давления внутри установки. В остальных случаях, увеличение площади ствола не целесообразно, поскольку оно ведет к снижению мобильности и компактности струи ГП, а так же ее прочностных характеристик [11].

Еще один важный параметр ГП, который во многом определяет процесс выстрела, это масса поршня. Масса поршня, как и его площадь, входит в граничные условия (6) в явном виде. Будем изменять массу поршня, последовательно увеличивая ее в 2 и 4 раза. На рис. 5 представлены зависимости гидродинамических параметров от времени для ГП с поршнями разной массы, а в табл. 4 – значения критериев эффективности ГП для поршней разной массы.

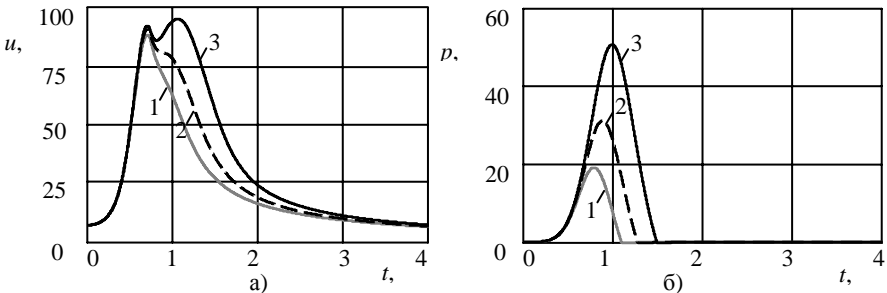


Рис. 5. Гидродинамические параметры ГП с поршнями разной массы
а) – зависимость скорости втекания и истечения жидкости от времени,
б) – зависимость максимального давления внутри установки от времени.

1 – $m_p = 2,25$ кг, 2 – $m_p = 4,5$ кг, 3 – $m_p = 9$ кг

Увеличение массы поршня в n раз приводит к таким же изменениям параметров ГП, как и уменьшение площади сопла в такое же количество раз.

Табл. 4.

m_p , кг	u_{\max} , м/с	P_{\max} , МПа	k_p	k_v	k_e
2,25	881	192	2,02	3,27	0,62
4,50	908	312	1,32	5,65	0,67
9,00	950	506	0,89	8,77	0,74

Значения критериев эффективности ГП для этих двух случаев, полностью совпадают. Это объясняется тем, что масса и площадь поршня определяют течение в ГП через граничное условие на поршне (6). Из уравнения (6) видно, что изменение со временем параметров на поршне зависит от отношения F_p/m_p . Учитывая, что площадь поршня ГП равна площади ствола, получим, что изменение только площади ствола в ГП эквивалентно изменению в ней массы поршня, если остальные параметры ГП остаются неизменными. Необходимо учитывать тот факт, что изменение массы поршня при одинаковой степени сжатия газа и длины участка ствола, в котором происходит разгон воды и поршня, приведет к изменению начальной скорости втекания воды в сопло. А если менять массу поршня, увеличивая его длину, необходимо учитывать изменение длины участка ствола, в котором происходит разгон воды и поршня.

Поскольку изменение радиуса ствола влечет за собой изменение массы заряда воды, входного и выходного радиусов сопла, можно сделать вывод, что гидродинамические параметры ГП не зависят от этих параметров, а зависят от длины заряда воды, формы сопла и его крутизны, как это следует из рис. 3 и табл. 2. Этот вывод относится только к локальным параметрам, таким, как скорость и давление жидкости в ГП в разных сечениях и в разные моменты времени, и не относится к интегральным параметрам энергии и импульсу струи, определяемые формулами (1), (3), в которые значение площади среза сопла входит явным образом.

Из анализа данных рис. 4, рис. 5, табл. 3 и табл. 4 следует, что в случае, если ГП генерирует струи достаточного диаметра, но давление в установке превышает допустимые значения, нужно уменьшать массу поршня, а если увеличение давления в установке и уменьшение диаметра струи допустимо, нужно уменьшать радиус ствола.

