

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ МОЛОДІ ТА
СПОРТУ УКРАЇНИ**

**ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

**Матеріали 14-ої регіональної
науково-методичної конференції**

МАШИНОЗНАВСТВО

(15-16 травня 2012 року)

Донецьк – 2012

УДК 621.81

Машинознавство/ Матеріали 14-ої регіональної науково-методичної конференції. - Донецьк: ДонНТУ, 2012.- 78 с.; іл.

В матеріалах конференції висвітлені прогресивні принципи проектування і виготовлення машин і механізмів, розглянуті системи автоматизованого проектування деталей машин і питання використання обчислювальної техніки в курсовому і реальному проектуванні, а також розкриті сучасні напрямки розвитку методики викладання дисциплін напрямків «Інженерна механіка» та «Машинобудівництво».

Матеріали конференції можуть бути корисними для викладачів, студентів, аспірантів, наукових і інженерно-технічних робітників машинобудівельного виробництва.

РЕДКОЛЕГІЯ:

відп. редактор

заступник відп. редактора

відп. секретар

проф. д.т.н. Нечепасєв В.Г.

проф. д.т.н. Оніщенко В.П.

Голдобін В.О.

ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ:

проф. д.т.н. Нечепасєв В.Г., проф. д.т.н. Оніщенко В.П., доц. к.т.н. Блескун В.П., доц. Матеко П.М., Голдобін В.О., Зак М.Н.

Адреса редакційної колегії:

Україна, 83001, м. Донецьк, вул. Артема, 58, ДонНТУ, кафедра ОПМ.

Тел.: (062) 301-08-35, 301-08-81

E-mail: opm@mech.dgtu.donetsk.ua

<http://www.opm.donntu.edu.ua/>

Збірка складена з авторських електронних версій тез

УВАЖАЕМЫЕ КОЛЛЕГИ!

Организационный комитет региональной научно-методической конференции “Машиноведение” рад приветствовать ее участников: представителей промышленных предприятий, научно-исследовательских организаций, преподавателей, аспирантов и студентов учебных заведений. Проведение конференции стало традиционным - в этом году она проводится в четырнадцатый раз.

На этой встрече основное внимание было уделено обсуждению проблем машиноведения, развития новых технологий и технологического оборудования в машиностроении, новым технологиям обучения дисциплинам механического цикла, использованию вычислительной техники в процессе обучения, при курсовом и дипломном проектировании, внедрению прогрессивных методов проектирования машин и механизмов, и другим вопросам, связанным с общим машиностроением.

Проведение конференции позволило наметить основные ориентиры сотрудничества, определить актуальные задачи совершенствования учебного процесса в условиях бурно развивающегося технического прогресса. Приоритетной задачей является привлечение талантливой студенческой молодежи к научной деятельности, пробуждение творческой активности.

Оргкомитет выражает надежду, что наши встречи будут способствовать развитию сотрудничества технических вузов, НИИ и промышленных предприятий, разработке совместных проектов, улучшению качества преподавания и обучения.

ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ КОМИТЕТ

СОДЕРЖАНИЕ

Блескун В.Ф., Корнейчук Т.С. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина) ОПТИМИЗАЦИЯ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ПРИ КОМПЬЮТЕРНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ	6
Гордиенко Э.Л., Скориков В.О. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина) ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ МЕХАНИЗМОВ МЕТОДОМ ПЛАНОВ МАЛЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ	9
Кавелина М. Ю., Будков В.В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина) ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ФРЕЗ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПРОФИЛЬНЫХ ПАЗОВ ПРИ ПОМОЩИ САПР АРМ WINMACHINE	11
Качуро И.В., Хиценко А.И. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина) ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРФОРАЦИИ НА НЕСУЩЮЮ СПАСОБНОСТЬ ДВУТАВРОВОЙ БАЛКИ	16
Клименко И.В., Новиков И. В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина) ВЛИЯНИЕ СКОРОСТНОЙ АСИММЕТРИИ НА ЗАГРУЖЕННОСТЬ ЧИСТОВОЙ КЛЕТИ ТОЛСТОЛИСТОВОГО ПРОКАТНОГО СТАНА	19
Кузавка А.В. Онищенко В.П. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина) К ВОПРОСУ О РАСЧЁТЕ ВИТКОВ РЕЗЬБЫ НА ИЗГИБНУЮ ПРОЧНОСТЬ	24
Матеко П.М., Божко Р.И., Удовенко М.Ю., Беленький Е.В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина) ВЛИЯНИЕ ВЕЛИЧИНЫ НАТЯГА В ПРЕССОВОМ СОЕДИНЕНИИ НА НАГРУЗОЧНУЮ СПОСОБНОСТЬ	31
Мешков В.А., Киреев Д.Г. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина) ВЛИЯНИЕ ОДНОСТОРОННИХ СВЯЗЕЙ НА ЗАКОН ДВИЖЕНИЯ МАШИНЫ	36
Мешков В.А., Криволапов А.И. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина) ЕЩЁ ОДИН МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСКОРЕНИЙ ТОЧЕК КУЛИСНОГО КАМНЯ	39

Нечепаяев В.Г., Мышов М.С. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина) ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ ПОВТОРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА С ОТДЕЛЁННОЙ СТРУЖКОЙ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ПРОФИЛЬНЫХ ПАЗОВ	43
Онищенко В.П., Хмиров Н.А. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина) ВЛИЯНИЕ ПОГРЕШНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РЕЗЬБЫ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ВИТКАМИ	50
Пархоменко В.Г., Голдобин В.А., Яценко А.В. (ДонНТУ, г. До- нецк, Украина) ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ARM WinMachine	55
Поваляев В.Д., Петраков А.Е. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина) ПОСТРОЕНИЕ РЕГРЕССИОННЫХ МОДЕЛЕЙ УПРУГОЙ ДЕФОРМАЦИИ ВАЛКОВОГО УЗЛА	61
Савенков В. Н., Гринь А. П., Дякина А. М. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина) РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ В ПОДШИПНИКЕ	65
Савенков В. Н., Моисейченко А. С., Борисова А. М. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина) ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ И КПД ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ	69
Сребная Е.Г. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина) ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ ДВОЯКОВЫПУКЛЫХ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКОЙ ШЕСТЕРНИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ САПР	73

ОПТИМИЗАЦИЯ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ПРИ КОМПЬЮТЕРНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ

Блескун В.Ф., Корнейчук Т.С. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

При окружных скоростях зубчатых колес до 12 м/с в двухступенчатых цилиндрических горизонтальных редукторах, выполненных по развернутой схеме, и в двухступенчатых вертикально-горизонтальных редукторах применяют преимущественно картерное смазывание. Зубчатые колеса рекомендуют погружать в масло на глубину 4...5 модулей. Разбивка общего передаточного числа производится из условия одинакового погружения колес обеих ступеней в масляную ванну по формуле [1]

$$u_1 = u^{0,6}, \quad u_2 = \frac{u}{u_1}$$

где u_1 и u_2 - передаточные числа быстроходной и тихоходной ступеней, соответственно.

Вместе с тем существующие рекомендации по распределению общего передаточного числа между ступенями редуктора не учитывают тип передач (прямозубая, косозубая, шевронная), материал зубчатых передач, а также оптимальное соотношение диаметров колес тихоходной и быстроходной ступеней.

Целью настоящего исследования является разработка методики распределения общего передаточного числа двухступенчатого редуктора с цилиндрическими передачами с учетом типа передач, применяемых материалов для их изготовления, а также требуемого соотношения диаметров колес. Предлагаемая методика основана на условии обеспечения изгибной прочности зубьев [2]. Схема редуктора и принятые условные обозначения приведены на рис. 1

Из условия изгибной прочности зубьев, приняв $Z_{1ш} = Z_{2ш}$, отношение модулей передач редуктора будет иметь вид

$$\frac{m_{n2}}{m_{n1}} = \sqrt[3]{\frac{T_2 \psi_{m1} [\sigma]_{F1}}{T_1 \psi_{m2} [\sigma]_{F2}}} . \quad (1)$$

Далее, приняв предварительно одинаковыми материалы ($[\sigma]_{F1} = [\sigma]_{F2}$) и тип передач ($\psi_{m1} = \psi_{m2}$), а также $T_2 = T_1 u_1$ выражение (1) можно преобразовать к виду

$$\frac{m_{n2}}{m_{n1}} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{T_1}} = u_1^{\frac{1}{3}}. \quad (2)$$

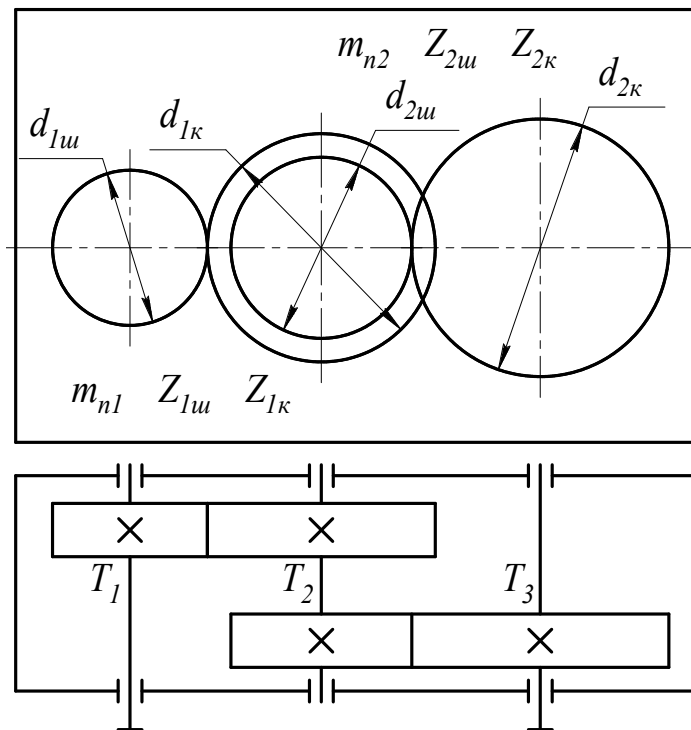


Рисунок 1 - Кинематическая схема и условные обозначения двухступенчатого цилиндрического редуктора

Для обеспечения равноокупания колес в масляную ванну отношение диаметров начальных окружностей колес должно удовлетворять условию

$$k = \frac{d_{2k}}{d_{1k}} = 1,0 \dots 1,5,$$

или

$$k = \frac{d_{2k}}{d_{1k}} = \frac{m_{n2} Z_{2u} u_2}{m_{n1} Z_{1u} u_1} = u_1^{\frac{1}{3}} \frac{u}{u_1^2},$$

откуда

$$u_1 = \sqrt[5]{\left(\frac{u}{k}\right)^3}. \quad (3)$$

Ниже приведен пример компьютерного проектирования двухступенчатого редуктора с цилиндрическими косозубыми передачами по предложенному алгоритму для двух вариантов – $k_1 = 1,0$ и $k_2 = 1,5$.

Исходные данные:

- вращающий момент на входном валу $T_1 = 200 \text{ Нм}$;
- частота вращения входного вала $n_1 = 730 \text{ об/мин}$;
- общее передаточное число редуктора $u = 15$;
- угол наклона зубьев обеих передач $\beta = 10^\circ$;
- термообработка зубчатых колес – улучшение, $H = 270 \text{ НВ}$.

Результаты расчетов представлены в таблице.

Таблица 1

Результаты расчетов основных параметров двухступенчатых цилиндрических редукторов при разных вариантах разбивки общего передаточного числа

Заданное соотноше- ние диа- метров ко- лес	u_1	u_2	n_2 об/мин	n_3 об/мин	T_2 Нм	T_3 Нм	$d_{1к}$ мм	$d_{2к}$ мм	$\frac{d_{2к}}{d_{1к}}$
$k_1 = 1,0$	5,0	4,0	146	49	950	2700	325	368	1.13
$k_2 = 1,5$	3,0	3,7	182	49	760	2700	276	410	1,48

При проектировании двухступенчатого редуктора с разным типом передач в уравнение (1) следует подставлять соответствующее значение коэффициента ψ_m : для прямозубых передач $\psi_m = 8 \dots 12$, косозубых - $\psi_m = 12 \dots 15$, шевронных - $\psi_m = 20 \dots 25$. При проектировании редуктора с разными материалами для колес тихоходной и быстроходной ступеней в уравнение (1) следует подставлять соответствующее значение допускаемых напряжений.

Выводы. Разработанная методика позволяет распределить передаточное число двухступенчатого редуктора с цилиндрическими зубчатыми передачами, обеспечив равнокунание колес в масляную ванну при заданном соотношении диаметров колес тихоходной и быстроходной ступеней, а также с учетом типа передач и механических свойств материалов, применяемых для их изготовления.

Список литературы: 1. Проектування зубчастих і черв'ячних передач. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. В.П. Блескун, В.Г. Нечепасев, В. П. Оніщенко та ін. - Донецьк, ДонНТУ, 2011 - 60с.
2. В.Т. Павлице. Основи конструювання та розрахунків деталей машин. - К. Вища школа 2003-556 с.

ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ МЕХАНИЗМОВ МЕТОДОМ ПЛАНОВ МАЛЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Гордиенко Э.Л., Скориков В.О. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

При рассмотрении задач синтеза механизмов определяются параметры, удовлетворяющие заданным законам движения, динамическим требованиям и выбранной структуре. Спроектированные таким образом схемы механизмов являются теоретическими, так как при определении их параметров принималось, что все элементы кинематических пар выполнены абсолютно точно, отсутствуют зазоры в кинематических парах, размеры звеньев не отклоняются от расчётных.

При изготовлении, сборке и монтаже механизма действительные параметры могут оказаться отличными от теоретических, так как неизбежны ошибки в размерах звеньев, во взаимном расположении опор, из-за наличия зазоров в кинематических парах и др. Отклонение действительных параметров от теоретических называют первичными ошибками механизма. В результате первичных ошибок одинаковому положению входных звеньев действительного и теоретического механизмов будут соответствовать различные положения выходных звеньев. Разница положений выходных звеньев действительного и теоретического механизмов называется ошибкой положения механизма, которая определяется как алгебраическая сумма первичных ошибок звеньев и должна быть меньше допустимой.

Для определения первичных ошибок положения механизма можно использовать метод планов малых перемещений, которые строятся для преобразованных механизмов. Рассмотрим решение этой задачи для кривошипно-ползунного механизма, представленного на рисунке 1а. Для определения ошибки положения ползуна, вызванной погрешностью Δr , строим преобразованный механизм – рисунок 1б. Для этого закрепляем кривошип АВ и заменяем шарнир поступательной парой. Ошибку можно определить, если считать, что точка В, т.е. ползун 5 может переместиться вдоль АВ на величину $\pm \Delta r$. Строим в масштабе план малых перемещений, сообщив ползуну 5 перемещение Δr (рис. 1б). Получаем ошибку положения точки С – ΔS_{C1} , обусловленную ошибкой в длине кривошипа.

На рисунке 1в изображен второй преобразованный механизм, построенный для определения ошибки положения точки С, вызванной ошибкой длины шатуна 2 – Δl , и план малых перемещений для этого механизма, позволяющий определить ΔS_{C2} .

Аналогично строится третий преобразованный механизм для определения первичной ошибки положения точки С, обусловленной ошибкой длины эксцентриситета Δe (рис. 1г).

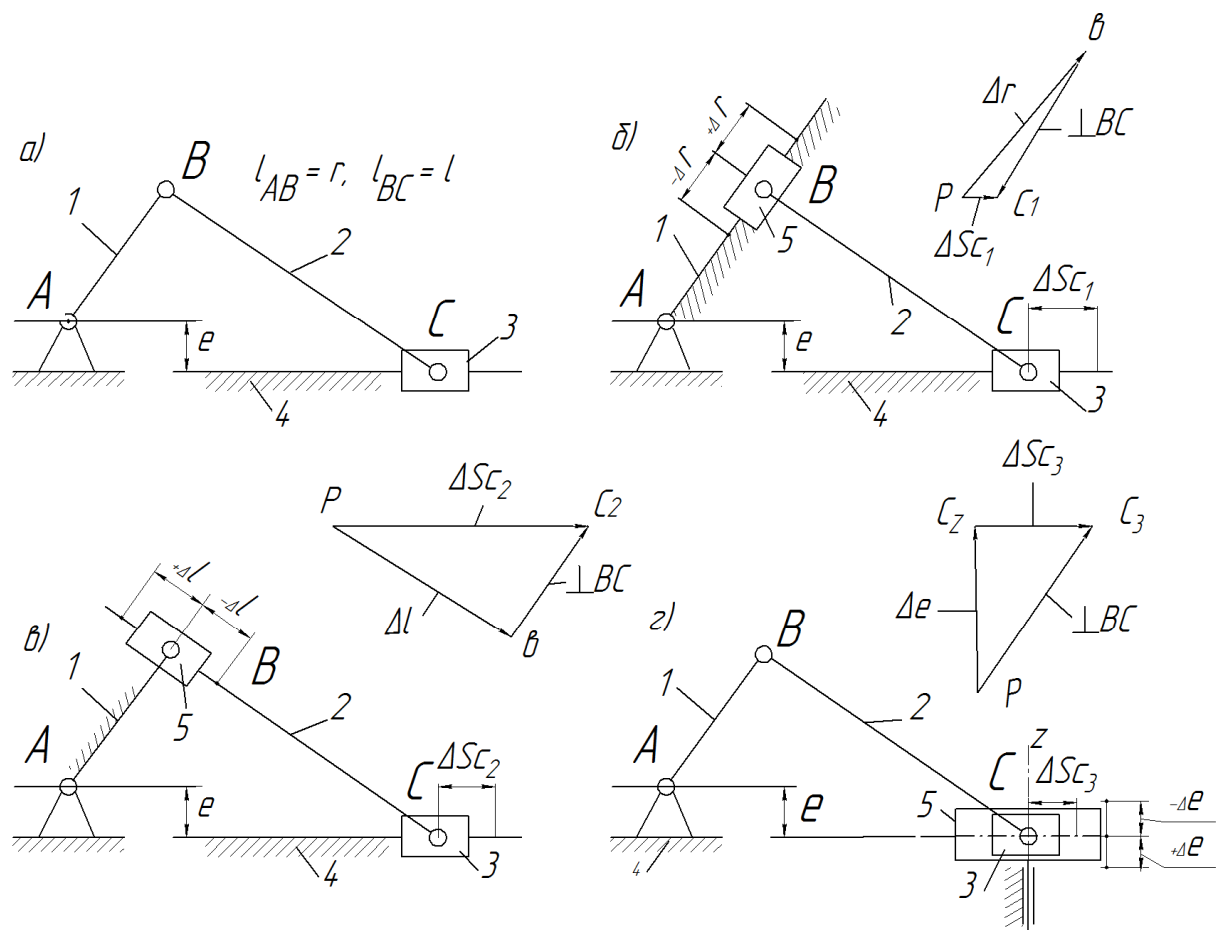


Рисунок 1 – Схемы механизмов и планы малых перемещений

Суммарная ошибка положения ползуна 3(точки C) будет равна

$$\Delta S_C = \Delta S_{C_1} + \Delta S_{C_2} + \Delta S_{C_3}.$$

В общем случае это алгебраическая сумма, так как ошибки ΔS_{C_1} , ΔS_{C_2} , ΔS_{C_3} могут иметь как одинаковые, так и различные знаки. Если полученное значение ΔS_C окажется больше допустимого $[\Delta S_C]$, то необходимо повысить точность механизма путём более рационального выбора полей допусков размеров звеньев и элементов кинематических пар.

Вывод. Рассмотренная методика определения первичных ошибок механизма, отличающаяся простотой и наглядностью, позволяет оценить степень влияния каждой погрешности на суммарную ошибку, что необходимо при решении задачи повышения точности механизма. Изложенный метод преобразованных механизмов применим и для плоских механизмов с высшими кинематическими парами, например, для кулачковых механизмов.

Список литературы: 1. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов/под ред. К.В.Фролова. – М.: Высшая школа, 1987 – 496с. 2 Я.Т. Кіницький Теорія механізмів і машин. Підручник. – К. :Наукова думка, 2002. – 659с.

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ФРЕЗ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПРОФИЛЬНЫХ ПАЗОВ ПРИ ПОМОЩИ САПР АРМ WINMACHINE

Кавелина М. Ю., Будков В.В.¹ (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Обработка профильных (Т-образных, типа «ласточкин хвост», угловых) пазов является технологически весьма сложной операцией, поскольку процесс резания сопровождается циркуляцией отделенной стружки с дальнейшим повторным взаимодействием зубьев фрезы со стружкой. Так как отделенная стружка имеет высокую твердость, это обуславливает рост силовой нагруженности режущего инструмента и интенсивный износ зубьев фрезы [1...3] с последующим снижением стойкости и поломкой режущего инструмента.

В то же время, одним из основных направлений совершенствования современного машиностроительного производства является интенсификация процессов механической обработки. Применительно к обработке профильных пазов интенсификация достигается путем повышения режимов резания. Таким образом, повышение производительности обработки профильных пазов путем повышения режимов резания в силу указанных причин лимитируется прочностью режущего инструмента. Поэтому назначение режимов резания, наряду с учетом других факторов, должно сопровождаться оценкой прочности режущего инструмента.

Однако, в результате выполненного анализа литературных источников [4...6 и др.], не установлено методик для оценки прочности фрез при обработке профильных пазов.

Это определяет актуальность разработки такой методики, основанной на использовании современных методов и инструментария.

Разработанная методика включает четыре основных этапа:

- анализ и корректное определение действующих нагрузок;
- разработка расчетных схем, установление характера действующих напряжений, установление потребных методов расчета и т.д.;
- анализ и выбор методов и средств расчетов запасов прочности режущего инструмента;
- определение действующих напряжений и характера их распределения.

На основании разработанной методики выполнена оценка прочности Т-образных профильных фрез.

Анализ и корректное определение действующих нагрузок. Основной действующей нагрузкой, определяющей прочность режущего инструмента,

¹ Под руководством доц. Гнисько А. Н.

при фрезеровании Т-образного паза, является сила резания, формирующаяся на зубьях фрезы.