Начальная скорость воды и поршня входит в уравнения движения воды в ГП через начальные условия (5), и потому существенно влияет на ее гидродинамические параметры. Значения параметров ГП для разных начальных скоростей втекания представлены на рис. 6 и в табл. 5.

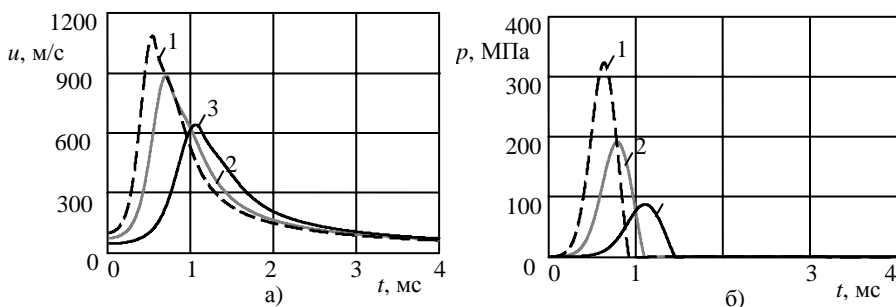


Рис. 6. Параметры ГП с разными начальными скоростями втекания
 а) – зависимость скорости втекания и истечения жидкости от времени,
 б) – зависимость максимального давления внутри установки от времени.
 1 – $U_0 = 100$ м/с, 2 – $U_0 = 72,5$ м/с, 3 – $U_0 = 40$ м/с

Табл. 5

U_0 , м/с	u_{\max} , м/с	p_{\max} , МПа	k_p	k_v	k_e
72,5	881	192	2,02	3,27	0,62
100	1081	324	1,80	3,87	0,58
45	638	88	2,31	2,54	0,66

Приведенные данные показывают, что увеличение начальной скорости заряда воды и поршня приводит к росту скорости струи, давлению внутри установки и компактности струи. Коэффициенты превышения давления и преобразования энергии при этом уменьшаются.

Для мишеней, которые отличаются прочностью, объемом и другими характеристиками, будет соответствовать свой, экономически наиболее оптимальный выстрел. ГП с фиксированными параметрами может обеспечить оптимальную экономическую эффективность в очень узком диапазоне задач, для которых требуется определенное давление струи мишень. При повышении прочности мишени будет снижаться эффективность ее разрушения, а при снижении прочности – эффективность расхода энергии [9 – 12]. Создание универсальной ГП позволит существенно повысить ее эффективность. Как наиболее простой путь повышения универсальности пороховой ГП, в работе [10] предлагается замена сопла. В поршневой ГП достичь требуемого результата можно увеличением или уменьшением степени сжатия газа, тем самым, задавая начальную скорость втекания воды в сопло.

4. Оптимизация параметров конкретной гидропушки. Зная основные закономерности изменения параметров течения в ГП при изменении ее конструктивных параметров, в настоящей работе была проведена оптимизация ГП Cooley [4]. Цель оптимизации – повышение мобильности ГП, дальности и силового воздействия струи на преграду. Исследования проведены для ГП с соплом Витошинского, которое является наиболее эффектив-

ным для ГП заданной конструкции [14]. Для удовлетворения прочностных требований давление внутри установки было ограничено значением 1000 МПа, которое, как показано в [11], обеспечивает достаточный запас прочности ГП.

Табл. 6

Установка	L_s , м	L_c , м	m_p , кг	R_c , мм	R_s , мм	U_0 , м/с
ГП1	0,45	0,30	15,3	75	10	215
ГП2	0,40	0,20	15,3	75	10	190

В результате многочисленных расчетов, были отобраны две установки, конструктивные параметры которых представлены в табл. 6, а гидродинамические параметры и значения критериев – на рис. 7 и в табл. 7. На рис. 7а приведены зависимости скорости втекания и истечения жидкости от времени, а рис. 7б – зависимости максимального давления внутри установок от времени.