В результате выполненного анализа литературных источников [4...6 и др.] не установлены рекомендации и методики для определения сил резания применительно к фрезерованию профильных пазов Т-образными фрезами. Поэтому, в настоящей работе определение сил резания выполнялось экспериментально [7].

На рис. 1 представлена схематизация составляющих сил резания при обработке профильной Т-образной фрезой, из которой следует, что горизонтальные составляющие P_{hi}

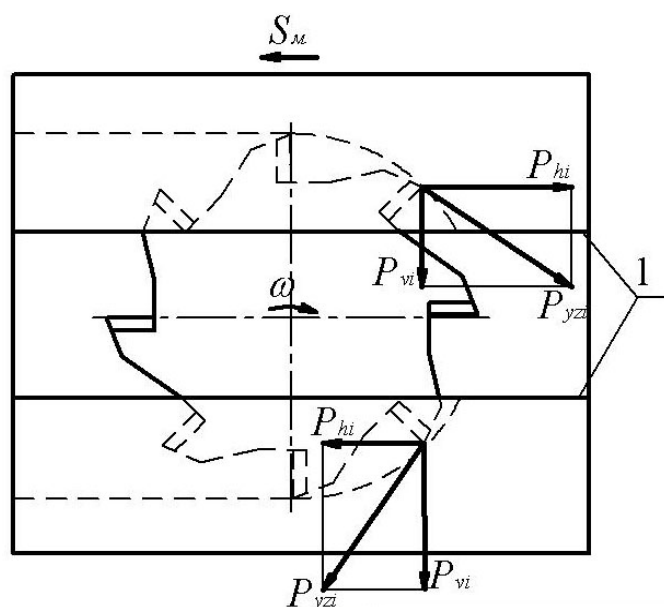


Рис. 1. Схема измерения составляющих сил резания
мгновенных значениях составляющих P_{hi} .

Вертикальные же составляющие P_{vi} силы резания на зубьях фрезы, находящиеся по разные стороны от предварительно обработанного прямоугольного паза, направлены одинаково. Поэтому значение результирующего вектора $\sum_{i=1}^n P_{vi}$ определяется их суммой, а измерение величины $\sum_{i=1}^n P_{vi}$ позволяет судить об истинных мгновенных значениях составляющих P_{vi} .

Исходя из приведенного, в качестве измеряемой величины выбрана суммарная составляющая $\sum_{i=1}^n P_{vi}$ силы резания от зубьев, непосредственно находящихся в зоне резания.

Разработка расчетных схем. Для анализа прочности Т-образных фрез выделены три основные группы существующих конструкций:

- со сплошным сечением фрезы (без подачи смазочно-охлаждающего

зональные составляющие P_{hi} силы резания на зубьях фрезы, находящиеся по разные стороны от предварительно обработанного прямоугольного паза (поз. 1), направлены противоположно. Поэтому значение результирующего вектора $\sum_{i=1}^n P_{hi}$ (n – количество зубьев фрезы, находящиеся одновременно в обработке) определяется их разностью, а измерение величины $\sum_{i=1}^n P_{hi}$ не позволяет судить об истинных

технологического средства СОТС или с подачей СОТС поливом по каналам внешнего сопла (рис. 2а));

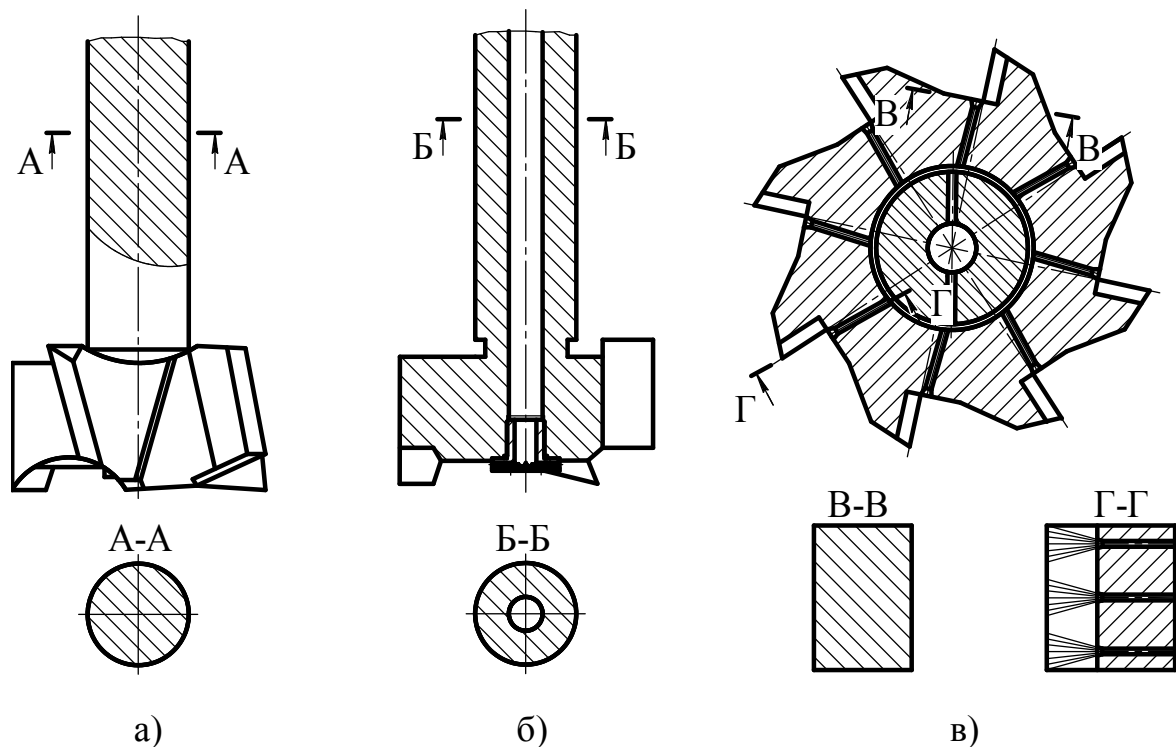


Рис. 2. Режущий инструмент: а) со сплошным сечением; б) с подачей СОТС по осевому каналу в теле фрезы (Патент Украины № 71320); в) с подачей СОТС по осевому и радиальным каналам в теле фрезы (Патент Украины № 68794)

- с сечением фрезы, имеющим осевой канал (с подачей СОТС по каналу в теле фрезы (рис. 2б));

- с сечением фрезы, имеющим осевой и радиальные каналы (с подачей СОТС по каналам в теле фрезы (рис. 2в)).

Выполненный анализ конструкций и сил, формирующихся при фрезеровании Т-образных пазов, а также опыт эксплуатации фрез показал, что потенциально опасными являются:

- сечение хвостовика в месте закрепления в станочной оправке (сплошное сечение А-А, рис. 2а и сечение Б-Б с осевым отверстием для подачи СОТС, рис. 2б);

- сечение В-В у ножек зубьев фрезы (рис. 2в);

- сечение Г-Г радиальных каналов для подачи СОТС (рис. 2в).

Анализ и выбор методов и средств расчетов и определение действующих напряжений.

На основании выполненного анализа конструкций Т-образных фрез

выполнена оценка прочности фрезы на основе компьютерного моделирования с использованием конечно-элементного анализа в среде АПМ WinMachine (в модуле Studio).

На первом этапе с использованием конечно-элементного анализа создана 3D-модель фрезы со сплошным сечением, а также с осевым и радиальными каналами для подачи СОТС (рис. 3).

На втором этапе в модуле Studio к зубу фрезы приложены силы, возникающие при резании (рис. 3).

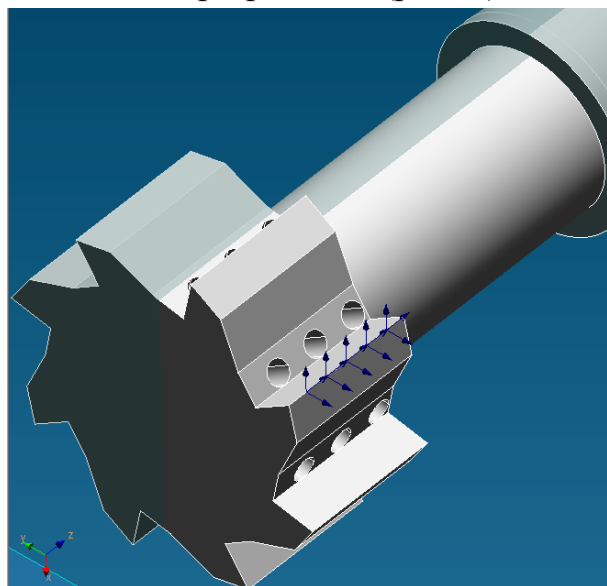


Рис. 3. 3D-модель Т-образной фрезы с осевым и радиальными каналами для подачи СОТС

На третьем этапе в модуле Studio выполнено разбиение моделей на конечно-элементную сетку.

На четвертом этапе в модуле Studio выполнялся расчет принятых моделей.

На основании анализа полученных результатов расчета установлено:

- наибольшие эквивалентные напряжения имеют место в зоне галтельного перехода от шейки фрезы к ее хвостовику, который в этом случае является концентратором напряжений (рис. 4);
- для фрезы сплошного сечения (рис. 4а) значение действующих эквивалентных напряжений в

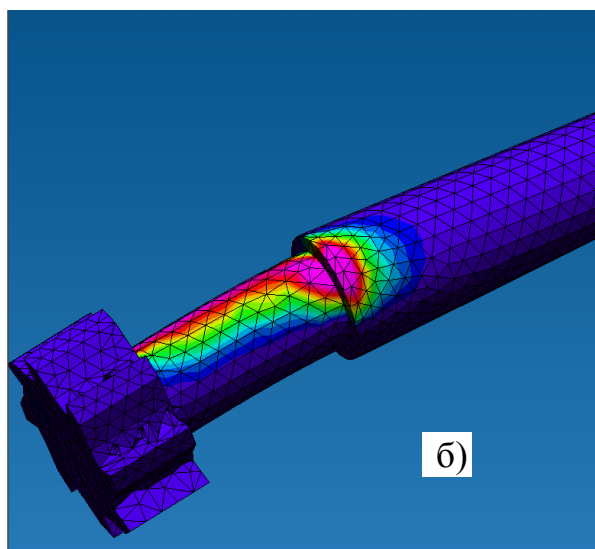
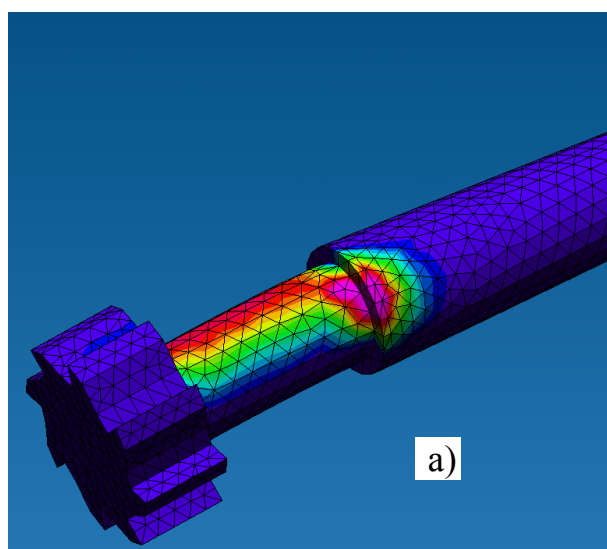


Рис. 4. Распределение коэффициента запаса прочности фрезы: а) со сплошным сечением; б) с осевым отверстием для подачи СОТС

указанной зоне составляет $\sigma_y = 380 \text{ МПа}$ (коэффициент запаса прочности равен 3);

- для сечения с осевым и радиальными отверстиями для подачи СОТС (рис. 4б) значение действующих эквивалентных напряжений в этой же зоне составляет $\sigma_y = 395 \text{ МПа}$ (коэффициент запаса прочности равен 2,9).

Полученные результаты оценки прочности Т-образных фрез показали, что наличие осевого и радиальных каналов в теле фрезы незначительно (не более чем на 4 %) снижает значение коэффициента запаса прочности и повышает значение эквивалентных напряжений.

Выводы. Совершенствование конструкций Т-образных фрез за счет изготовления осевого и радиальных отверстий в теле инструмента для подачи СОТС не снижает его прочность. Это позволяет рассматривать фрезы такой конструкции перспективными для повышения производительности обработки профильных пазов.

Список литературы: 1. Нечепаяев В.Г. Методика проведения экспериментальных исследований фрезерования закрытых профильных пазов / В.Г. Нечепаяев, А.Н. Гнисько // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Машинобудування і машинознавство / Донец. нац. техн. унів. – Донецьк, 2006. – Вип. 110. – С. 33-41. 2. Нечепаяев В.Г. Экспериментальное подтверждение адекватности моделей функционирования устройств удаления стружки из закрытых профильных пазов / В.Г. Нечепаяев, А.Н. Гнисько // Резание и инструмент в технологических системах: Межд. научн.-техн. сборник / НТУ «ХПИ». – Харьков, 2006. – Вип. 70. – С. 332-343. 3. Нечепаяев В.Г. Повышение эффективности фрезерования закрытых профильных пазов за счет принудительного удаления стружки / В.Г. Нечепаяев, А.Н. Гнисько // Резание и инструмент в технологических системах: Межд. научн.-техн. сборник / НТУ «ХПИ». – Харьков, 2007. – Вип. 73. – С. 210-214. 4. Семенченко И.И. Проектирование металлорежущих инструментов / И.И. Семенченко, В.М. Матюшин, Г.Н. Сахаров. – М: Машгиз, 1962. – 952 с. 5. Вульф А.М. Резание металлов / А.М. Вульф. – М: Машгиз, 1962. – 527 с. 6. Родин П.Р. Металлорежущие инструменты: учебник для вузов / П.Р. Родин. – 3-е изд., перераб. и доп. – К.: Вища школа, Головное изд.-во, 1986. – 455 с. 7. Нечепаяев В.Г. Результаты экспериментальных исследований фрезерования профильных пазов / В.Г. Нечепаяев, А.Н. Гнисько // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем: Збірник наукових праць. – Краматорськ-Київ, Донбас. держ. машинобуд. акад., 2006. – Вип. 20. – С. 54-62.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРФОРАЦИИ НА НЕСУЩУЮ СПАСОБНОСТЬ ДВУТАВРОВОЙ БАЛКИ

Качуро И.В., Хиценко А.И. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В кранах наиболее металлоемкими частями являются металлические конструкции кранов — мосты и рамы тележек. Их масса составляет 60—80% массы крана, а в ряде случаев и более, а стоимость металла — примерно 65% стоимости изготовленной конструкции [1]. В связи с этим при выборе материалов для металлоконструкций должно уделяться особое внимание экономической целесообразности их применения. Одним из методов уменьшения металлоемкости мостов кран-балок является использование перфорированного двутавра. Сложность заключается в том, что неправильно выбранные параметры перфорации могут повлечь за собой не улучшение, а напротив - ухудшение несущей способности двутавра. То есть существует проблема оптимального выбора параметров перфорации - геометрических размеров разделки, а значит и размеров окон в перфорированном двутавре. Определяющими являются следующие параметры: длина ребра a и угол α (рис. 1)

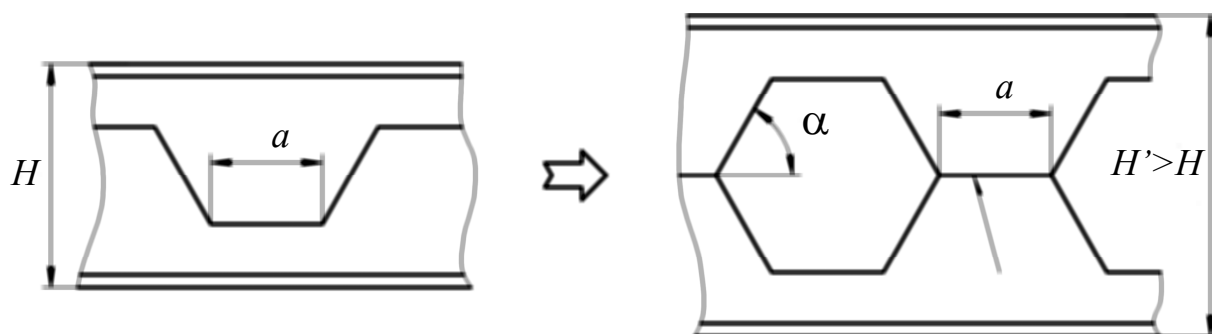


Рисунок 1. - Параметры перфорации

С использованием специального программного обеспечения было создано несколько объемных моделей двутавровой балки №18 ГОСТ 8239-89 с разными параметрами перфорации (табл.1). Величина пролета принималась 12м. Нагрузка прикладывалась посередине пролета. При этом ее величина принималась максимальной по условию прочности для неперфорированной балки. В табл. 1 представлены значения максимальных эквивалентных напряжений. Зависимость изменения напряжений от параметров перфорации приведена на рисунке 2.

Таблица 1.

Зависимость напряжения от параметров перфорации.

Угол α	Длина грани a , мм	Напряжение, возникающее в балках от силы F , МПа
Не перфорированный		143
45^0	30	140
	60	132
	90	129
	120	153
60^0	30	133
	60	125
	90	126
	120	175
90^0	30	126
	60	121
	90	128
	120	211

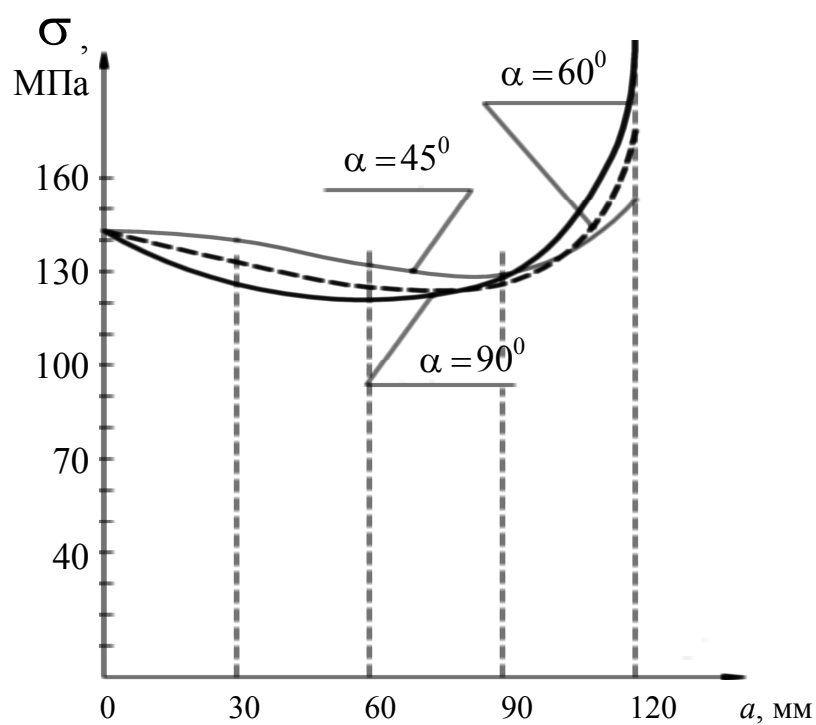


Рисунок 2. - Зависимость напряжений в балке от параметров перфорации

При малых значениях $a = (30 \dots 90)$ мм максимальные напряжения расположены на нижней ездовой полке двутавра. (рис. 3а). А при больших размерах окон ($a = 120$ мм) максимальные напряжения расположены в углах окон перфорации (см. рис. 3б).

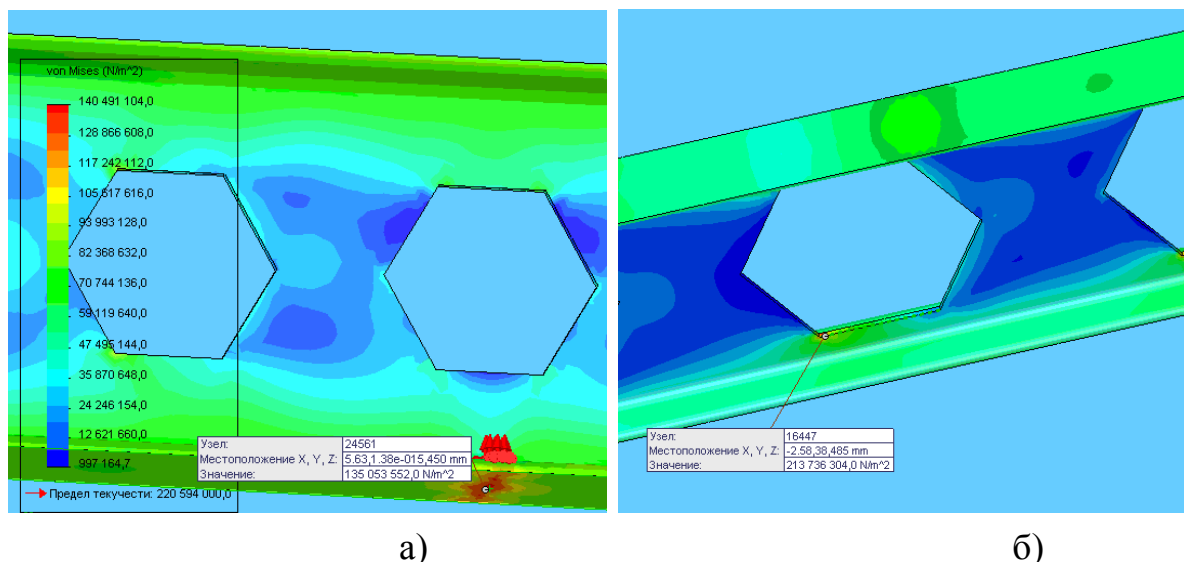


Рисунок 3. Расположение концентраторов напряжений

Исходя из пропорциональности приложенных нагрузок и возникающих напряжений, можно оценить повышение несущей способности балки

$$\Delta\sigma = \frac{\sigma - \sigma_0}{\sigma_0} \cdot 100\%.$$

где σ и σ_0 - максимальные эквивалентные напряжения в неперфорированном и перфорированном двутаврах.