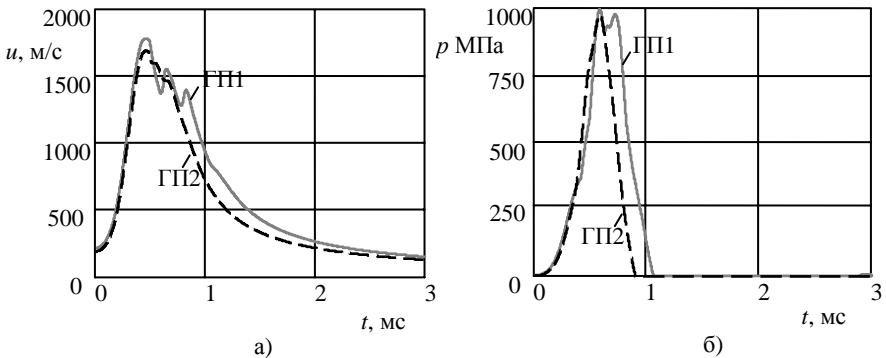


Рис. 7. Гидродинамические параметры оптимальных ГП

- а) – зависимость скорости втекания и истечения жидкости от времени,
- б) – зависимость максимального давления внутри установки от времени.

Из графиков на рис. 7 видно, что предложенные установки позволяют генерировать компактные импульсные струи, скоростью до 1800 м/с, сохраняя давление внутри установки до 1000 МПа. ГП1 позволяет получить струи более высокой скорости и компактности, чем ГП2, в то время как ГП2 более мобильна и требует меньших энергетических затрат для разгона в стволе воды и поршня.

Пulsации параметров на рисунке имеют волновую природу, и не связаны с численными эффектами. Период пульсаций соответствует времени

распространения возмущения от поршня до свободной поверхности и обратно (около 0,22 мс).

Табл. 7

Установка	u_{\max} , м/с	P_{\max} , МПа	k_v	k_e	R_s , мм	m_p , кг	L , мм
ГП1	1783	997	5,18	0,39	10,00	15,30	750
ГП2	1693	975	4,27	0,47	10,00	15,30	600
ППП	1580	1143	4,21	-----	10,00	-----	571
ГП Cooley	2090	530	2,67	0,68	4,18	61,27	1490
Лабораторная ГП	881	192	3,27	0,62	5,00	2,25	400

В табл. 7 представлены критерии эффективности оптимальных поршневых установок, а так же, для сравнения, ГП Cooley и лабораторной ГП с соплом Витошинского, обеспечивающим наиболее эффективный выстрел [14], и одной из оптимальных пороховых ГП, гидродинамические параметры которой взяты из [12].

Из табл. 7 видно, что ГП1 и ГП2 проигрывают оптимальной пороховой ГП в габаритах и массе, но выигрывают по остальным характеристикам. ГП1 обеспечивает большую эффективность струи, по сравнению с ГП2, но имеет больший объем и массу.

ГП Cooley и лабораторная ГП позволяет более эффективно передавать струе энергию поршня обеспечивают меньшее давление воды в установке. Кроме того, лабораторная ГП намного легче и мобильнее, чем ГП предложенных конструкций, но при этом не позволяет получить струи достаточной мощности.

Не смотря на то, что максимальная скорость струи ГП Cooley выше, чем у ГП1 и ГП2, эффективность воздействия на преграду и дальнобойность струи ГП Cooley значительно меньше, в силу меньшей компактности. Поэтому для разрушения крепких мишеней предпочтительнее использование ГП1 и ГП2.

Выводы. В работе численно исследовано влияния на основные гидродинамические параметры поршневой ГП таких факторов, как длина сопла и заряда воды, площадь ствола и среза сопла, масса поршня, начальная скорость втекания воды в сопло. Сформулированы критерии для оценки эффективности ГП. Движение жидкости в ГП описывалось уравнениями нестационарной газовой динамики в квазиодномерном приближении. Расчеты выполнены методом Родионова второго порядка аппроксимации, адаптированным для расчета квазиодномерных изэнтропических течений идеальной сжимаемой жидкости и развитым для сверхзвуковых течений жидкости в ГП. На основании закономерностей, выявленных в результате многочисленных расчетов, проведена параметрическая оптимизация поршневой ГП конкретной конструкции. В результате оптимизации были отобраны две поршневых ГП.