Зависимость повышения грузоподъемности приведена на рис. 4.

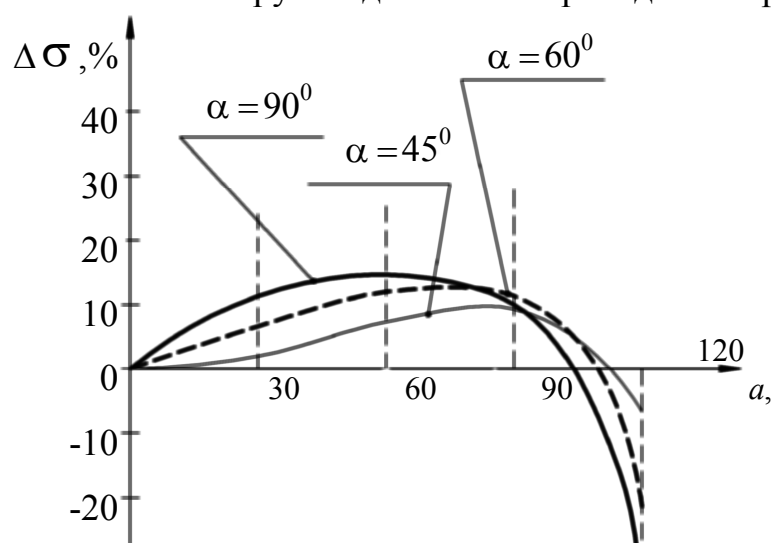


Рисунок 4. – Повышение грузоподъемности двутавра

Вывод. Анализ зависимости позволил заключить, что применение перфорации позволило повысить несущую способность балки в рассмотренных условиях на 10...15 %. Рациональными параметрами разделки можно считать $a = 60 \text{ мм}$, $\alpha = 90^\circ$.

Список литературы: 1. М.Х. Гохберг. В.И. Брауде, И.Е. Звягин и др. Справочник по кранам. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов их приводов и металлоконструкций / Под ред. М.Х. Гохберга. -М.: Машиностроение, 1988.

ВЛИЯНИЕ СКОРОСТНОЙ АСИММЕТРИИ НА ЗАГРУЖЕННОСТЬ ЧИСТОВОЙ КЛЕТИ ТОЛСТОЛИСТОВОГО ПРОКАТНОГО СТАНА

Клименко И.В., Новиков И. В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Основные потребители листопрокатной продукции – машиностроение, автомобилестроение, судостроение, нефтяная и газовая промышленность постоянно повышают свои требования к качеству листовой продукции. Стремление к повышению уровня служебных свойств готовых листов приводит к ужесточению температурно-деформационных режимов прокатки. В результате увеличиваются технологические нагрузки на оборудование. Все это вынуждает искать новые нетрадиционные способы воздействия на обрабатываемый металл, которые придали ли бы ему новые потребительские свойства, а также снизили нагрузку на оборудование прокатных станов.

Одним из наиболее перспективных методов воздействия на металл является асимметричная прокатка (АП). Лишь в последние 20-25 лет началось широкое исследование и применение АП сначала на станах холодной, а затем и на станах горячей прокатки. Толчком к этому послужило введение в эксплуатацию прокатных станов с индивидуальным приводом валков. Практика исследования и применения процессов АП при горячей и холодной прокатке листов свидетельствует о возможности управления при этом практически всем спектром параметров прокатки и служебных свойств листов и полос [1]. К их числу относятся: энергосиловые параметры; условия трения на контакте валок-полоса; геометрические параметры листов; шероховатость поверхности; механические свойства металла; физические свойства; текстура и структура металла.

Одним из наиболее управляемых и эффективных параметров АП является соотношение линейных скоростей ведущего V_1 и ведомого V_2 валков, характеризуемое коэффициентом асимметрии $a_V = \frac{V_1}{V_2}$.

Скоростная асимметрия наряду с улучшением служебных свойств готового проката существенно изменяет степень загруженности трансмиссий ведущего (имеющего большую скорость) и ведомого валков. Нагрузка на трансмиссию и привод ведущего валка возрастает, а ведомый валок и его привод разгружаются вплоть до перехода в генераторный режим.

Исследования влияния соотношения скоростей рабочих валков на энергосиловые параметры прокатки проводились на лабораторном прокатном стане и в промышленных условиях. На лабораторном стане 340 моделировались условия прокатки в последних пропусках чистовой клетки стана 3000 металлургического комбината им. Ильича. Использовались свинцовые образцы. Опытные прокатки показали, что сила прокатки снижается при увеличении коэффициента асимметрии до 1,20. На рисунке 1,а представлены экспериментальные и расчетные кривые по формулам авторов работ [2,3]. Из зависимости, представленной на рисунке следует, что опытные и расчетные данные уменьшения силы прокатки до $a_V = 1,10$ близки по значению. При $a_V > 1,10$ рассчитанная по [2] кривая 3 на рисунке значительно расходится с опытной кривой 1 и рассчитанной по [3] кривой 2. Это

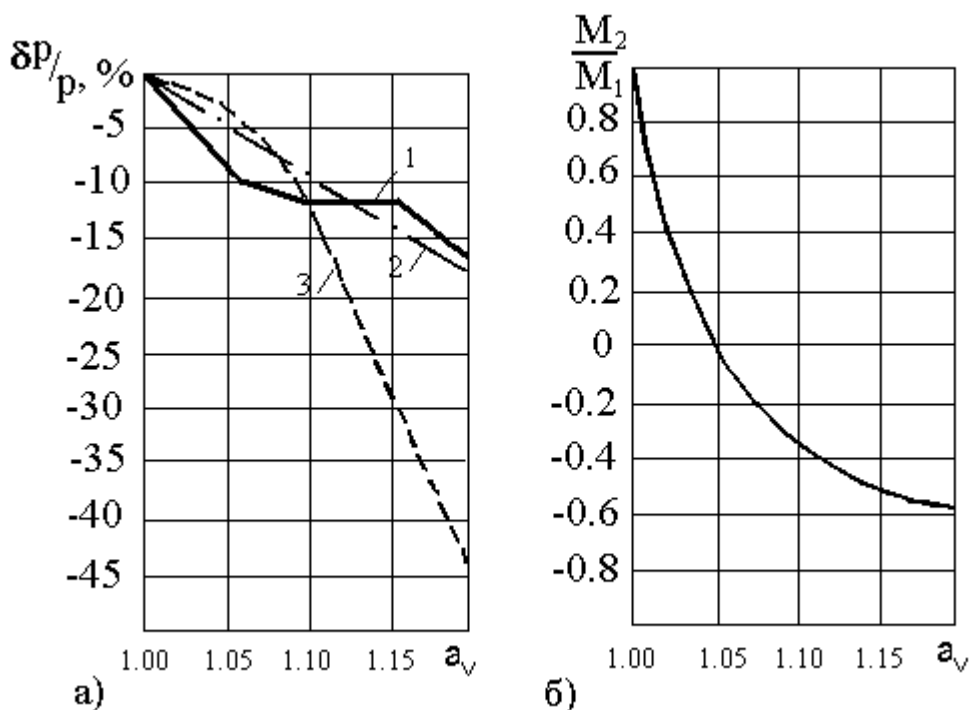


Рисунок 1 - Энергосиловые параметры при АП свинцовых образцов на лабораторном стане 340:

δP -изменение силы прокатки; P -сила прокатки;

M_1 и M_2 - крутящие моменты на ведущем и ведомом валках

можно объяснить тем, что формула из работы [2] учитывает только коэффициент асимметрии a_V , в то время как формула авторов работы [3] учитывает целый комплекс параметров: частоту вращения валков, относительное обжатие, радиус рабочих валков, толщину подката, жесткость полосы и клетки.

На рисунке 1,б представлена экспериментальная зависимость отношения крутящих моментов на ведущем и ведомом валках от величины коэффициента асимметрии. Кривая имеет гиперболический вид и пересекает ось абсцисс в точке, соответствующей $a_V = 1,05$. Этот момент соответствует переходу ведомого валка в генераторный режим при отсутствии ещё полной пробуксовки ведущего валка по металлу.

Промышленные эксперименты были проведены в условиях чистовой клетки толстолистого стана 3000 Мариупольского металлургического комбината им. Ильича. При контролируемой прокатке особое значение для формирования всего комплекса служебных свойств готовых листов имеют последние пропуски в чистовой клетке. Для определения допустимого значения коэффициента асимметрии a_V провели анализ загруженности чистовой клетки стана 3000 по силе прокатки P , крутящим моментам на ведущем и ведомом валках, суммарному крутящему моменту (M_Σ) и среднеквадратичному току приводов.

Чистовая клетка стана 3000 рассчитана на максимальную силу прокатки 68,7 МН и крутящий момент 4,9 МН·м. Эксперименты показали, что за-

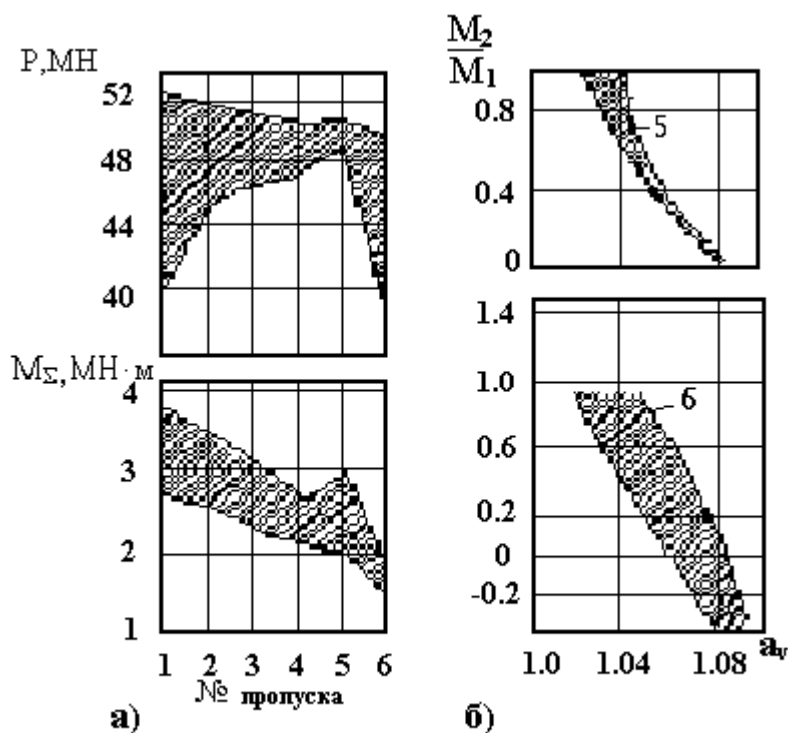


Рисунок 2 - Результаты экспериментальных исследований на стане 3000 при обычной (а) и асимметричной (б) прокатке (5 и 6 – номера пропусков)

грузка клетки при прокатке в симметричном режиме в двух последних пропусках не превышает 75 % по силе прокатки и 58 % по крутящему моменту (рис. 2,а), что позволяет использовать в них режимы АП.

В результате статистической обработки экспериментальных данных методом наименьших квадратов получено уравнение для силы прокатки

$$P = 62,72 - 21a_v. \quad (1)$$

По уравнению (1) построена зависимость силы прокатки от коэффициента асимметрии (рис.3).

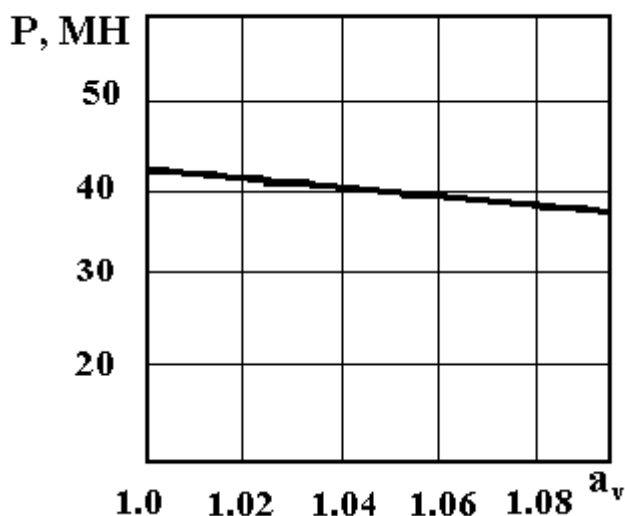


Рисунок 3 - Зависимость силы прокатки от коэффициента асимметрии (формула 1)

Анализ полученных результатов показал небольшое (до 10 %) снижение силы прокатки при увеличении коэффициента асимметрии до 1,10. Это объясняется большой жесткостью раската при контролируемой прокатке и следует из зависимостей, приведенных в работе [4], так как

$$\frac{\delta P_m}{\delta P_p} = 1 + \frac{C_n}{C_k},$$

где δP_m и δP_p – теоретическое и регистрируемое месдозами изменение силы прокатки; C_n и C_k – жесткость полосы и клетки.

При контролируемой прокатке $C_n=20...32 \text{ МН/мм}$, $C_k=8 \text{ МН/мм}$, а $\frac{\delta P_m}{\delta P_p}=3,5...5$. Так как по расчетам для условий стана 3000 величина $\frac{\delta P_m}{P}$ составляет 5...10 %, то регистрируемая величина $\frac{\delta P_p}{P}$ находится в пределах ошибки измерения.

Суммарный крутящий момент при значении a_v до 1,10 увеличился на 5...10 %. Однако при АП существенно перераспределяются крутящие моменты на валках (рис.2,б). При коэффициенте асимметрии a_v до 1,10 крутящий момент на ведущем валке в последних пропусках не превышал $2 \text{ МН}\cdot\text{м}$, а суммарный крутящий момент $2,4 \text{ МН}\cdot\text{м}$ и $2 \text{ МН}\cdot\text{м}$ соответственно в предпоследнем и последнем пропусках. Среднеквадратичный ток привода ведущего валка, определяющий его нагрев за цикл при контролируемой прокатке, по симметричному режиму и при реализации АП в одном и двух пропусках составил соответственно 70...80%, 80...90% и 83...97% от допустимого.

Выводы.

1. Таким образом, работу в режиме асимметрии прокатки по условиям нагружения клетки и привода можно применять в последних двух пропусках. При этом загрузка привода по силе прокатки, крутящему моменту и среднеквадратичному току находится в допустимых пределах.

2. Во избежание неравномерности загрузки трансмиссий валков по крутящим моментам в последних двух пропусках ведущий и ведомый валки следует менять местами, что обеспечит постоянство эквивалентной нагрузки, ответственной за усталостную прочность деталей главной линии стана.

3. Режимы АП могут быть использованы на других предприятиях при реконструкции листовых станов в процессе перевода клетей на индивидуальный привод валков.

Список литературы: 1. Асимметричная прокатка тонколистовой стали за рубежом / В.С.Горелик, Б.А.Гулько, П.С.Гринчук и др.//Обзорная информация. Сер. Прокатное производство.- Вып. 2.- М.: Черметинформация, 1987.- 21 с. 2. Бровман М.Я. Основные функциональные уравнения асимметричной прокатки// Тезисы докладов IV Всесоюзной научно-технической конференции “Теоретические проблемы прокатного производства”.- Днепропетровск, ноябрь 1988.- Ч.1.-С.101...103. 3. Горелик В.С., Орнатский Э.А., Митьев А.П. Прокатка толстого листа со скоростной асимметрией//Тезисы докладов IV Всесоюзной научно-технической конференции “Теоретические проблемы прокатного производства”.- Днепропетровск, ноябрь 1988.- Ч.2.- С. 17...19. 4. Бровман М.Я. Оборудование для асимметричной прокатки в СССР и за рубежом (Сер. Metallургическое оборудование)// ЦНИИТЭИтяжмаш.-1987.- Сер.1.- Вып. 2.- 32 с .

К ВОПРОСУ О РАСЧЁТЕ ВИТКОВ РЕЗЬБЫ НА ИЗГИБНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Кузавка А.В. Онищенко В.П. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Обычно расчет витков резьбы на прочность производится на срез основания витка и смятие его контактной поверхности. Расчёт на изгибную прочность витков резьбы представляет собою весьма сложную, статически неопределимую задачу. И поэтому отношение к этому виду расчета не однозначно. Например, Павлов Я.М. [1] считает, что наиболее опасной (по сравнению со срезом и смятием) является изгибная деформация витков, тогда как Решетов Д.Н. [2] рекомендует вообще не рассчитывать витки резьбы на изгибную прочность из-за большой условности принятых расчетных моделей.

Целью работы является оценка необходимости расчета витков резьбы на изгибную прочность на основе анализа результатов определения нормальных напряжений с помощью трех расчетных моделей витка:

- модель в виде консольной балки;
- модель в виде круглой пластинки;
- метод конечных элементов.

Исследования проводились на группе болтов разного диаметра с квадратным профилем витка. Параметры квадратной резьбы приняты на основе ГОСТ 24737-81 на однозаходную трапецеидальную резьбу.

Нагрузка на болт F определялась из условия работы стержня на растяжение при допускаемых напряжениях равных $[\sigma] = 100 \text{ МПа}$

$$F = A_6 [\sigma] = \frac{\pi d_3^2}{4} [\sigma], \quad (1)$$

где A_6 - площадь поперечного сечения стержня болта

d_3 - внутренний диаметр стержня болта,

Как показал Н.Е. Жуковский [3], нагрузка по виткам резьбы распределяется неравномерно. При десяти витках на первый виток приходится 34% полной нагрузки, тогда как на десятый виток приходится около 1% общей нагрузки. В связи с этим, расчет витка на изгибную прочность производился по силе

$$F_0 = 0,34F. \quad (2)$$

Принято допущение, что болт и гайка изготовлены из одного и того же материала. Поэтому рассчитывались на изгибную прочность витки болта. Исходные данные для проведения исследования представлены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные для расчета витков болтов на изгибную прочность

Наружный диаметр резьбы - d , мм	16	38	52	75	110
Шаг резьбы - P , мм	2	6	8	16	20
Внутренний диаметр стержня болта - d_3 , мм	13,5	31,0	43,0	57,0	88,0
Средний диаметр резьбы - d_2 , мм	15	35	48	67	100
Площадь поперечного сечения стержня болта - A_b , мм ²	143	755	1452	2552	6082
Набольшее значение силы, приложенной к витку - F_0 , Н	4 862	25 680	49 368	86 768	206 788

Модель витка в виде консольной балки

Модель образована разверткой основания витка резьбы болта, закрепления его на плоскости и нагружения силой F_0 , распределенной по среднему диаметру с интенсивностью $q = \frac{F_0}{\pi d_3}$ (рис. 1). С целью упрощения за-

дачи трапецеидальный профиль заменен прямоугольным профилем, одна сторона которого равна ширине основания трапецеидального профиля - $h_g = 0,65P$ [4], а другая сторона равна высоте этого профиля - $H = \frac{d - d_3}{2}$.

Нормальные напряжения при изгибе консольной балки определяются по формуле

$$\sigma_{икб} = \frac{M_{изг}}{W_x}, \quad (3)$$

где $M_{изг} = F_0 h_3 = F_0 \frac{d_2 - d_3}{2}$ - момент изгибающий,

$W_x = \frac{\pi d_3 h_g^2}{6}$ - осевой момент сопротивления основания балки.

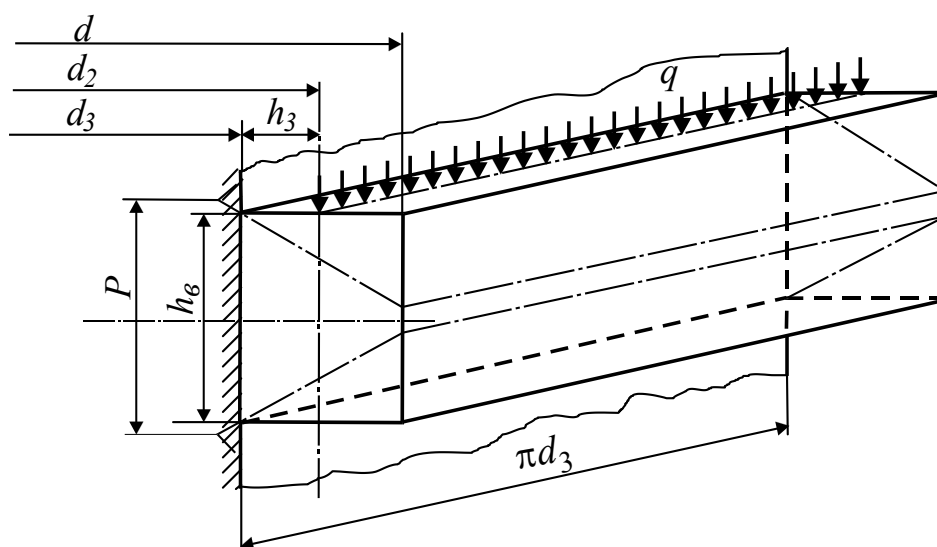


Рис. 1 – Расчетная модель витка резьбы в форме консольной балки

Результаты расчетов по формуле (3) представлены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты определения напряжений при изгибе витка резьбы, смоделированного в виде консольной балки

Наружный диаметр резьбы - d , мм	Основание профиля резьбы h_g , мм	Плечо силы F_0 h_3 , мм	Осевой момент сопротивления W_x , мм ³	Момент изгибающий $M_{изг}$, Нмм	Нормальные напряжения при изгибе витка $\sigma_{икб}$, МПа
16	1,3	0,75	12	3 646	303
38	3,9	2,00	247	51 360	208
52	5,2	2,50	609	131 648	203
75	10,4	5,00	3 228	462 763	133
110	13,0	6,00	7 787	1 378 587	177

Модель витка резьбы в виде круглой пластинки

Модель (рис. 2) представляет собой круглую пластинку жестко закрепленную на стержне диаметром d_3 и имеющую поперечное сечение, равное сечению витка резьбы смоделированного в виде консольной балки.