По мощности и дальности струи оптимальные поршневые ГП сравнимы с оптимальными пороховыми ГП [12], и значительно эффективнее исходной установки. Масса и габариты оптимальных поршневых ГП намного меньше, чем масса и габариты исходной установки, но больше оптимальной пороховой ГП.

Список литературы: 1. *Атанов Г. А.* Гидроимпульсные установки для разрушения горных пород. – К.: Вища школа, 1987. – 155с. 2. *Семко А.Н.* Импульсные струи жидкости высокого давления. - Донецк: Вебер (Донецкое отделение), 2007. – 149 с. 3. *Войцеховский Б. В., Дудин Ю. А.* и др. Кавитационный эффект в экспоненциальном струйном насадке // Динамика сплошной среды. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР.- 1971.- Вып. 9.- С. 7 – 11. 4. *Cooley W. C.* Rock breakage by pulsed high pressure water jets // Proc. 1st International Symposium on Jet Cutting Technology.- Coventry (England), 1972. - Paper B7. - P. 101-112. 5. *Черменский Г. П.* Применение импульсных водометов в угольной промышленности // Технология добычи угля подземным способом. - 1972. - Вып. 4. - С. 83-87. 6. *Шехтман Н. В., Криворотько С. Д., Николаев В. П.* Опыт разрушения бетона и железобетона импульсными водометами на Днепротэс-II // Гидротехн. стр-во. - 1976. - № 5. - С. 18-21. 7. *Петраков А. И., Криворотько О. Д.* Разрушение горных пород импульсными струями воды // Уголь. - 1982. - № 3. - С. 12-15. 8. *Vijay M. M.* Pulsed jets: fundamentals and applications. // Processing of the 5th Pacific Rim International Conference on Water Jet Technology. New Delhi, India, February 3 –5, 1998, pp. 610-627. 9. *Атанов Г. А., Семко А. Н.* и др. // О влиянии разных факторов на параметры гидропушки // Прикладные задачи математики и механики: Материалы XII науч. конф. ученых Украины, России, Беларуси (15 – 21 сентября, 2003 г.) – Севастополь.: Изд-во СевНТУ, 2003. – С. 134 – 137. 10. *Атанов Г. А., Гескин Э. С.* и др. Пороховая гидропушка широкого спектра действия // Прикладная гидромеханика. – 2004. – Т. 6 (78). № 3. – С. 3 – 8. 11. *Гескин Э. С., Русанова О. А.* и др. Прочностной расчет и оптимизация сопла ствола пороховой гидропушки // Проблемы прочности. – 2006. - № 2. – С. 137 – 146. 12. *Атанов Г.А., Петренко О.П.* и др. Влияние формы сопла на параметры пороховой гидропушки // Прикладная гидромеханика. - 2007. - Т. 9 (81). № 4. - С. 3 –9. 13. *G A Atanov* The optimal control problem of profiling the hydrocannon nozzle to obtain the maximum outlet speed // Proc. American Water Jet Conference.- Minneapolis (Minnesota), August 18-21, 2001. – Paper 16. 14. *Решетняк В. В.* Влияние формы сопла на параметры сверхзвуковой гидропушки // Труды международного научно-практического семинара «Гидродинамика и экология». К 100-летию со дня рождения чл.-корр. НАН Украины, профессора И.Л. Повха (Донецк, 11-12 ноября 2009) / Под общ. ред. Ступина А.Б. – Донецк, ДонНУ, 2009. – С. 48 – 53. 15. *Родионов А. В.* Повышение порядка аппроксимации схемы Годунова // Ж. вычисл. матем. и матем. физ. - 1987. - Т. 27. № 12. – С. 1853 – 1860. 16. *Решетняк В. В., Семко А. Н.* Применение метода Родионова для расчета квазиодномерных движений идеальной сжимаемой жидкости» // Прикладная гидромеханика. - 2009. - Т. 9 (81). № 3. - С. 56 –64. 17. *Решетняк В. В., Семко А. Н.* Эффективность метода Родионова при расчете гидродимпульсных установок // Вісник Донецького університету. Серія А: Природничі науки.- 2008, № 2.- С. 587-593 18. *Атанов Г. А., Семко А. Н., Украинский Ю. Д.* Исследование внутренней баллистики гидропушки // Изв. АН СССР. МЖГ. 1983. N4. С. 168-170.