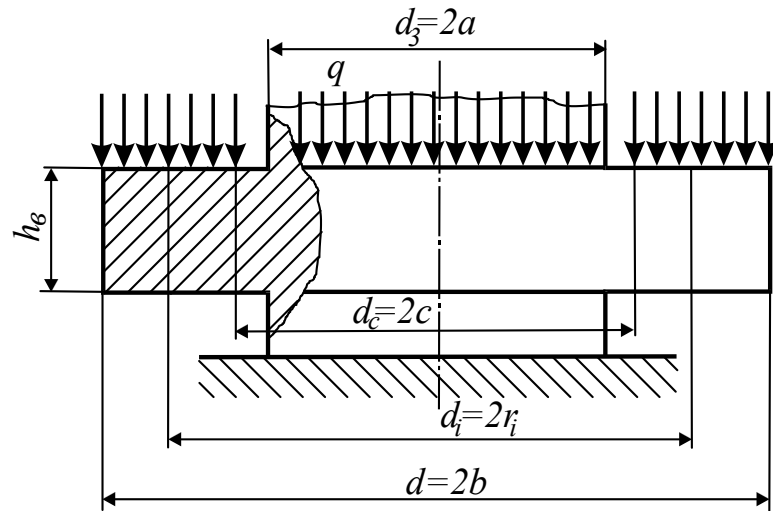


Рис. 2 - Расчетная модель витка резьбы в виде круглой пластинки

Определение нормальных напряжений при изгибе круглой пластинки, нагруженной удельным давлением $q_{нов} = \frac{F_0}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_3^2)}$, производится по формулам и таблицам, приведенным в работе [5].

Нормальные напряжения вычисляются в месте закрепления пластинки ($d_i = d_3$) приняв допущение, что $d_c = d_3$, по формуле

$$\sigma_{укп} = K_{\sigma} \frac{q_{нов} b^2}{h_6^2} \quad (4)$$

где K_{σ} - безразмерный коэффициент максимального напряжения, зависящий от параметров $\alpha = \frac{a}{b}$ и $\beta = \frac{c}{b}$.

Из рис.2 следует, что $a = \frac{d_3}{2}$, $b = \frac{d}{2}$ и $c = \frac{d_c}{2} = \frac{d_3}{2}$. Тогда для частного случая определения напряжений в пластинке значения коэффициентов α и β равны

$$\alpha = \beta = \frac{d_3}{d}.$$

Результаты расчетов по формуле (4) представлены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты определения напряжений при изгибе витка резьбы, смоделированного в виде круглой пластинки

Наружный диаметр резьбы – d , мм	b , мм	Значения коэф. $\alpha = \beta$	Безразмерный коэффициент максимального напряжения K_{σ}	Удельное давление на виток резьбы $q_{пов}$, МПа	Нормальные напряжения при изгибе витка $\sigma_{иск}$, МПа
16	8,0	0,84	0,087	84	276
38	19,0	0,82	0,116	68	187
52	26,0	0,83	0,097	74	180
75	37,5	0,76	0,213	46	126
110	55,0	0,80	0,135	60	145

Моделирование витка резьбы методом конечных элементов

Метод конечных элементов (МКЭ) является наиболее перспективным численным методом, что позволяет осуществлять анализ напряженно-деформированного состояния любой конструкции [6].

Для решения задачи использовалась система APM WinMachine*, один из модулей которой - APM Beam использовался для анализа напряженно-деформированного состояния исследуемого объекта.

APM Beam - модуль проектирования балочных элементов конструкций. Модуль предназначен для выполнения комплексного проверочного расчета балки в условиях произвольного нагружения и закрепления. Балка может состоять из нескольких участков разной длины с различными поперечными сечениями. С помощью APM Beam можно получить следующие результаты:

- реакции в опорах балки;
- распределение моментов и углов изгиба по длине балки;
- распределение моментов и углов поворота при кручении;
- расчет поперечных и продольных деформаций;
- распределение эквивалентных напряжений по длине балки;
- распределение поперечных сил;
- карты распределения напряжений в любом произвольном сечении по длине балки;
- частоты собственных колебаний.

* <http://www.apm.ru/rus/machinebuilding/>

В качестве расчетной принята модель витка резьбы в виде круглой пластинки (рис. 2). На базе этой модели была создана объемная 3D модель исследуемого объекта, которая была разбита на конечно-элементную сетку (рис. 3). После нагружения объемной модели витка резьбы уровень напряжений каждого элемента выделяется определенным цветом. Пример результата исследования напряженного витка резьбы методом МКЭ представлен на рис. 4.

Результаты определения нормальных напряжений при изгибе витка резьбы, найденных методом конечных элементов представлены в табл.4.

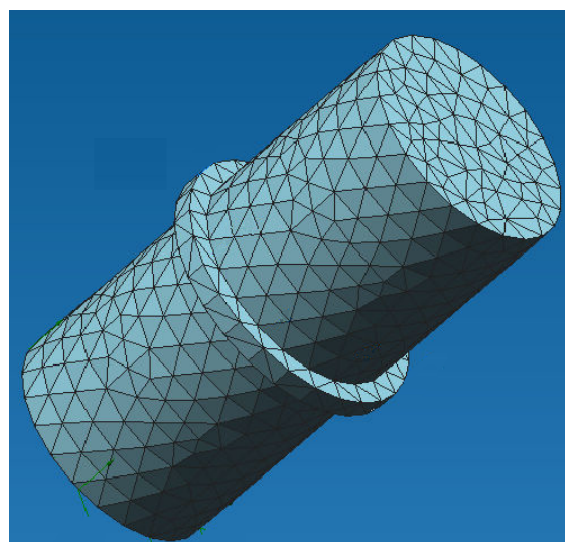


Рис. 3 - Пример разбивки витка резьбы на конечно-элементную сетку

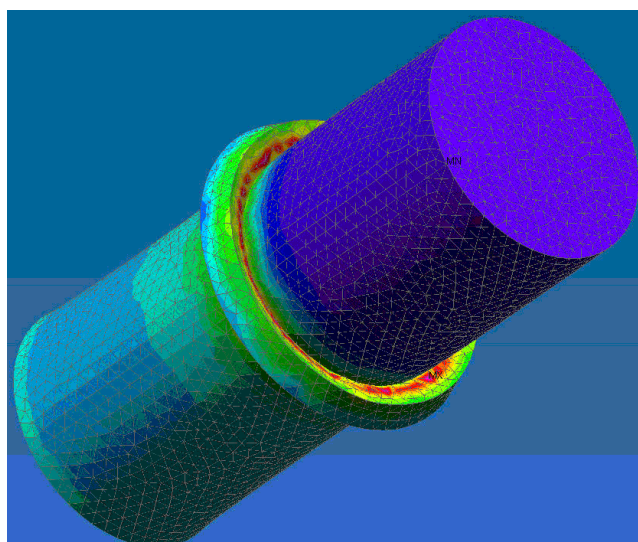


Рис. 4 - Пример исследования напряженного состояния витка резьбы методом МКЭ

Таблица 4

Результаты определения напряжений при изгибе витка резьбы, найденных методом конечных элементов

Наружный диаметр резьбы - d . мм	16	38	52	75	110
Нормальные напряжения при изгибе витка $\sigma_{МКЭ}$, МПа	117	31	11	5	3

Результаты определения напряжений при изгибе витка резьбы, найденные тремя методами представлены на рис. 5.

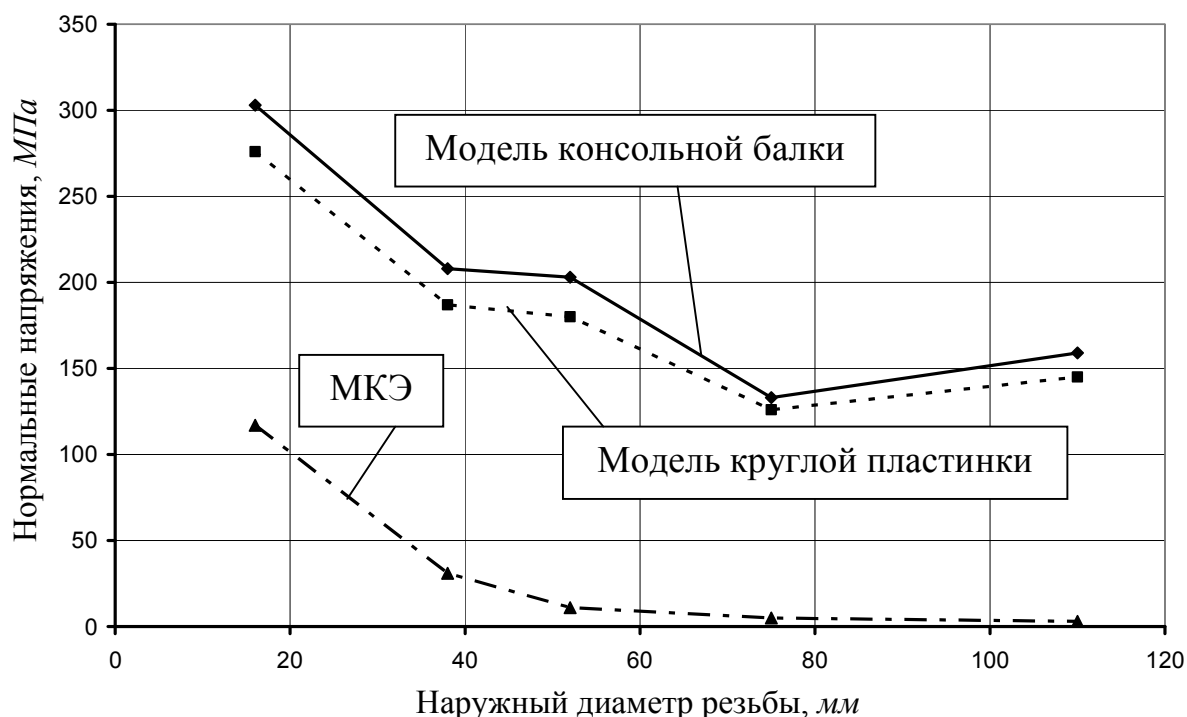


Рис. 5 – Сравнительные результаты определения нормальных напряжений при изгибе витка резьбы

Выводы: 1. Расчетные модели витка резьбы в виде консольной балки и в виде круглой пластинки дают практически одинаковые результаты. При этом следует отметить, что модель витка в виде круглой пластинки значительно сложнее. 2. Учитывая опыт применения метода конечных элементов, можно считать, что этот метод наиболее полно отражает напряженное состояние в детали. Применительно к расчету витка резьбы на изгибную прочность нормальные напряжения, найденные по методу конечных элементов очень малы, и поэтому ими можно пренебречь. Следовательно, справедливость предложения Решетова Д.Н. о нецелесообразности расчета витков резьбы на изгибную прочность можно считать доказанной.

Список литературы: 1. Детали машин, Павлов Я.М., изд-во «Машиностроение» 1968 г., 448 стр. 2. Решетов Д.Н. Детали машин. М., «Машиностроение», 1989, 496 с. 3. Жуковский, Н.Е. Распределение давлений на нарезках винта и гайки / Н.Е. Жуковский // Полное собрание сочинений. – М. : ОНТИ, 1937. – Т. VIII. – С. 48–54. 4. Дмитриев В.А. Л., «Судостроение», 1970, 792 стр. 5. Биргер И.А. и др. Расчеты на прочность деталей машин / -М.: Машиностроение, 1979 – 702с. 6. Метод конечных элементов / И.М. Бузун, А .С. Гордецкий, В.Г. Пискунов, Ю.Н.Толокнов. под ред.. П.М. Варвака К. Вища Школа. 1981 173с.

ВЛИЯНИЕ ВЕЛИЧИНЫ НАТЯГА В ПРЕССОВОМ СОЕДИНЕНИИ НА НАГРУЗОЧНУЮ СПОСОБНОСТЬ

Матеко П.М., Божко Р.И., Удовенко М.Ю., Беленький Е.В.
(ДонНТУ г. Донецк, Украина)

Работа выполнена на базе курсового проекта по деталям машин для выходного вала двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора. (Рис.1).

Исходные данные для расчета:

Тяговое усилие - $F = 35 \text{ кН}$;

Скорость ленты конвейера - $V = 0,6 \text{ м/с}$;

Диаметр барабана - $D = 300 \text{ мм}$;

Срок службы - 3 года;

Количество смен - 2;

Коэффициент использования привода - $K_z = 0,68$.

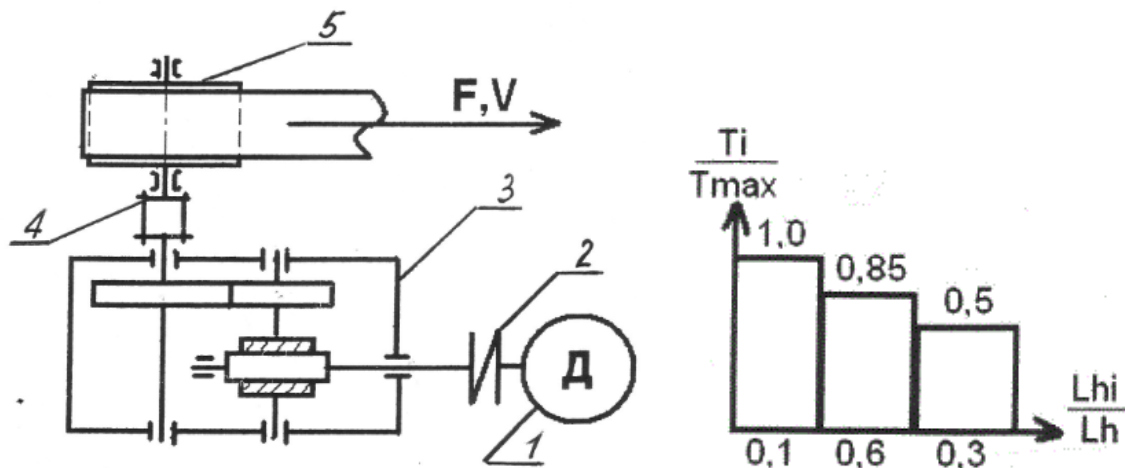


Рис. 1. Схема двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора
1 - Электродвигатель; 2 - Муфта упругая; 3 - Редуктор; 4 - Муфта зубчатая; 5 - Барабан конвейера.

После определения исходных данных и расчета передач был рассчитан и сконструирован вал (исследуется выходной вал редуктора).

Задача заключалась в исследовании влияния величины натяга в прессовом соединении на величину передаваемого момента.

Исходные данные для решения поставленной задачи:

Диаметр вала $d = 110 \text{ мм}$;

Передаваемый момент $T = 5,4 \cdot 10^6 \text{ Н·мм}$;

Длина ступицы колеса $l_{cm} = 160 \text{ мм}$;

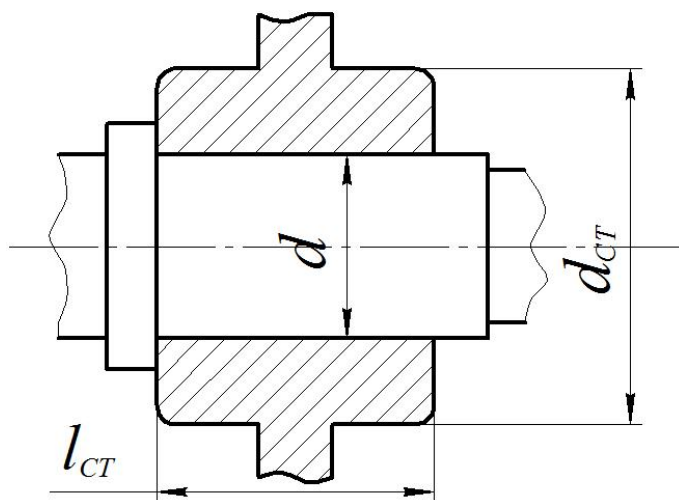


Рисунок 2. Схема соединения зубчатого колеса с валом

Диаметр ступицы $d_{cm}=170$ мм;
Материал вала сталь 45
($H=170\dots200$ НВ, предел текучести $\sigma_{тв}=360$ МПа,
 $E_{в}=2,1\cdot10^5$ МПа, $\mu=0,3$).

Материал зубчатого колеса сталь 45 ($H=200\dots240$ НВ, предел текучести $\sigma_{тк}=520$ МПа,
 $E_{к}=2,1\cdot10^5$ МПа, $\mu=0,3$).

Соединение зубчатого колеса с валом осуществляется за счёт нагрева зубчатого колеса. Поскольку соединение передаёт только крутящий момент, необходимое давление на со-

пряженных поверхностях вала и ступицы зубчатого колеса определяется по формуле [1]

$$P \geq \frac{2T}{\pi d^2 l_{cm} f} = \frac{2 \cdot 5,4 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 110^2 \cdot 160 \cdot 0,12} = 14,8 \text{ МПа}$$

где $f=0,12$ – коэффициент трения скольжения при соединении деталей с помощью нагрева зубчатого колеса.

Для создания на сопряжённых поверхностях давления $P=14,8$ МПа необходимо обеспечить соответствующий расчётный натяг, который определяется по формуле Ляме

$$\delta_P = Pd \left(\frac{C_{в}}{E_{в}} + \frac{C_{к}}{E_{к}} \right) = 14,8 \cdot 110 \cdot \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,74}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 0,026 \text{ мм}$$

где $E_{в}$ и $E_{к}$ – модули упругости материалов вала и колеса;

$C_{в}$ и $C_{к}$ – коэффициенты Ляме

$$C_{в} = \frac{d^2 + d_{омв}^2}{d^2 - d_{омв}^2} - \mu_1 = \frac{110^2 + 0^2}{110^2 - 0^2} - 0,3 = 0,7$$

$$C_{к} = \frac{d_{cm}^2 + d^2}{d_{cm}^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{170^2 + 110^2}{170^2 - 110^2} + 0,3 = 2,74.$$

Для этого натяга подбирается стандартная посадка $\varnothing 110 \frac{H7}{p6}$, которая

за счёт отклонений отверстия $\varnothing 110^{+0,035}$ и вала $\varnothing 110^{+0,059}_{+0,037}$ обеспечивает

минимальный натяг $\delta_{\min}=0,002$ мм и наибольший натяг $\delta_{\max}=0,059$ мм.

$$\text{Средний натяг } \delta_{cp} = \frac{\delta_{\min} + \delta_{\max}}{2} = \frac{0,002 + 0,059}{2} = 0,030 \text{ мм.}$$

При коэффициенте линейного расширения стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \frac{1}{C^0}$ необходимая разница температур вала и колеса для сборки соединения равна [1]:

$$\Delta t = \left(\frac{(\delta_{\max} + \Delta)}{\alpha \cdot d} = \frac{0,059 + 0,080}{12 \cdot 10^{-6} \cdot 110} \right) = 105^{\circ} C,$$

где $\Delta = (0,10 \dots 0,08)$ мм – зазор для облегчения сборки.

Тогда максимальное давление на сопрягаемых поверхностях соединения равно:

$$P_{\max} = \frac{\delta_{\max}}{d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{0,059}{110 \cdot \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,74}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 32,7 \text{ МПа}$$

Эквивалентное натяжение в точках на поверхности отверстия зубчатого колеса определяем по формуле:

$$\sigma_{\Sigma 2} = \frac{2 \cdot d_2^2 \cdot P_{\max}}{(d_2^2 - d^2)} = \frac{2 \cdot 170^2 \cdot 32,7}{(170^2 - 110^2)} = 112,5 \text{ МПа}$$

Максимальное эквивалентное напряжение не превышает предел текучести материалов вала и колеса что обеспечивает достаточную прочность вала и ступицы зубчатого колеса.

Чтобы повысить нагрузочную способность прессового соединения необходимо увеличить расчетный натяг, т.е. принять другую посадку, например:

$$\text{Ø110 H7/r6 } \left(\begin{smallmatrix} +0,035 \\ +0,054 \end{smallmatrix} \right) \text{ или } \text{Ø110 H7/s6 } \left(\begin{smallmatrix} +0,035 \\ +0,079 \end{smallmatrix} \right);$$

Для соединения **Ø110** H7/r6 принимаем расчетный натяг равный среднему

$$\delta_p = \delta_{cp}; \quad \delta_{cp} = \frac{\delta_{\min} + \delta_{\max}}{2} = \frac{0,019 + 0,079}{2} = 0,047 \text{ мм}$$

При среднем натяге $\delta_{cp}=0,047$ мм давление в соединении равно:

$$P = \frac{\delta_p}{d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{0,047}{110 \cdot \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,74}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 26 \text{ МПа}$$

При таком давлении в соединении момент, который может передать вал равен:

$$T = 0,5 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot P \cdot f = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 110^2 \cdot 160 \cdot 26 \cdot 0,12 = 9,48 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Для соединения $\varnothing 110$ H7/S6 расчетный натяг принимаем равным среднему, $\delta_p = \delta_{cp}$;

$$\delta_{cp} = \frac{\delta_{\min} + \delta_{\max}}{2} = \frac{0,039 + 0,101}{2} = 0,070 \text{ мм}.$$

При среднем натяге $\delta_{cp} = 0,070$ мм давление в соединении равно

$$P = \frac{\delta_p}{d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{0,070}{110 \cdot \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,74}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 38,8 \text{ МПа}$$

При таком давлении в соединении момент, который может передать вал равен:

$$T = 0,5 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot P \cdot f = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 110^2 \cdot 160 \cdot 38,8 \cdot 0,12 = 14,44 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

На основании расчетных данных строим график зависимости крутящего момента от давления в соединении (Рис. 3).

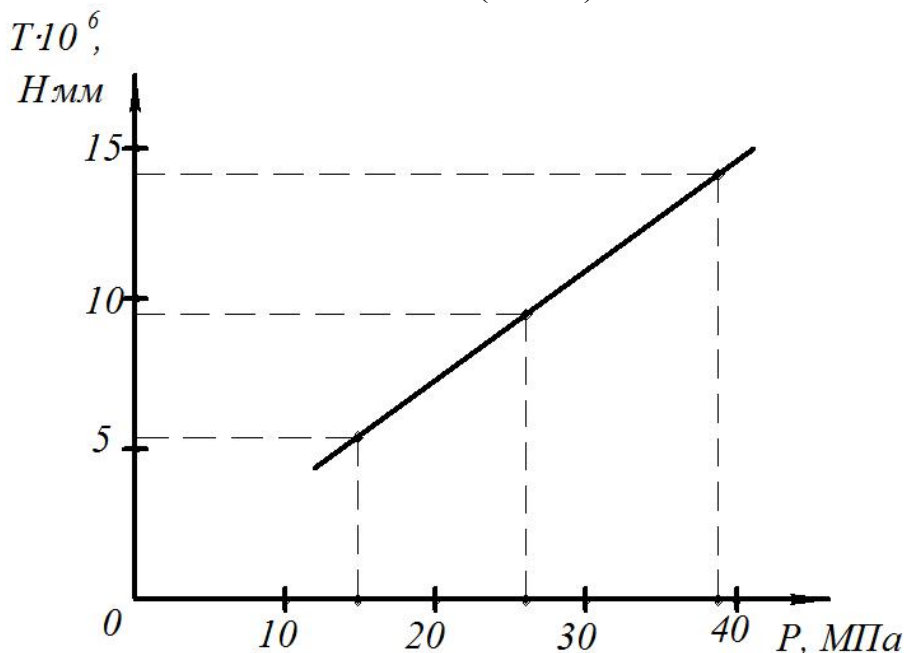


Рисунок 3. График зависимости крутящего момента T от давления P в соединении.

Из графика видно, что с увеличением давления в соединении, увеличивается и крутящий момент. Но с увеличением крутящего момента, при

тех же размерах вала, необходимо принять более прочный материал (например сталь 40Х, 40ХН и др.).

Таблица. Результаты расчетов параметров соединения.

Соединение	Поля допусков, мм	Натяг, мм		Расчетный натяг δ_p , мм	Необходимое давление P , МПа	Максимальное давление P_{max} МПа	Разница температур Δt , °C	Эквивалентное напряжение σ_{Σ} , МПа	Передаваемый момент T , Н·мм
		δ_{min}	δ_{max}						
$\phi 110$ H7/P6	+0,035 / +0,059 +0,037	0,002	0,059	0,026	14,8	32,7	105	112,5	$5,4 \cdot 10^6$
$\phi 110$ H7/r6	+0,035 / +0,076 +0,054	0,019	0,076	0,047	42,2	42,2	118	145,2	$9,48 \cdot 10^6$
$\phi 110$ H7/S6	+0,035 / +0,101 +0,079	0,039	0,0101	0,070	56,0	56,0	137	192,6	$14,44 \cdot 10^6$

При этом эквивалентные напряжения в точках на поверхности отверстия зубчатого колеса не превышают предела текучести материалов вала и колеса, что обеспечивает достаточную прочность вала и ступицы зубчатого колеса, (см. табл.).

Выводы: Проведенное исследование показывает, что для повышения нагрузочной способности прессового соединения необходимо увеличить натяг, т.е. принять другую посадку с большим натягом, но в пределах достаточной прочности соединяемых деталей. Если прочность материалов вала и колеса недостаточна необходимо принять более прочные материалы.

Список литературы: 1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунку деталей машин. Київ, Вища школа, 2003р.-560с. 2. Решетов Д.Н. Детали машин. М.Машиностроение. 1989г.-496с.

ВЛИЯНИЕ ОДНОСТОРОННИХ СВЯЗЕЙ НА ЗАКОН ДВИЖЕНИЯ МАШИНЫ

Мешков В.А., Киреев Д.Г. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

При определении кинематических характеристик звеньев механизма используется обычно метод, предполагающий упрощение механизма за счет приведения сил и масс с последующим составлением и исследованием динамической модели механизма. Приведенные момент сил и момент инерции определяются следующими уравнениями

$$M_{\text{пр}} \omega_{\text{пр}} = \sum \bar{F}_i \cdot \bar{V}_i + \sum M_j \omega_j$$

$$I_{\text{пр}} \omega_{\text{пр}}^2 = \sum m_i V_{S_i}^2 + \sum M_{S_j} \omega_j^2$$

Однако получаемый таким образом результат не всегда соответствует реальным характеристикам движения звеньев.

Как известно, одной из основных задач динамического исследования машин является определение фактического закона её движения. Но в механизме со степенью подвижности $W=1$ движение всех звеньев определяется законом движения ведущего звена. После такой замены характер движения ведущего звена должен остаться таким же, как до замены.

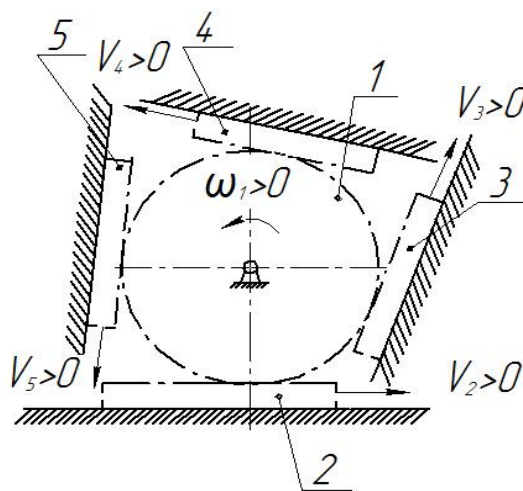


Рисунок 1 – Правило знаков

Для удобства при расчетах будет использоваться следующее правило знаков:

Угловые характеристики (угол поворота φ , угловая скорость ω , угловое ускорение ε и момент сил M), направленные против хода часовой стрелки будут измеряться положительными числами.

Линейные характеристики (линейное перемещение S , линейная скорость V , линейное ускорение a , сила F), соответствующие положительным угловым будем считать положительными.

Для механизма, кинематическая схема которого приведена на рисунке 2 определить угловое ускорение звена 1.

Исходные данные для расчета:

Количество зубьев зубчатых колес 1 и 2 составляет соответственно $z_1 = 20, z_2 = 80$

Радиус барабана (звено 3) $R_3 = 0,2 \text{ м}$.

Момент инерции звеньев 1 и 2 соответственно $I_1 = 0,8 \text{ кгм}^2$ $I_2 = 1,2 \text{ кгм}^2$. Звено 2 включает в свой состав зубчатое колесо 2 и барабан 3.

Масса бадьи (звено 4) $m_4 = 100 \text{ кг}$

Момент сил, приложенный к звену 1, $M_1 = 500 \text{ Нм}$

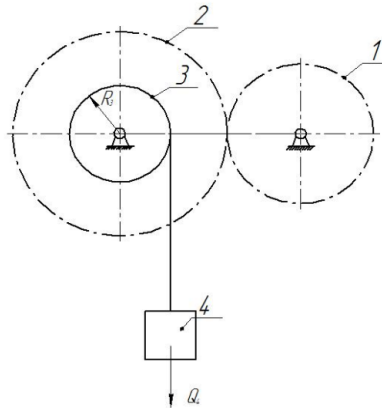


Рисунок 2 – Схема зубчатого механизма

1. Решение

$$M_{\text{пр}} = \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_{\text{пр}}}{d\varphi} + I_{\text{пр1}} \varepsilon_1 = I_{\text{пр1}} \varepsilon_1$$

$$I_{\text{пр1}} \omega_1^2 = I_1 \omega_1^2 + I_2 \omega_2^2 + m_4 V_4^2$$

$$I_{\text{пр1}} = I_1 + I_2 U_{2.1}^2 + m_4 U_{2.1}^2 R_3^2$$

$$U_{2.1} = \left(-\frac{z_1}{z_2} \right) = \left(-\frac{20}{80} \right) = -0.25$$

$$I_{\text{пр1}} = 0.8 + 1.2(-0.25)^2 + 100(-0.25)^2 0.2^2 = 1.125 \text{ кгм}^2$$

$$M_{\text{пр1}} = I_{\text{пр1}} \varepsilon_1$$

$$\varepsilon_1 = \frac{M_{\text{пр1}}}{I_{\text{пр1}}}$$

$$\begin{aligned}
M_{\text{пр1}} \omega_1 &= M_1 \omega_1 + G_4 V_4 \\
G_4 &= mg = 100 \cdot (-9.81) = -981 \text{ Н} \\
M_{\text{пр1}} &= M_1 + G_4 U_{1,2} R_3 = 500 + (-981) \cdot (-0.25) \cdot 0.2 = 549.05 \text{ Нм} \\
\varepsilon_1 &= \frac{549,05}{1,125} = 488,04 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}
\end{aligned}$$

2. Анализ полученных результатов.

Определим линейное ускорение звена 4:

$$\begin{aligned}
U_{2,1} &= \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} \quad \varepsilon_2 = U_{2,1} \varepsilon_1 = -0.25 \cdot 488.04 = -122.01 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2} \\
a_4 &= \varepsilon_2 R_3 = -122.01 \cdot 0.2 = -24.4 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}
\end{aligned}$$

Знак минус показывает, что ускорение звена 4 направлено вниз.

Полученный результат формально верный. Но с точки зрения механики невозможный, так как звено 4 закреплено на канате, который не предназначен для работы на сжатие и поэтому не может воздействовать на звено 4 с силой, направленной вниз. А для получения вычисленного ускорения звена 4 должна действовать еще, как минимум, одна сила помимо силы тяготения.

Получаем, что при таких начальных параметрах звено 4 отделяется от механизма в кинематическом и динамическом смыслах (за счет образования петли на канате).

3. Перерасчет с учетом полученных сведений.

$$\begin{aligned}
\frac{I_{\text{пр1}} \omega_1^2}{2} &= \frac{I_1 \omega_1^2}{2} + \frac{I_2 \omega_2^2}{2} \\
I_{\text{пр1}} &= I_1 + I_2 U_{2,1}^2 \\
U_{2,1} &= \left(-\frac{z_1}{z_2} \right) = \left(-\frac{20}{80} \right) = -0.25 \\
I_{\text{пр1}} &= 0.8 + 1.2 (-0.25)^2 = 0.875 \text{ кгм}^2 \\
M_{\text{пр1}} &= I_{\text{пр1}} \varepsilon_1 \\
\varepsilon_1 &= \frac{M_{\text{пр1}}}{I_{\text{пр1}}} \\
M_{\text{пр1}} \omega_1 &= M_1 \omega_1 \\
M_{\text{пр1}} &= M_1 = 500 \text{ Нм} \\
\varepsilon_1 &= \frac{500}{0.875} = 571.43 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}
\end{aligned}$$

Очевидно, что правильным является решение

$$\epsilon_1 = \frac{500}{0.875} = 571.43 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}$$

Вывод: Таким образом, в случае такого нагружения механизма, при котором в результате наличия односторонних связей в нём не может быть передана нагрузка некоторым его звеньям, массы и моменты инерции этих звеньев, а также действующие на них нагрузки не следует учитывать при определении приведенных характеристик. Должны быть учтены массы, моменты инерции и нагрузки, действующие на те звенья, которые остаются кинематически однозначно связаны со звеньями приведения.

Список литературы: 1. И.И. Артоболевский “Теория механизмов и машин” 4е издание перераб. и доп. –Москва, Наука 1988г – 640стр.

ЕЩЁ ОДИН МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСКОРЕНИЙ ТОЧЕК КУЛИСНОГО КАМНЯ

Мешков В.А., Криволапов А.И. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

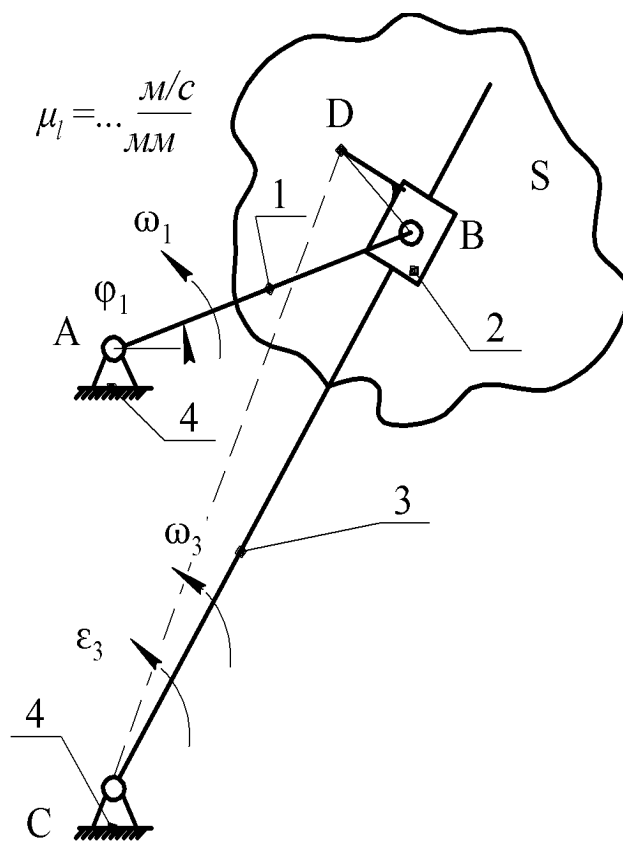


Рисунок 1. Кулисный механизм

При определении кинематических характеристик кулисного механизма используется обычно методика, предполагающая учет Кориолисова ускорения при исследовании движения каждой точки кулисного камня. Однако эту задачу можно решить, рассматривая плоскопараллельное движение кулисного камня так же, как движение шатуна в любом механизме.

Рассмотрим плоский кулисный механизм (рис.1) в состав которого входит двухповодковая группа Ассур $3^{го}$ вида [1]. Эта группа содержит одну поступательную кинематическую пару 2-3, расположенную между двумя вращательными кинематическими парами 1-2 и 3-4. Даны положения

всех звеньев механизма (см. рис. 1) и закон движения ведущего звена 1 (кривошипа) $\omega_1 = \text{const}$. Условимся точки звеньев механизма обозначать следующим образом: B_i —точка B принадлежащая звену i .

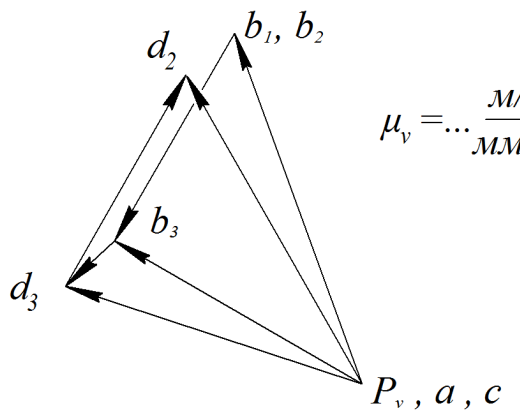
Требуется определить скорость и ускорение произвольно выбранной точки, принадлежащей кулисному камню 2 (например, точки D_2).

Строим планы скоростей и ускорений механизма стандартным методом.

Для нахождения вектора скорости точки D_2 определяем вектор скорости \vec{v}_{D_3} точки D_3 по теореме подобия, для чего строим на плане скоростей треугольник b_3d_3c , подобный и сходственно расположенный по отношению к треугольнику B_3D_3C на плане механизма.

Точка D_3 принадлежит плоскости S , жестко связанной с кулисой 3.

Составляем следующее векторное уравнение:



$$\vec{v}_{D_2} = \vec{v}_{D_3} + \vec{v}_{D_2-D_3} \quad (1)$$

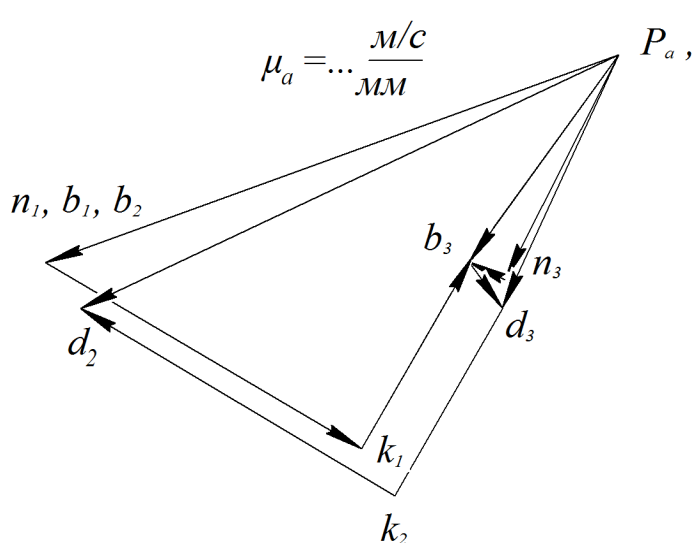
$\mu_v = \dots \frac{m/c}{mm}$

Рисунок 2. План скоростей

Так как звено 2 относительно звена 3 совершает прямолинейное поступательное движение, то $\vec{v}_{D_2-D_3} = \vec{v}_{B_2-B_3}$. Поэтому уравнение (1) может быть представлено в следующем виде:

$$\vec{v}_{D_2} = \vec{v}_{D_3} + \vec{v}_{B_2-B_3}$$

$\mu_a = \dots \frac{m/c}{mm}$



$\mu_a = \dots \frac{m/c}{mm}$

P_a, a, c

n_1, b_1, b_2

b_3

n_3

d_2

d_3

k_1

k_2

Рисунок 3. План ускорений

Для решения этого уравнения к вектору $P_v d_3$ прибавляем вектор $d_3 d_2$ равный вектору $b_3 b_2$.

Тогда

$$v_{D_2} = \mu_v \cdot (P_v d_2).$$

Аналогично построению плана скоростей строим план ускорений. Для определения ус-

корения точки D_2 необходимо найти a_{D_3} , для этого по известным ускорениям точек C и B_3 находим a_{D_3} по теореме подобия. Тогда ускорение точки D_2 находим из уравнения

$$\overline{a_{D_2}} = \overline{a_{D_3}} + \overline{a_{D_2-D_3}} + \overline{a_{D_2-D_3}^{(-k)}} \quad (2)$$

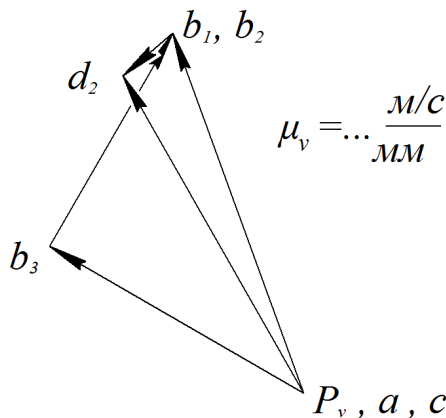
Так как $\overline{a_{D_2-D_3}} = \overline{a_{B_2-B_3}}$, а $\overline{a_{D_2-D_3}^{(-k)}} = \overline{a_{B_2-B_3}^{(-k)}}$, то векторное уравнение (2) разрешимо,

$$a_{D_2} = \mu_a \cdot (P_a d_2).$$

Предлагается другой метод определения кинематических характеристик точек, принадлежащих кулисному камню (например, точки D_2).

Исследуем тот же механизм. Определяем кинематические характеристики точек A, B_1, B_2, B_3 прежним способом.

Абсолютное (плоскопараллельное) движение кулисного камня 2 рассматривается как состоящее из переносного (вращательного) движения звена 3 и относительного (прямолинейного поступательного) движения звена 2 относительно звена 3. В связи с этим полное абсолютное ускорение



точки B_2 будет включать в свой состав Кориолисово ускорение при движении точки B_2 относительно точки B_3 . [1]

Находим $\overline{v_{D_2}}$ из уравнения

$$\overline{v_{D_2}} = \overline{v_{B_2}} + \overline{v_{D_2-B_2}^{\perp BD}} \quad (3)$$

Рисунок 4. Вариант плана скоростей

Где направление $\overline{v_{D_2-B_2}}$ перпендикулярно BD и определяется направлением ω_2

$$v_{D_2-B_2} = \omega_2 \cdot l_{BD},$$

$$\omega_2 = \omega_3 = \frac{v_{B_3}}{l_{CB}}$$

Для определения $\overline{v_{D_2}}$ из векторного уравнения (3) к вектору $P_v b_2$ на плане скоростей прибавим вектор $b_2 d_2$, величина и направление которого известны. Тогда

$$v_{D_2} = \mu_v \cdot (P_v d_2).$$

Плоскопараллельное движение камня 2 рассматривается как сумма переносного (поступательного) движения вместе с точкой B_2 и относи-

тельного (вращательного) движения вокруг оси, проходящей через точку B_2 .

План ускорений строим, исследуя точки механизма в той же последовательности, что и при построении плана скоростей.

Находим \overline{a}_{D_2} из уравнения

$$\overline{a}_{D_2} = \overline{a}_{B_2} + \overline{a}_{D_2-B_2}^n + \overline{a}_{D_2-B_2}^\tau \quad (4)$$

$\overline{a}_{D_2-B_2}^n \xrightarrow{D \rightarrow B} \quad \overline{a}_{D_2-B_2}^\tau \xrightarrow{\perp BD}$

где $\overline{a}_{D_2-B_2}^n$ направлено от D к B, а $\overline{a}_{D_2-B_2}^\tau$ перпендикулярно DB и определяется направлением ε_2

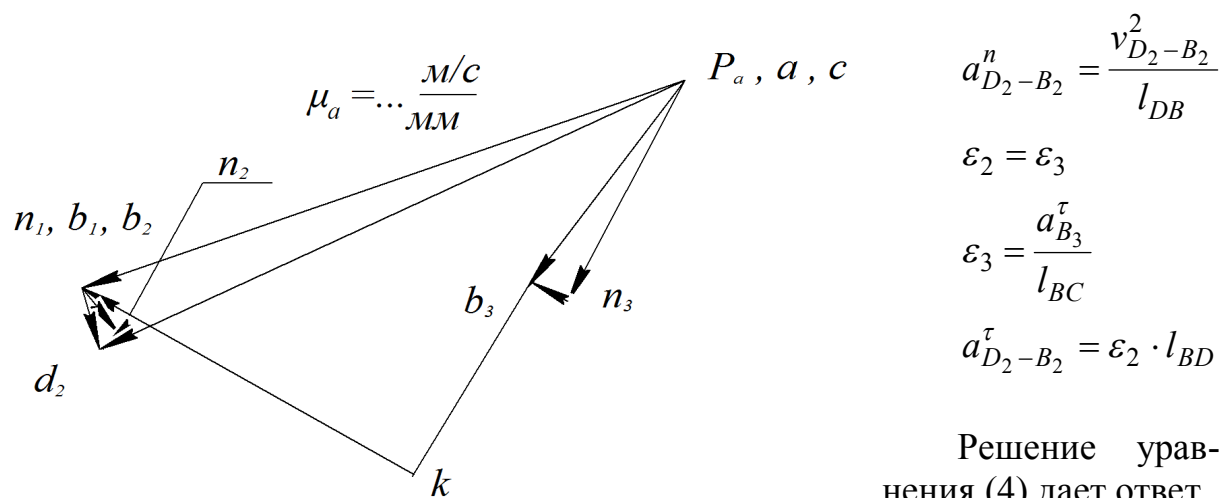


Рисунок 5. Вариант плана ускорений

Решение уравнения (4) дает ответ

$$a_{D_2} = \mu_a \cdot (P_a d_2).$$

Сравнение планов ускорений, полученных предлагаемым и традиционным методами показывают одинаковость всех найденных ускорений.