Поступила в редколлегию 04.03.2010

СОДЕРЖАНИЕ

С. С. ДОБРОТВОРСКИЙ, Е. В. ИВАЩЕНКО, High speed machining – современный метод механической обработки.....	3
А.В.КУПРИЯНОВ, Контроль оптимальности размеров.....	9
Е.И. ЯКОВЕНКО, А.А. ПЕРМЯКОВ, Тенденции развития оборудования, построенного по агрегатированному принципу с позиции жизненного цикла изделия	15
Г.Л. ХАВІН, Аналіз процесу свердлення полімерних композиційних матеріалів	21
О.Ю.ПРИХОДЬКО, М. І. ГАСАНОВ, С.Є.СЛІПЧЕНКО, До питання застосування нейронних мереж при керуванні технологічним устаткуванням.....	26
М.С. СТЕПАНОВ, , С.А. НАЗАРЕНКО, Н.С. СКВОРЦОВ, Разработка метода междисциплинарной оптимизации механико – технологических систем.....	32
Ю.А. СИЗЫЙ, А.В. ФЕСЕНКО, Ю.Н. ЛЮБИМЫЙ, С.Н. КАДЫГРОБ. Математическое моделирование динамики прерывистого шлифования	40
В.В. ФРОЛОВ Формализация описания геометрической структуры плоских машиностроительных деталей.....	50
О.Ф. СНИКЄВ, Ф.М. ЄВСЮКОВА, Л.О. ШИШЕНКО, Моделювання замкненого каналу управління позовжньо подачею шлифувального круга	58
А.Р. РУЗМЕТОВ Исследование изменений в продолжительности проведения машинно-ручной групповой технологической операции в зависимости от партионности поступления деталей группы.....	63
К.А. МИРОНОВ, Проектирование рабочих колес радиально-осевой высоконапорной гидротурбины на параметры ГЭС КАМЕНГ	69
Ю.В. ТИМОФЕЕВ, Е.В. МИРОНЕНКО, А.А. КЛОЧКО ,В.Ф. ШАПОВАЛОВ Обеспечение технологической точности обработки крупномодульных зубчатых колес специальным профилированием фрез.....	77
Е.В. НАБОКА, В.В.ЛЫСЮК, Анализ погрешностей измерений на координатно-змерительных машинах.....	84
Г.И. ИЩЕНКО, А.Я. МОВШОВИЧ, Н.К. РЕЗНИЧЕНКО, Ю.А. КОЧЕРГИН Прочность клеевого соединения направляющих элементов технологической оснастки.	89
О.М. ШЕЛКОВИЙ, Д.В. ФЕДЕНЮК, Постановка задачі підвищення ефективності систем механоскладального виробництва на основі тривимірного моделювання	95
Ю.М. КУХТЕНКОВ, Визначення геометричних параметрів вихрових джувів і циркуляції у відсмоктуючих трубах ро гідротурбін для розрахунку пульсацій тиску	112
А. Н. СЕМКО, В. В. РЕШЕТНЯК Влияние разных факторов на параметры поршневой гидропушки.....	120

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ "ХПІ"

Збірник наукових праць

Тематичний випуск

Технології в машинобудуванні

Випуск №24

Науковий редактор д-р.техн.наук Тимофієв Ю.В.

Технічний редактор канд.техн.наук Фролов В.В.

Відповідальний за випуск канд.техн.наук Обухова І.Б.

Обл.вид. № 115-10

Підп.до друку 12.07.2010 р. Формат 60x84 1/16. Папір Сору Paper.

Друк-ризографія. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 9,1.

Облік.вид. арк. 9,5. Наклад 300 прим. 1-й завод 1-100. Зам. № 118

Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ "ХПІ"

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 3657 від 24.12.2009 р.

61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Отпечатано в типографії ГП ХМЗ "ФЭД"

ул.Сумская,132 Зак.№1086