Вывод. Методически легче усвояемым методом определения кинематических характеристик точек кулисного камня (например, точки D_2) является предлагаемый метод, так как после построения планов скоростей и ускорений механизма он не требует многократного рассмотрения абсолютного и относительного движений двух звеньев механизма – кулисы 3 и кулисного камня 2 (сравни рис. 4 с рис. 2 и рис. 5 с рис. 3).

Список литературы: 1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Учеб. для вузов. 4^е изд. перераб. и доп. – Москва: Наука, 1988. – 640 с. 2. Мешков В.А. Методические указания для решения задач по кинематическому исследованию стержневых механизмов методом планов в расчетно-графических работах по теории механизмов и машин. – Донецк: ДонНТУ – 2002. – 24с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ ПОВТОРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА С ОТДЕЛЁННОЙ СТРУЖКОЙ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ПРОФИЛЬНЫХ ПАЗОВ

Нечепаяев В.Г., Мышов М.С. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В деталях общемашиностроительного назначения находит применение большое количество разнообразных профильных пазов с ограниченным пространством для размещения отделенной стружки. При этом трудоемкость обработки профильных пазов составляет [1] более половины трудоемкости обработки столов обрабатывающих центров, фрезерных, сверлильных, плоскошлифовальных и других станков. Также пазы являются весьма нетехнологичными элементами конструкций, составляют значительную часть общего объема металлообработки при изготовлении металлообрабатывающего оборудования и технологической оснастки.

Широкое применение и нетехнологичность конструкции таких пазов определяет актуальность поиска путей повышения точности их изготовления. Точность изготовления пазов в существенной мере определяется эффективной эвакуацией отделенной стружки – при несвоевременном ее удалении из зоны резания имеет место деформирование инструмента вследствие повторного взаимодействия стружки с зубьями фрезы.

В работе [2] показано, что погрешность обработки профильного паза ω можно представить в виде

$$\omega = \omega^{рез} + \omega^{рез.стр.}, \quad (1)$$

где $\omega^{рез}$ – погрешность вследствие упругих деформаций режущего инструмента, вызванных отделением стружки; $\omega^{рез.стр.}$ – погрешность вследствие упругих деформаций режущего инструмента, вызванных повторным взаимодействием зубьев фрезы с отделенной стружкой.

Целью настоящей работы является разработка математического обеспечения для определения силовых факторов, воздействующих на режущий инструмент в процессе его повторного взаимодействия с отделённой стружкой. Указанные факторы определяют соответствующую деформацию режущего инструмента и связанную с ней погрешность обработки.

Для изучения процесса повторного взаимодействия элементов стружки с фрезой выполнены экспериментальные исследования [3].

Полученная стружка была классифицирована на пять групп в соответствии с характером ее деформирования в процессе повторного взаимодействия с режущим инструментом. Выполнена схематизация процесса деформирования и составлены расчётные схемы для определения силовых

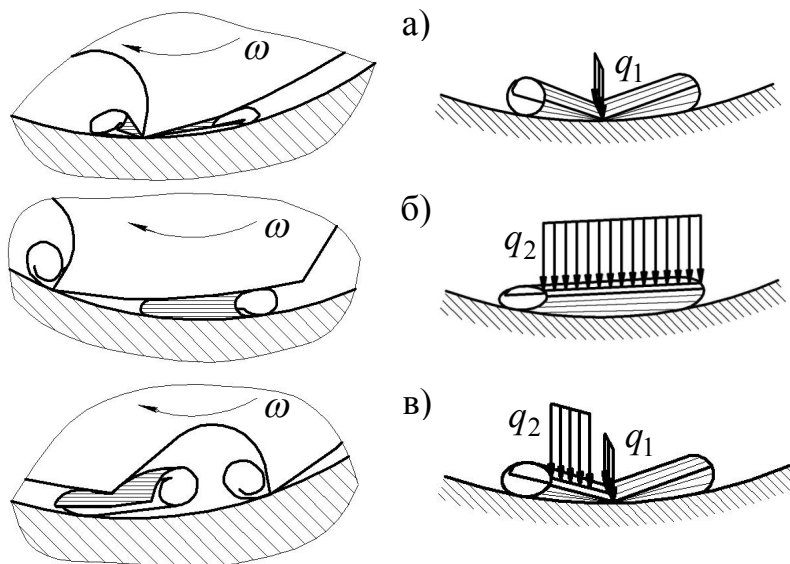


Рис. 1. Схематизация процесса деформирования и расчётные схемы для определения деформации элементов стружки: а) в поперечном сечении; б) в продольном сечении; в) одновременно в поперечном и продольном сечениях

факторов, воздействующих на инструмент в этом процессе (рис. 1).

Элемент стружки согласно расчётной схеме (рис. 1, а) представим в виде тонкостенной цилиндрической

круговой оболочки, для которой в соответствии с [4]

выполняется соотношение

$\delta / R < 0.2$ (δ -

толщина оболочки, R - внешний радиус цилиндрической оболочки).

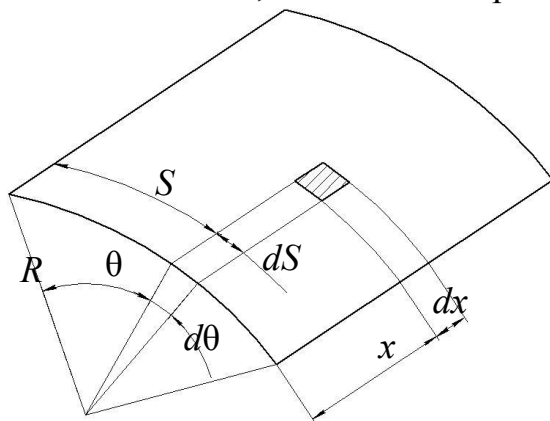


Рис.2. Система координат оболочки

Обычно цилиндрические круговые оболочки рассчитывают в безразмерных координатах $\zeta = x / R$ и $\theta = S / R$ (см. рис.2),

где ζ - величина, пропорциональная расстоянию до рассматриваемого сечения вдоль образующих;

θ - величина, пропорциональная расстоянию до рассматриваемого сечения по дуге поперечного сечения круга.

Тогда дифференциальное уравнение общей теории расчёта круговых цилиндрических оболочек в развёрнутом виде [5, 6]

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^8 \Phi}{\partial \zeta^8} + 2 \frac{\partial^6}{\partial \zeta^6} (2 \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \nu) \Phi + \frac{\partial^4}{\partial \zeta^4} (6 \frac{\partial^6}{\partial \theta^6} + 6 \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + 1) \Phi + 2 \frac{\partial^2}{\partial \zeta^2} \left[2 \frac{\partial^6}{\partial \theta^6} + \right. \\ & \left. + (4 - \nu) \frac{\partial^4}{\partial \theta^4} + \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right] \Phi + \frac{\partial^4}{\partial \theta^4} \left(\frac{\partial^4}{\partial \theta^4} + 2 \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + 1 \right) \Phi + 4\beta \frac{\partial^4 \Phi}{\partial \zeta^4} = 0. \end{aligned} \quad (2)$$

В уравнении (2) β - геометрическая характеристика оболочки

$$\beta = \sqrt[4]{3(1 - \nu^2) \frac{R^2}{\delta^2}}, \quad (3)$$

где ν - коэффициент Пуассона.

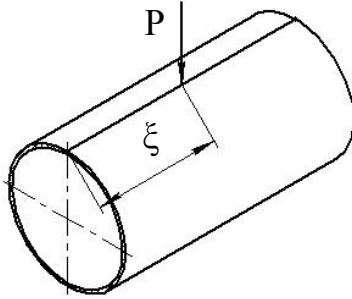


Рис.3. Расчётная схема нагружения элемента стружки согласно рисунку 1, а

Уравнение (2) описывает напряжённое состояние изгиба оболочки в продольном и кольцевом направлениях.

Для случая, когда нагрузка не изменяется в кольцевом направлении, то есть не зависит от координаты θ (см. рис. 3), оболочка изгибается вдоль продольной оси переменным моментом $M(x)$. Этому сопутствует поперечная сила Q , а в кольцевом направлении она испытывает растяжение или сжатие усилием N и чистый изгиб моментом M_θ , не зависящим от координаты θ (см. рис. 4).

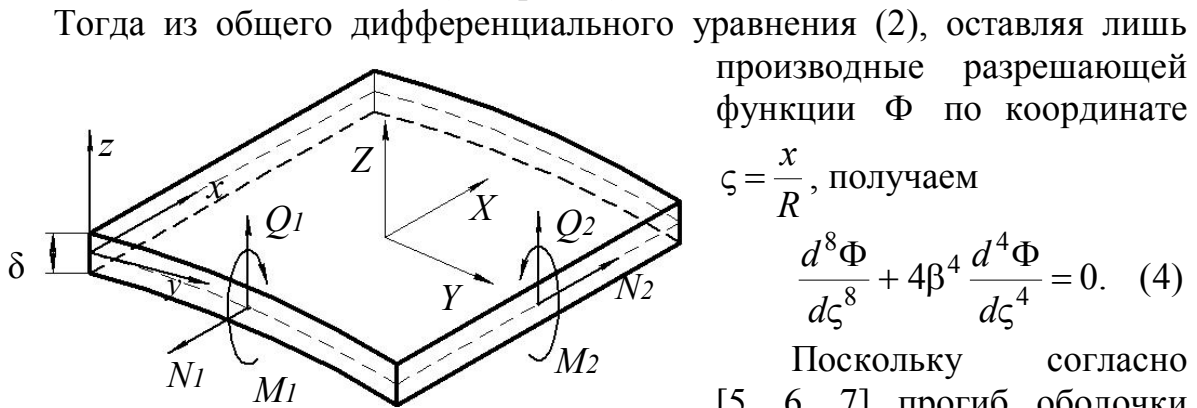


Рис.4. Внутренние силовые факторы при расчёте цилиндрической оболочкой, нагруженной поперечной сосредоточенной силой

Тогда из общего дифференциального уравнения (2), оставляя лишь производные разрешающей функции Φ по координате $\zeta = \frac{x}{R}$, получаем

$$\frac{d^8 \Phi}{d\zeta^8} + 4\beta^4 \frac{d^4 \Phi}{d\zeta^4} = 0. \quad (4)$$

Поскольку согласно [5, 6, 7] прогиб оболочки $w = \frac{d^4 \Phi}{d\zeta^4}$, то для рассматриваемого частного случая нагружения получаем дифференциальное уравнение четвёртого порядка

$$\frac{d^4 w}{d\zeta^4} + 4\beta^4 w = 0 \quad (5)$$

или

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{4\beta^4}{R^4} w = 0, \quad (6)$$

где β - геометрическая характеристика оболочки;

w - прогиб оболочки;

x - координата вдоль оболочки;

R - радиус оболочки.

Для анализа напряжённо-деформированного состояния элемента стружки далее воспользуемся методикой, принятой при расчёте балок на упругом основании. Покажем идентичность дифференциального уравнения общей теории расчёта круговых цилиндрических оболочек и дифференциального уравнения изогнутой оси балки на упругом основании.

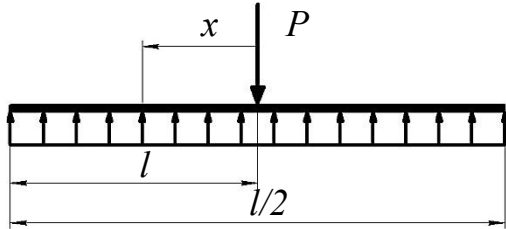


Рис. 5. Балка на упругом основании

Применительно к схеме (рис.3) представим элемент стружки в виде балки постоянной изгибной жёсткости EI , нагруженной сосредоточенной поперечной силой. Балка находится на сплошном упругом основании Винклера, одинаково работающем на сжатие и растяжение (рис. 5).

В качестве исходной зависимости принимаем дифференциальное уравнение

изогнутой оси балки

$$\frac{d^2 y(x)}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI}, \quad (7)$$

которое, после двойного дифференцирования, принимает вид

$$\frac{d^4 y(x)}{dx^4} = \frac{q(x)}{EI}. \quad (8)$$

Для участка балки $x \in \left[0; \frac{l}{2}\right]$ (рис. 5), на котором отсутствует внешняя нагрузка, остаётся лишь отпор упругого основания $p(x) = -\bar{k}y(x)$ и уравнение (8) является однородным

$$\frac{d^4 y(x)}{dx^4} + \frac{\bar{k}}{EI} y(x) = 0. \quad (9)$$

Введём безразмерную координату $\xi = x / L$,

где L - характеристика балки на упругом основании, принятая в качестве параметра

$$L = \sqrt[4]{4 \frac{EI}{\bar{k}}}. \quad (10)$$

Тогда уравнение (9) принимает вид

$$\frac{d^4 y}{d\xi^4} + \frac{\bar{k}L^4}{EI} y = 0 \quad (11)$$

или

$$\frac{d^4 y}{d\xi^4} + 4y = 0. \quad (12)$$

Уравнение (6) по своему виду в точности совпадает с уравнением элементарной теории изгиба балки, лежащей на упругом основании (11). Отсюда следует, что при решении различных осесимметричных краевых задач по расчёту замкнутой круговой цилиндрической оболочки на радиальную нагрузку, зависящую только от координаты ξ , могут быть с успехом применены хорошо известные в литературе методы расчёта балок на упругом основании и, в частности, метод Крылова, известный в технической литературе под названием метода начальных параметров.

Сравнивая уравнение (11) с уравнением (6) устанавливаем зависимость между балочным параметром L и характеристикой оболочки β в виде

$$L = \frac{R}{\beta}. \quad (13)$$

Следовательно, для цилиндрической оболочки можно использовать расчётные уравнения балки на упругом основании, заменив изгибную жёсткость балки EI на цилиндрическую жёсткость D

$$D = \frac{E\delta^3}{12(1-\nu^2)}. \quad (14)$$

Представляя решения уравнения (12) в виде $y(\xi) = Ce^{n\xi}$, получим однородное уравнение вида

$$y(x) = C_1 e^{\xi} e^{\xi i} + C_2 e^{-\xi} e^{-\xi i} + C_3 e^{\xi} e^{-\xi i} + C_4 e^{-\xi} e^{\xi i}, \quad (15)$$

где C_1, C_2, C_3, C_4 - коэффициенты, получаемые при подстановке начальных условий в уравнение (15).

Решение однородного уравнения (11) также можно представить в виде функций Крылова, обладающих циклическими свойствами дифференцирования и интегрирования. Но, в соответствии с теорией балки на упругом основании [8], в случае, когда расстояние от нагрузки до конца балки больше $\frac{3}{2}\pi L$, внешняя нагрузка P не распространяется на всю балку, а условия нагружения концов балки не влияют на её напряжённо-деформированное состояние (полубесконечная балка). Для таких длинных балок удобно от функций Крылова перейти к затухающим функциям [8]. На достаточно большом расстоянии от места нагружения, то есть при больших значениях аргумента ξ , все силовые и деформационные факторы должны убывать и устремляться к нулю. Это значит, что в уравнении (15)

нужно учитывать только слагаемые, содержащие $e^{-\xi}$ (учитываются только корни большой степени, а корни малой степени отбрасываются), то есть

$$y(x) = AT(\xi) + BV(\xi), \quad (16)$$

где $T(\xi), V(\xi)$ - затухающие функции вида

$$T(\xi) = e^{-\xi} \cos \xi; \quad V(\xi) = e^{-\xi} \sin \xi.$$

Дифференцируя последовательно уравнение (16) получаем уравнения углов поворота, изгибающего момента и поперечной силы

$$\theta(x) = \frac{\beta}{R} (-AW(\xi) + BU(\xi)), \quad (17)$$

$$M(x) = \frac{2D\beta^2}{R^2} (AV(\xi) - BT(\xi)), \quad (18)$$

$$Q(x) = \frac{2D\beta^3}{R^3} (AU(\xi) + BW(\xi)), \quad (19)$$

где $W(\xi), U(\xi)$ - затухающие функции вида

$$W(\xi) = e^{-\xi} (\cos \xi + \sin \xi); \quad U(\xi) = e^{-\xi} (\cos \xi - \sin \xi).$$

Приняв начало координат в точке приложения силы, получаем, что угол поворота и поперечная сила соответственно равны $\theta_0 = 0, P_0 = -\frac{P}{2}$.

Подставляя начальные условия в уравнения (17) и (19), получаем

$$A = B = -\frac{PR^3}{2 \cdot 2 \cdot 2D\beta^3} = -\frac{PR^3}{8D\beta^3}.$$

Тогда уравнения (16), (17), (18) и (19) для определения прогибов, углов поворотов, изгибающих моментов и поперечных сил принимают вид

$$y(x) = -\frac{PR^3}{8D\beta^3} (T(\xi) + BV(\xi)) = -\frac{PR^3}{8D\beta^3} e^{-\xi} (\cos \xi - \sin \xi); \quad (20)$$

$$\theta(x) = \frac{\beta}{R} \frac{PR^3}{8D\beta^3} (W(\xi) - U(\xi)) = \frac{PR^2}{4D\beta^2} e^{-\xi} \sin \xi; \quad (21)$$

$$M(x) = \frac{2D\beta^2}{R^2} \left(\frac{PR^3}{8D\beta^3} (T(\xi) - V(\xi)) \right) = \frac{PR}{4\beta} e^{-\xi} (\cos \xi - \sin \xi); \quad (22)$$

$$Q(x) = -\frac{P}{4} (U(\xi) + W(\xi)) = -\frac{P}{2} e^{-\xi} \cos \xi. \quad (23)$$

Уравнения (20)-(23) описывают зависимость прогибов, углов поворотов, изгибающих моментов и поперечных сил по длине балки.

Для расчёта деформаций режущего инструмента, возникающих вследствие повторного взаимодействия фрезы и стружки, будут использованы уравнения изгибающих моментов (22) и поперечных сил (23).

Выводы.

1. На основе математического аппарата одного из разделов механики упругих деформированных систем - балки на упругом основании - разработано математическое обеспечение для определения силовых факторов (изгибающих моментов и поперечных сил), воздействующих на режущий инструмент при повторном взаимодействии фрезы с отделённой стружкой в процессе фрезерования Т-образных профильных пазов.

2. Значение и характер изменения указанных силовых факторов позволяют определить соответствующие деформации режущего инструмента и связанные с ними погрешности обработки.

Список литературы: 1. Нечепаяев В.Г. Эффективность применения устройств удаления стружки при фрезеровании закрытых профильных пазов / В.Г. Нечепаяев, А.Н. Гнисько // Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї-наука-виробництво: матеріали сьомої Всеукраїнської молодіжної науково-технічної конференції. Одеса: ОНПУ, 29-31 жовтня 2007 р. – Одеса, 2007. – С. 43-44. 2. Нечепаяев В.Г. Постановка задачи повышения точности обработки профильных пазов/ Нечепаяев В.Г., Гнисько А.Н., Мышов М.С.// Резание и инструмент в технологических системах: Междунар. науч.-техн. сб. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. – Вып. 79. – С.184-191. 3. Нечепаяев В.Г. Анализ повторного взаимодействия стальной стружки с инструментом при фрезеровании профильных пазов/ Нечепаяев В.Г., Гнисько А.Н., Мышов М.С.// Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сборник научных трудов. – Краматорск, вып. №28, 2011. – С. 32-38. 4. Бидерман В.Л. Механика тонкостенных конструкций. Статика. – М., Машиностроение, 1977. – 488 с. 5. Власов В. 3. Общая теория оболочек и ее приложения в технике. - М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1949. - 784 с. 6. Гольденвейзер А.Л. Теория упругих тонких оболочек. - М.: Наука, 1976. - 512 с. 7. Механіка пружних деформівних систем. Частина 1. Напружено-деформований стан стержнів: Навчальний посібник/ Ф.Л.Шевченко. – Донецьк: ДонНТУ, 2006. – 293 с. 8. Шевченко Ф.Л. Механіка пружних деформівних систем. Частина 2. Складний напружений стан: Навчальний посібник. – Донецьк: ДонНТУ, 2007. – 306 с.

ВЛИЯНИЕ ПОГРЕШНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РЕЗЬБЫ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ВИТКАМИ

Онищенко В.П., Хмиров Н.А. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Резьбовые соединения получили большое распространение в машиностроении. В современных машинах детали, имеющие резьбу, составляют свыше 60% от общего количества деталей. Целью работы является оценка влияния погрешности шага витков резьбы на распределение нагрузки между ними.

Задача о распределении общей нагрузки на болт между витками резьбы является достаточно сложной, статически неопределимой задачей. Распределение

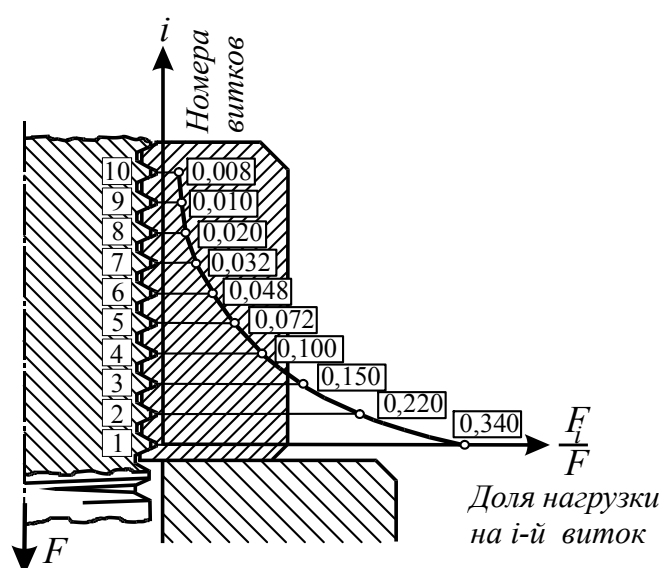


Рис. 1 Схема распределения нагрузки между витками резьбы по Н.Е. Жуковскому

осевой силы между витками резьбы было бы равномерным, если бы резьба была изготовлена абсолютно точно и податливость резьбы была бы значительно выше податливости стержня болта и тела гайки. Но эти условия не имеют места. Распределение нагрузки по виткам резьбы, в предположении, что погрешность по шагу резьбы равна нулю, было установлено Н.Е. Жуковским [1]. Согласно этому решению первый виток* является наиболее нагруженным, на него приходится 34% полной силы, действующей на винт, а на последний, десятый виток приходится менее 1% полной нагрузки. Схема распределения нагрузки между витками резьбы по Н.Е. Жуковскому представлена на рис. 1.

Уравнение этого распределения имеет вид

$$F_i = F(0,0001i^4 - 0,0036i^3 + 0,0391i^2 - 0,2107i + 0,5142), \quad (1)$$

где i - порядковый номер витка.

На основе теории Н.Е. Жуковского сделан важный практический вывод о нецелесообразности применения гаек с большим количеством (более 10) витков. Стандартные крепежные гайки обычно имеют 5-6 витков.

На практике при изготовлении резьб всегда имеет место погрешность по шагу, влияние которой на распределение нагрузки между витками обычно не учитывается. Для оценки степени влияния погрешности по шагу на максимальное значение неравномерности распределение нагрузки между витками резьбы было проведено соответствующее исследование. В ка-

* Жуковский Н.Е. рассматривал гайку с десятью витками

честве объекта исследования была принята резьба с параметрами, представленными в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные для исследования распределения нагрузки по виткам метрической резьбы

Параметр резьбы	Болт, мм	Гайка, мм
Номинальный диаметр	M20	
Шаг	$P = 2,5$	
Наружный диаметр	$d = 20$	$D = 20$
Средний диаметр	$d_2 = 18,376$	$D_2 = 18,376$
Внутренний диаметр	$d_1 = 17,294$	$D_1 = 17,294$
Размер под ключ	30	
Высота головки болта	12,5	-
Высота гайки	-	25

Анализ влияния погрешности по шагу на распределение нагрузки по виткам резьбы производился при помощи метода конечных элементов [2].

Метод конечных элементов (МКЭ) широко используется для решения задач механики деформируемого твёрдого тела. Задачи решаются с применением численных методов решения дифференциальных уравнений в частных производных, а также интегральных уравнений, используемых при решении задач прикладной физики. Прежде всего, создается 3D-модель рассчитываемого объекта и производится его разбивка на большое число элементов конечного размера. С уменьшением максимального размера элементов увеличивается число узлов и неизвестных узловых параметров. Вместе с этим повышается возможность более точно удовлетворить условиям задачи и тем самым приблизиться к искомому решению. Взаимодействие конечных элементов осуществляется через их узлы по определенным законам, причем законы, описывающие эти уравнения, разные для разных типов конечных элементов. С учетом выбранного типа конечного элемента формируется матрица жесткости. В конечном итоге, матрица жесткости сводится к системам алгебраических уравнений. Эти уравнения дополняются законами, описывающих внешние силы, а также заданными ограничениями на перемещение отдельных частей конструкции (опоры).

Для решения поставленной задачи использовался метод конечных элементов, реализованный в модуле APM Studio комплекса CAD/CAE системы APM WinMachine*.

Исследуемая 3D-модель состоит из двух объектов – болта и накрученной на него гайки. Для того чтобы визуализировать распределение напряжений, действующих в витках резьбы, модель разрезалась осевой плоскостью (рис. 2). Материалы гайки и винта приняты одинаковыми.

* <http://www.apm.ru/rus/machinebuilding/>

Гайка в сборке закреплялась по двум схемам

- по основаниям витков гайки - «жесткая гайка» по Жуковскому (рис. 3а);
- по торцевой поверхности гайки (рис. 3б).

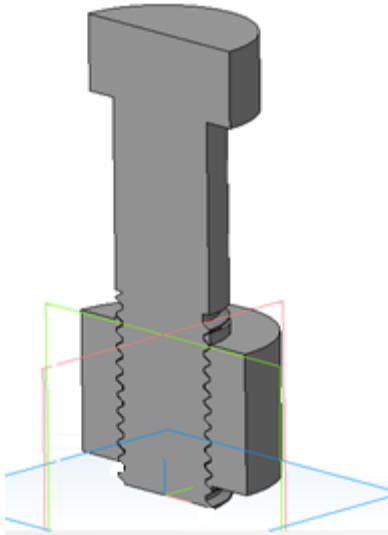


Рис. 2 – 3D-модель- исследуемого объекта

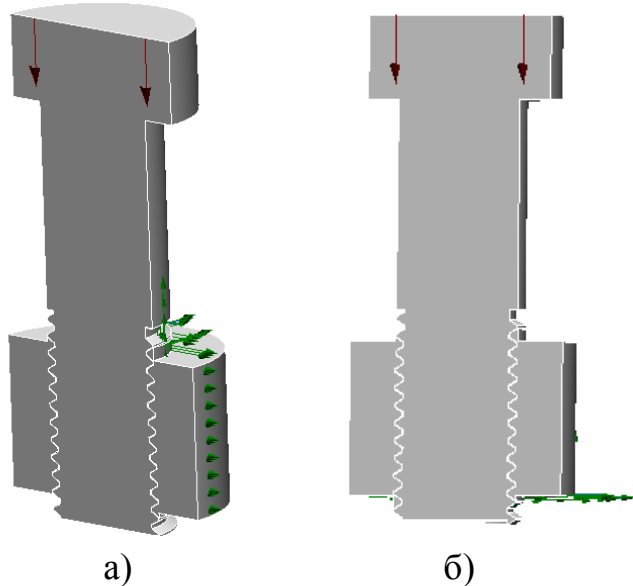


Рис. 3 - Схемы закрепления и схема нагружения модели исследуемого объекта

Осевая нагрузка интенсивностью 2000 Н/мм прикладывалась к головке болта по окружности среднего диаметра резьбы (рис. 3).

Объемная 3D-модель разбивалась на конечные элементы с шагом разбивки 2мм и максимальным коэффициентом сгущения 3. В итоге объекты исследования насчитывали 38881 конечных элементов. Пример разбивки 3D-модели на конечно-элементную сетку представлен на рис. 4.

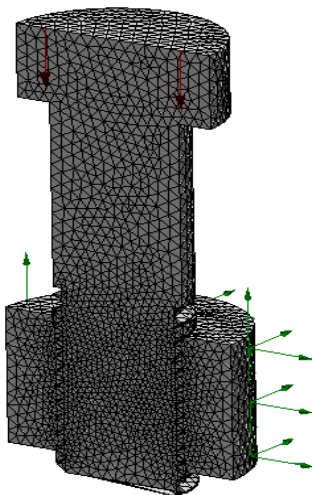


Рис. 4 - 3D-модель, разбитая на конечно элементную сетку

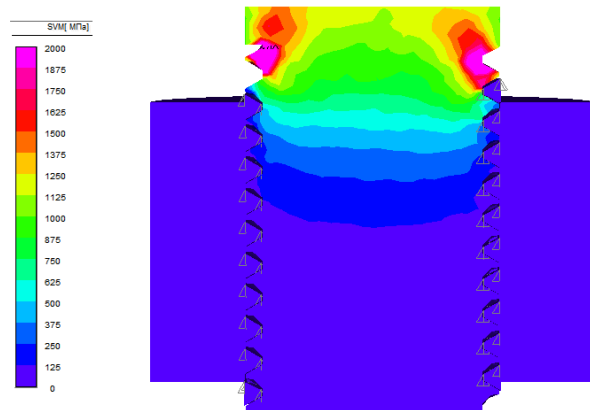


Рис. 5 - Распределение нагрузки по виткам резьбы по схеме Н.Е. Жуковского (погрешность шага равна нулю)

Для оценки адекватности принятой реализации метода конечных элементов модель была нагружена в соответствии с расчетной моделью Н.Е. Жуковского при погрешности шага резьбы, равной нулю (рис. 5).

При применении метода конечных элементов для определения силы, действующей на виток, было принято допущение, что напряжения в витках распределены по центральным окружностям равномерно. Тогда можно считать, что относительная нагрузка, на i -й виток будет пропорциональна отношению напряжения в витке к сумме напряжений по всем виткам

$$\frac{F_i}{F} = \frac{\sigma_i}{\sum \sigma_i} \quad (2)$$

В случае разных значений напряжений по длине витка в качестве σ_i принималось среднее значение действующих напряжений.

Влияние погрешности изготовления резьбы по шагу определялось следующим образом. Было принято допущение, резьба винта выполнена с погрешностью по шагу, а резьба гайки выполнена идеально точно. Распределение погрешности принято соответствующим нормальному закону с максимальным значением 0,5 мм. Было проанализировано несколько вариантов расположения максимального значения погрешности: максимум на первом витке, максимум на последнем витке, максимум на пятом витке и минимум на пятом витке. Пример результата исследования резьбового соединения представлен на рис. 6.

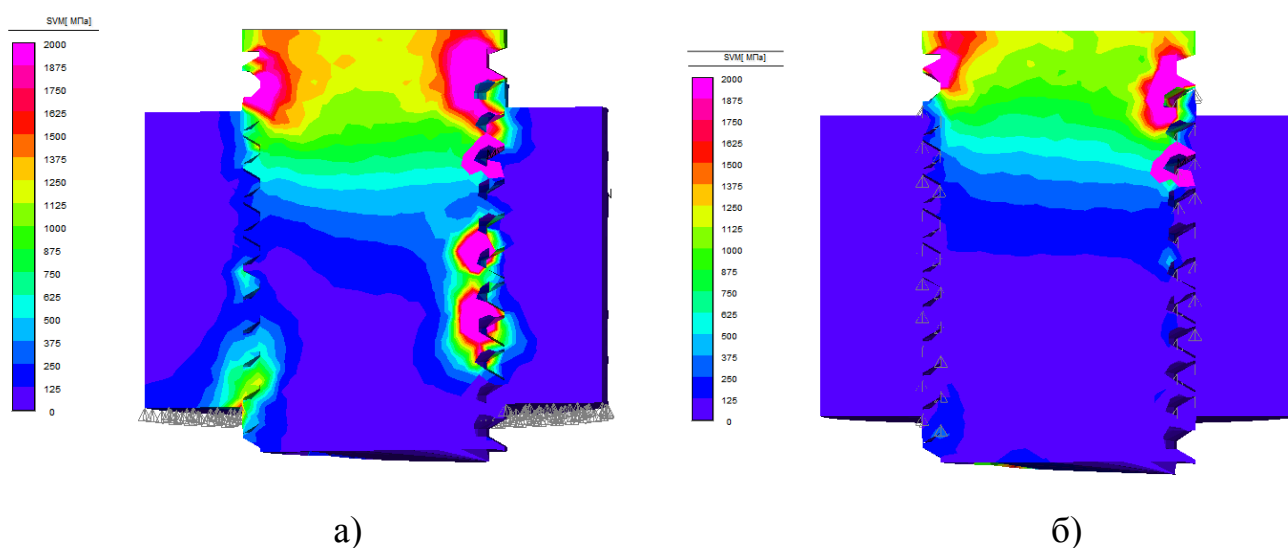


Рис. 6 – Распределение напряжений по виткам резьбы по методу конечных элементов с учетом погрешности по шагу резьбы:

а) – схема закрепления гайки по рис. 3а;

б) схема закрепления гайки по рис. 3б

Результаты обработки проведенных исследований представлены на рис.7.

Кривые 1 и 2 на рис. 7 расположены довольно близко друг от друга, следовательно, можно сделать вывод, что результаты определения распределения нагрузки по виткам резьбы, найденное методом конечных элементов, практически полностью совпадают с результатами теории Жуковского Н.Е.

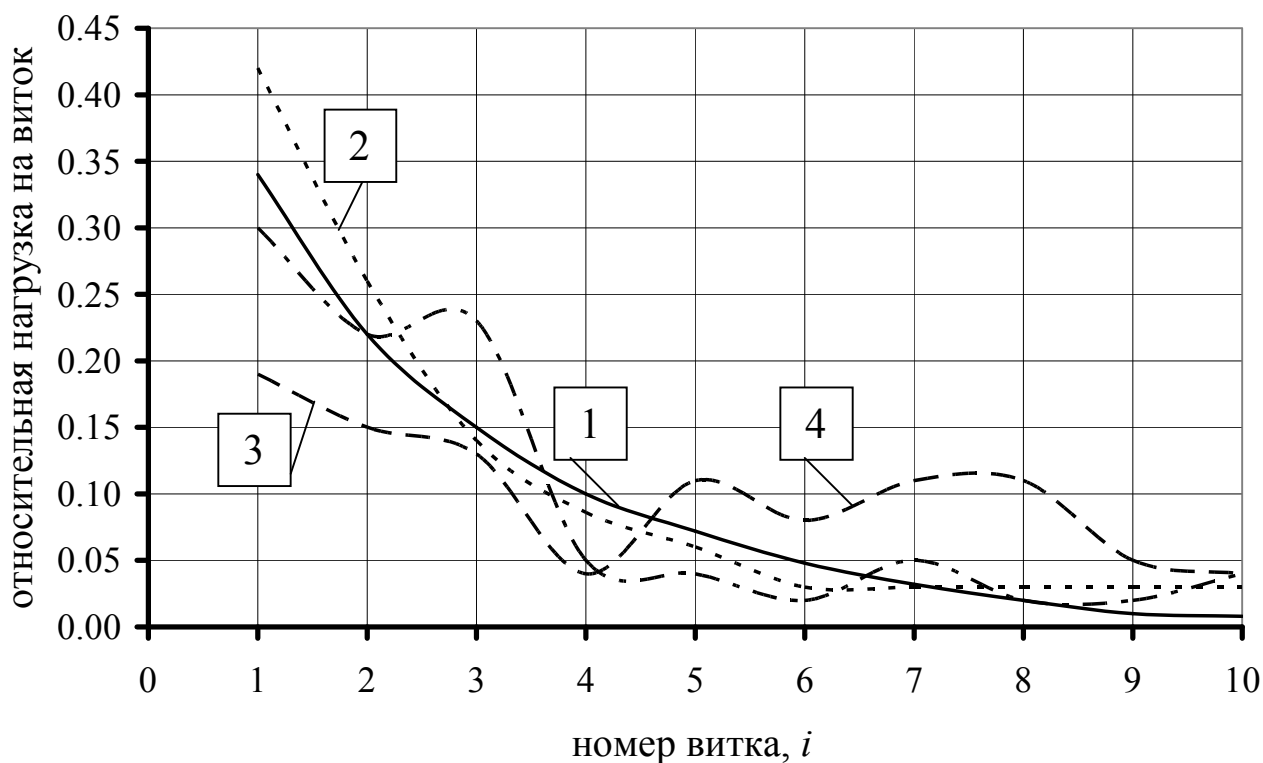


Рис. 7 – Распределение нагрузки между витками резьбы по результатам теоретического эксперимента: 1 - теория Жуковского Н.Е.; 2 – МКЭ, модель Жуковского Н.Е.; 3 – МКЭ схема закрепления гайки по рис. 3а с учетом погрешности по шагу резьбы; 4 - МКЭ схема закрепления гайки по рис. 3б с учетом погрешности по шагу резьбы

Выводы.

1. Метод конечных элементов является надежным инструментом для исследования напряженного состояния в витках резьбы.
2. Модель резьбы Н.Е. Жуковского является упрощенной, так как не учитывает деформацию болта и тела гайки. Учет этих факторов в методе конечных элементов показывает, что неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы снижается с 34% до 19%.
3. Погрешность по шагу резьбы не меняет общий характер распределения нагрузки по виткам резьбы, но влияет на положение наиболее нагруженного витка, который располагается в зоне максимальной (минимальной) погрешности резьбы.

Список литературы: 1. Жуковский, Н.Е. Распределение давлений на нарезках винта и гайки / Н.Е. Жуковский // Полное собрание сочинений. – М. : ОНТИ, 1937. – Т. VIII. – С. 48–54. 2. Метод конечных элементов/ И.М. Бузун, А.С. Гордецкий, В.Г. Пискунов, Ю.Н. Толокнов. под ред.. П.М. Варвака К. Вища Школа. 1981 173с.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА APM WinMachine*

Пархоменко В.Г., Голдобин В.А., Яценко А.В.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Кулачковый механизм - это механизм, в состав которого входит кулачок, то есть звено, рабочая поверхность которого имеет переменную кривизну. Широко применяется в двигателях внутреннего сгорания, текстильных машинах, автоматах разного назначения, в приборах.

Проектирование кулачкового механизма предполагает не только решение конкретных инженерных расчетных задач, но и анализ полученных данных. В данной работе представлена последовательность проектирования кулачкового механизма с использованием модуля APM Cam программного комплекса APM WinMachine, который позволяет выполнить все необходимые расчеты и построения с минимальными потерями времени и с высокой степенью точности.

При проектировании кулачкового механизма исходными данными являются:

- принципиальная схема механизма, которая определяется его назначением. В данной работе – это кулачковый механизм, в котором осуществляется преобразование вращательного движения кулачка 1 в возвратно-вращательное движение толкателя 2 (коромысла) (рис.1).

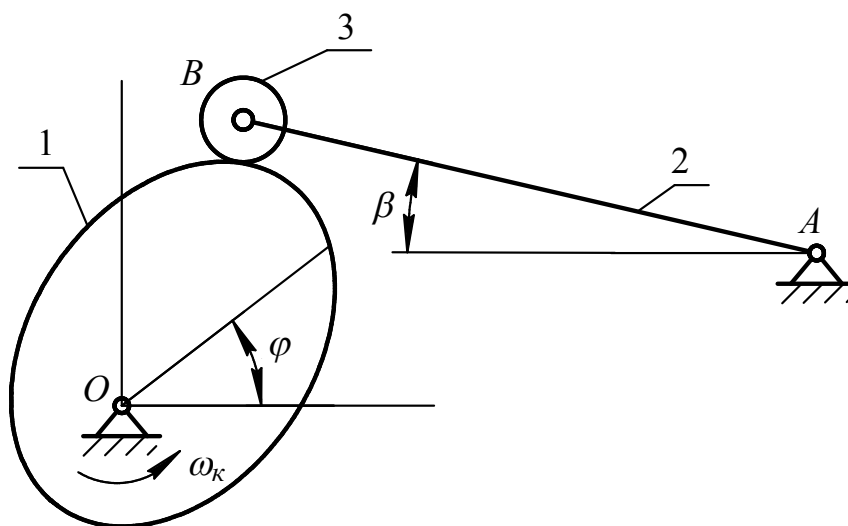


Рисунок 1 - Схема кулачкового механизма

* <http://www.apm.ru/rus/machinebuilding/>

- фазовые углы поворота кулачка, соответствующие удалению - φ_y , дальнему стоянию - φ_∂ , возвращению - φ_ϵ и ближнему стоянию толкателя - φ_δ . Значения указанных углов определяются условиями технологического процесса, осуществляемого с применением проектируемого кулачкового механизма. Цикл движения толкателя соответствует времени одного оборота кулачка, т.е.

$$\varphi_y + \varphi_\partial + \varphi_\epsilon + \varphi_\delta = 360^\circ$$

Проектирование кулачкового механизма с использованием программного комплекса АРМ WinMachine рассматривается на примере расчёта кулачкового механизма со следующими данными:

$\beta_{\max} = 25^\circ$ - максимальный угол поворота толкателя;

$l_{AB} = 100 \text{ мм}$ - длина толкателя;

$l_{OA} = 200 \text{ мм}$ - межцентровое расстояние (между точками A и O);

$\alpha_{\max} = 40^\circ$ - максимальный угол давления;

$\varphi_y = 80^\circ$, $\varphi_\partial = 15^\circ$, $\varphi_\epsilon = 65^\circ$ - значения фазовых углов.

Выбирается закон движения толкателя в виде одной из функций: либо зависимость углового перемещения толкателя в виде $\beta = \beta(\varphi)$, либо аналога угловой скорости $\frac{d\beta}{d\varphi}$, либо аналога углового ускорения $\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}$ в функции угла поворота кулачка. Чаще всего задаётся последний закон - зависимость аналога углового ускорения $\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}$ в функции угла поворота кулачка.

В примере принят косинусоидальный закон изменения этого параметра.

Далее используется следующий порядок работы с модулем АРМ Cam.

- Выбор типа кулачкового механизма (с роликом и силовым замыканием (см. окно программы, рис. 2).

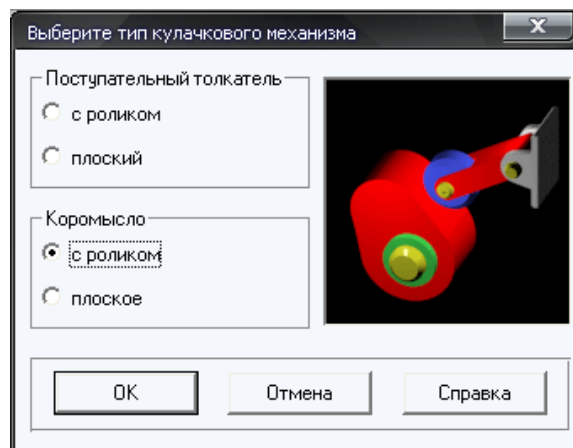


Рисунок 2 – Выбор типа кулачкового механизма

- Вводятся геометрические данные (см. окно программы, рис. 3).
- Вводятся физические данные (см. окно программы, рис. 4).

Равенство коэффициента запаса единице предполагает, что угол давления не превысит значения 40 градусов, величина допустимого контактного напряжения принята равной 800 МПа.

Геометрические данные для кулачка с роликовым коромыслом

Радиус ролика, мм: 10

Расстояние до центра, мм: 200

Длина коромысла, мм: 100

Толщина кулачка, мм: 10

Направление вращения:
☒ Против час. стрелки
☐ По час. стрелке

OK Отмена Больше... Справка

Рисунок 3 – Ввод геометрических данных

Физические данные для кулачка с роликовым коромысл...

Момент сопротивления, Н*мм: 200

Допустимое напряжение, МПа: 800

Модуль упругости кулачка, МПа: 200000

Модуль упругости наконечника, МПа: 200000

Коэффициент трения в высшей паре: 1.e-002

Коэффициент запаса для угла давления: 1

OK Отмена Справка

Рисунок 4 – Пример ввода физических данных

Задаётся закон движения в виде графика функции аналога углового ускорения $\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}$ в функции угла поворота кулачка (график строится по табличным значениям, которые в данной работе не приводятся). Ввод закона движения является последним этапом подготовки к получению результатов расчёта.

Ввод в программу закона движения кулачка является заключительным этапом подготовки к расчету.

Исходя из заданного закона движения с учётом максимально допустимой величины угла давления, модуль АРМСам автоматически выбирает профиль кулачка толкателя, диаметр (минимальный радиус центрального профиля кулачка), толщину и радиус толкателя – из ограничений по наибольшим напряжениям в контакте.

В качестве результатов работы модуля можно:

- просмотреть работу кулачкового механизма, используя при этом анимационные возможности программы (рис. 5);

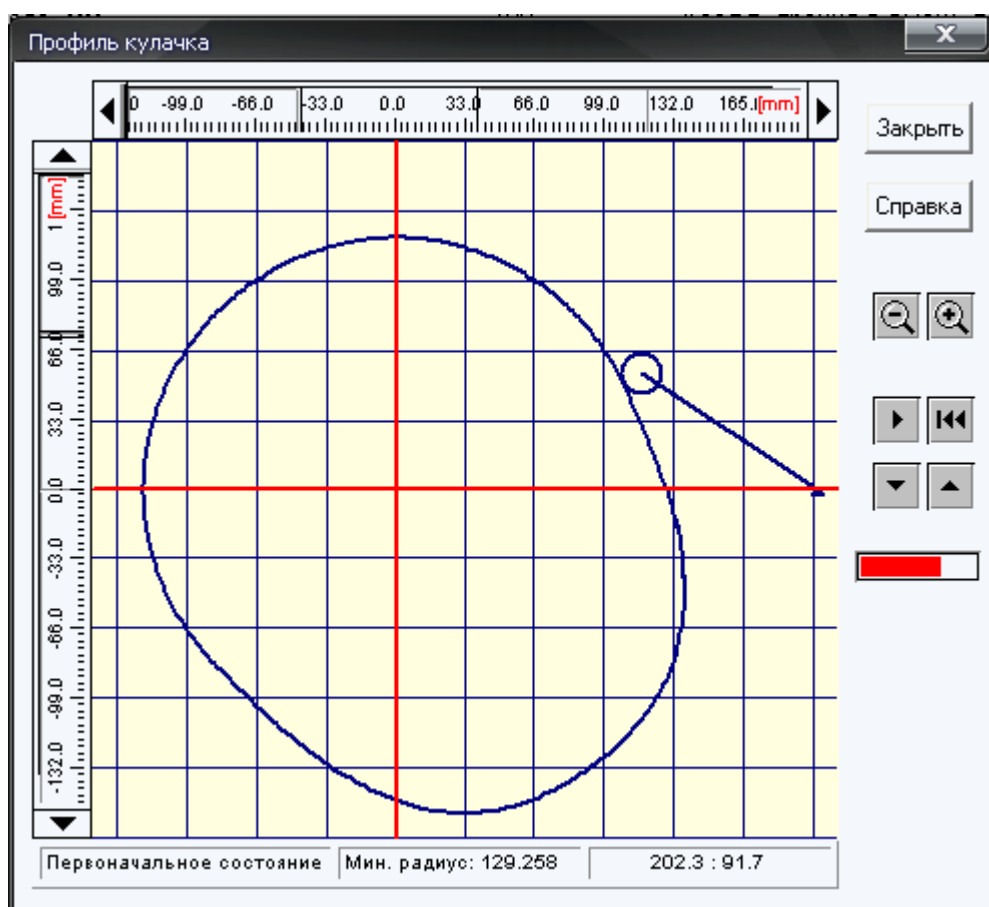


Рисунок 5 – Окно для анимационного просмотра работы механизма

- получить декартовы и полярные координаты внутренней огибающей и внешней огибающей (для геометрического замыкания кулачкового механизма), а также реального (действительного) профиля кулачка (таблицы значений в работе не приводятся);

- просмотреть график изменения угла давления в зависимости от угла поворота кулачка (рис.6), а также получить таблицу значений углов давления за цикл работы механизма;

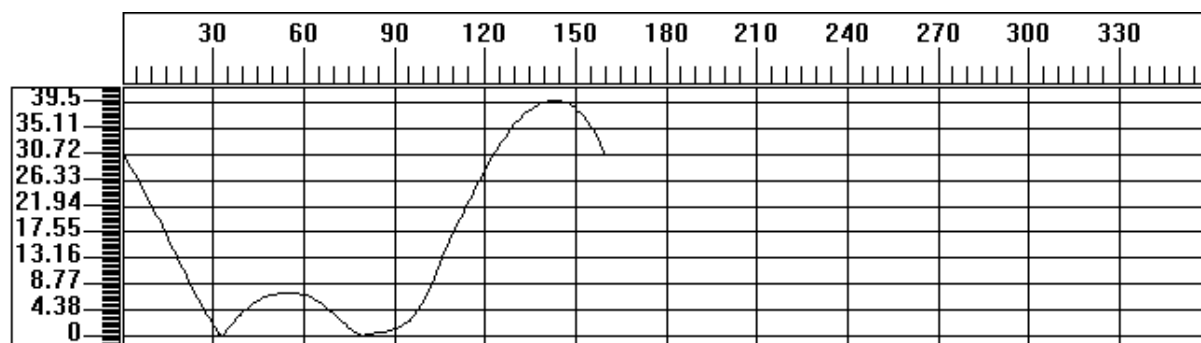


Рисунок 6 – График изменения угла давления (X: град; Y: град)

- построить действительный профиль кулачка (рис. 7) и рабочий чертеж кулачка, выполненный с учётом стандартных требований;

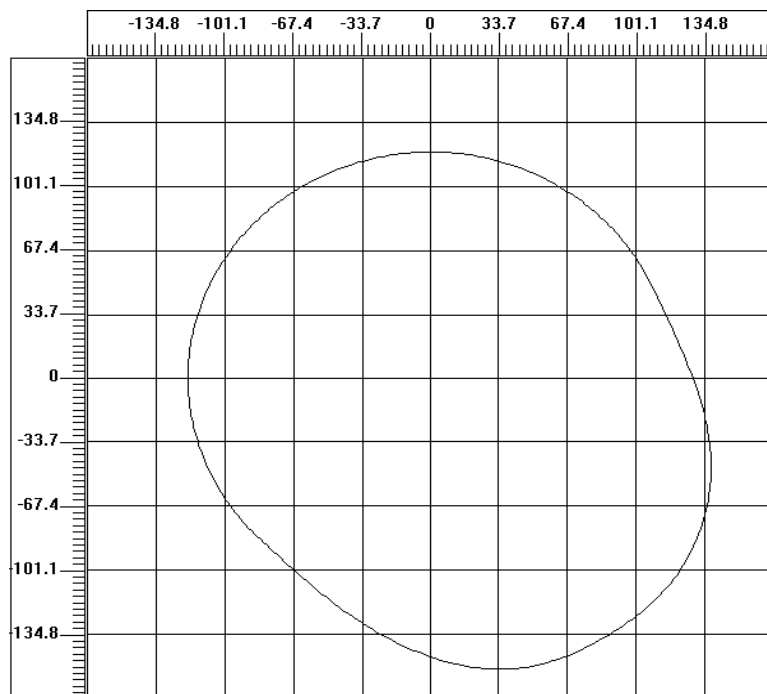


Рисунок 7 – Действительный профиль кулачка

- просмотреть графики углового перемещения, аналога угловой скорости и аналога углового ускорения толкателя (рис.8-10).

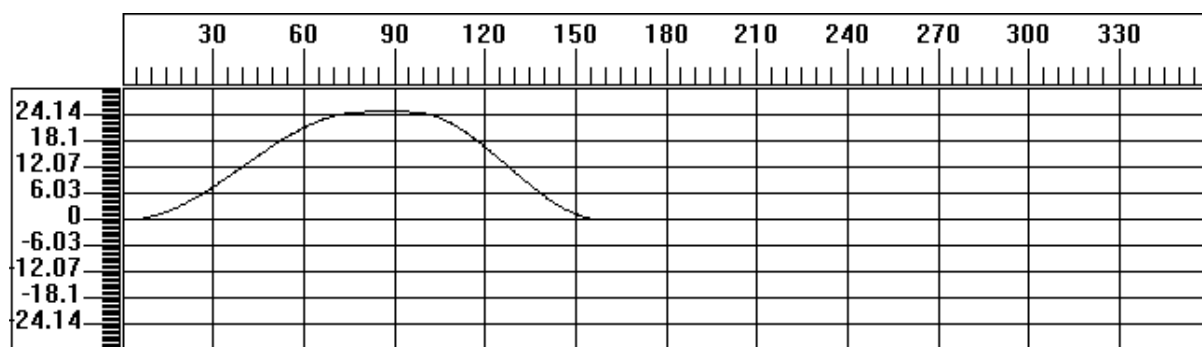


Рисунок 8 – График углового перемещения (X: град; Y: град)

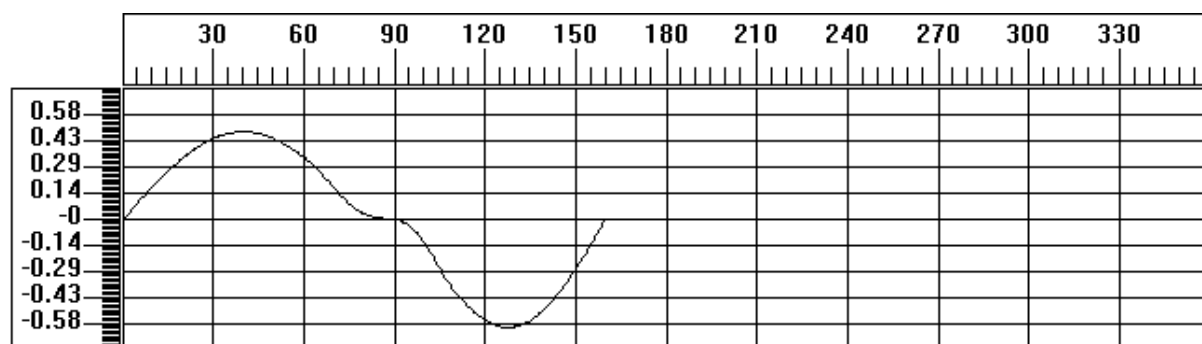


Рисунок 9 – График аналога угловой скорости (X: град; Y: град/град:)

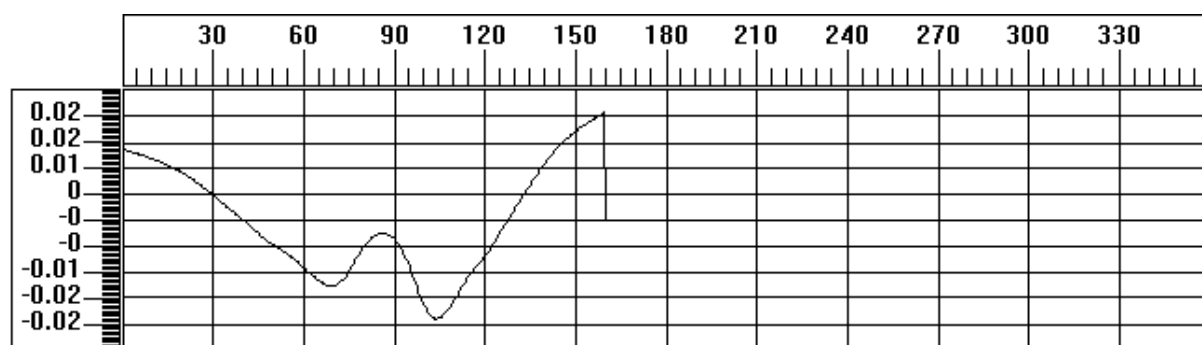


Рисунок 10 – График аналога углового ускорения (X: град; Y: град/град²)

Выводы: представленный метод проектирования кулачкового механизма с использованием модуля АРМ Сам позволяет с высокой степенью точности и с минимальными затратами времени получить результаты расчёта и графическую часть проектирования (построенный действительный профиль кулачка, приведённые таблицы координат действительного профиля кулачка, график изменения угла давления, графики законов движения толкателя, рабочий чертёж кулачка).

Использование результатов данной работы в курсовом проектировании по теории механизмов и машин будет способствовать повышению точности и существенной экономии времени при проектировании кулачкового механизма.

ПОСТРОЕНИЕ РЕГРЕССИОННЫХ МОДЕЛЕЙ УПРУГОЙ ДЕФОРМАЦИИ ВАЛКОВОГО УЗЛА

Поваляев В.Д., Петраков А.Е. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Задача управления работой машинного агрегата от УВМ требует наличия адекватной математической модели технологического процесса выполняемого на данном машинном агрегате. В настоящей работе ставится задача разработки оптимальной по критерию плоскостности полосы режимов обжатий, которые определяются соотношением формы активной образующей рабочих валков с учетом многообразия влияющих факторов и формы поперечной разнотолщинности прокатываемой полосы.

Эту информацию можно получить путем расчета на жесткость валкового узла клетки, основываясь на известных положениях теории упругости, сопротивления материалов и теории обработки металлов давлением (физическая модель), либо путем построения регрессионных моделей, полученных на основании статистической обработки экспериментальных данных.

Первый тип моделей менее пригоден для использования в УВМ ввиду того, что они занимают большой объем оперативной памяти и имеют большое время счета, что не позволяет их использование в реальном масштабе времени.

В этом плане более предпочтительны регрессионные модели, однако, и они имеют ряд существенных недостатков:

- 1) применение их ограничено рамками стана, для которого она разработана.
- 2) низкая точность модели, определяемая точностью используемых датчиков.
- 3) недостаточно полное оснащение валкового узла промышленного стана требуемыми для построения модели датчиками.
- 4) трудоемкость проведения эксперимента с охватом всего многообразия возможных технологических ситуаций.
- 5) невозможность разработки моделей для вновь проектируемых станков.

С учетом сказанного, поставленная задача решается путем разработки регрессионных моделей на основе исходных данных, полученных на математической модели валкового узла (физическая модель), с последующей ее проверкой и адаптацией на действующем стане.

С учетом имеющейся информации о факторах, влияющих на форму активной образующей рабочих валков [1], принято решение установить регрессионную взаимосвязь между следующими параметрами (факторами): сила прокатки (P), относительная ширина полосы (B/L), сила проти-

воизгиба рабочих валков (Q_p), суммарная рабочая профилировка валков (Δ), скосы на краях бочки опорных валков (C_e), разность прогиба рабочих валков на ширине полосы (Δy). В качестве функции отклика, в зависимости от предполагаемого места использования модели, принималась сила противоизгиба рабочих валков, разность прогиба рабочих валков на ширине полосы.

С целью определения степени и характера взаимовлияния переменных, был проведен однофакторный анализ варьируемых параметров с фиксацией остальных на среднем уровне. Установлено, что влияние независимых переменных на функцию отклика в пределах факторного поля носит линейный ($P, \Delta, B/L, \Delta y$) или близкий к линейному (C_e) характер.

С учетом сказанного и с целью уменьшения объема вычислительной работы, проведено планирование эксперимента с варьированием независимых переменных на двух уровнях ($2^5 = 32$ опыта).

Функцию отклика строили в виде полинома

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^m b_i x_i + \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^m b_{ij} x_i x_j, \quad (1)$$

где b_0, b_i, b_{ij} - неизвестные коэффициенты полинома,

m – количество независимых переменных;

$x_{i,j}$ – независимые переменные.

Построение полиномов и их статистическую обработку провели с использованием библиотеки стандартных программ. Как показал последующий анализ, полученные таким образом модели имели низкую точность расчета функции отклика даже в точках аппроксимации – отклонение в некоторых точках превышало 20%.

Анализ причин низкой точности моделей показал, что в этом случае имеет место некоторые неточности с использованием методов математической статистики для оценки качества полученной модели: отсутствие параллельных опытов не позволяет дать оценку дисперсии ошибок наблюдений, проверить адекватность модели и оценить значимость коэффициентов регрессии.

Учитывая сказанное, принято решение в основу оценки качества полинома положить величину относительного отклонения функции отклика (y_{ip}) от «экспериментальных» данных ($y_{iэ}$) во всех точках плана

$$\Delta y_i = \frac{y_{iэ} - \bar{y}_{ip}}{y_{iэ}} \leq \varepsilon, \quad (2)$$

«Экспериментальные» данные получены в результате расчета на математической модели [2].

Построение полинома проводили методом включения (пошагового поиска) начиная с линейной модели (первые два члена в уравнении (1)).

Если величина отклонения (2) для построенного полинома даже в одной точке плана эксперимента превышает заданную точность ($\varepsilon = 10\%$), то этот полином считается неадекватным, дополняется взаимодействием факторов или степенным членом (в зависимости от достигнутой структуры) и построение полинома повторяется.

Так как в математическом обеспечении ПЭВМ подобных программ нет, была разработана специальная программа, работающая по сформулированному принципу.

Исходные данные представляются в виде матрицы размерности $(N \cdot m + 2)$

$$A_{исх} = \sum_{j=1}^N \sum_{i=2}^{m+1} 1, x_{i,j}, y_j \quad . \quad (3)$$

На основании метода наименьших квадратов минимума средне – квадратичной разности экспериментальных и рассчитанных по полиному функций отклика, формируется расширенная матрица плана, начиная с линейной ($k = m$)

$$A_{j,T} = \sum_{j=1}^N \sum_{T=1}^{k+1} \sum_{I=1}^k x_{j,i} \cdot x_{T,i} , \quad (4)$$

где k – число членов полинома

$$k = m + c_m^z + 1 , \quad (5)$$

здесь c_m^z - число сочетаний из m по $z=2 \div m$.

Неизвестные коэффициенты полинома определяем методом Гаусса [3] с использованием матрицы (3).

Определив коэффициенты, производят расчет по полученному полиному во всех точках плана, и определяют абсолютную и относительную разность функции отклика в точках плана (2). Если отклонение в одной точке превышает заданную точность (ε), полином дополняется новым членом и расчет повторяется.

С использованием разработанной программы построены модели поперечной разнотолщинности полосы и силы противоизгиба рабочих валков для стана 2000 ЧерМК, силы противоизгиба для проектировавшегося стана 3600 ЗСМК (Россия), и относительной величины силы прижима ролика для стана 5000 КрМК (Россия).

Для удобства использования в УВМ, коэффициенты полиномов сгруппированы по признаку частоты их пересчета в процессе выполнения технологического процесса

$$Q = k \cdot A_1 \cdot P + B_1, \quad (6)$$

где k – корректировочный коэффициент;

A_1 – коэффициент, зависящий от силы прокатки P ;

B_1 – коэффициент, зависящий от геометрических размеров прокатываемой полосы (Δy) и геометрических размеров валкового узла.

В таком виде полином предназначен для корректировки силы противоизгиба от УВМ в период прокатки одной полосы.

В случае использования полинома в модели оптимизации процесса прокатки от УВМ исходя из критерия обеспечения плоскостности полосы, по описанной методике разработан применительно к условиям стана 2000 ЧерМК полином зависимости разности прогиба рабочих валков на ширине полосы (Δy) в функции выше перечисленных параметров и силы противоизгиба (Q) рабочих валков [4]

$$\Delta y = b_0 + P \cdot (k_5 + Q \cdot k_6) + k_2, \quad (7)$$

где k_5 – коэффициенты полинома содержащие фактор P (Q),

k_6 – коэффициенты полинома, содержащие факторы Q (P),

k_2 – остальные члены полинома,

b_0 – свободный член.

Как показал сравнительный анализ, среднеквадратичное отклонение результатов расчета по разработанным регрессионным моделям по сравнению с «физической» не превышает 6,1%, а максимальное – 9,3%.

Выводы. 1. Разработана методика и создана программа построения регрессионных моделей по рассчитанным на «физической» модели исходным данным. 2. С использованием разработанной программы построены регрессионные модели поперечной разнотолщинности прокатываемой полосы и силы противоизгиба рабочих валков для действующего стана 2000 ЧерМК, и вновь проектируемых станов 3600 ЗСМК и 5000 КрМК (Россия). Среднеквадратичное отклонение результатов расчета по разработанным регрессионным моделям по сравнению с «физической» не превышает 6,1%, а максимальное – 9,3%.

Список литературы. 1. Клименко В.М., Горелик В.С., Поваляев В.Д. и др. Точность листов при контролируемой прокатке // Производство толстолистовой стали. – М.: Металлургия. – 1977. - №2. – С. 74 – 78. 2. Клименко В.М., Поваляев В.Д., Горелик В.С. Математическая модель станов кварто с

силовым профилированием рабочих и опорных валков.// Известия вузов. Черная металлургия 1976.- №12.- С.77-80. 3. Демидович Б.П., Марон И.А. Основы вычислительной математики. М.: Наука.- 1970.-662 с. 4. Поваляев В.Д. Управление плоскостностью полос на прокатных станах в автоматическом режиме от УВМ. // Производство проката.- 1998.-№ 11-12. С.42-45.

РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ В ПОДШИПНИКЕ

Савенков В. Н., Гринь А. П., Дякина А. М.

(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Потеря энергии в подшипнике качения вызывается деформацией тел качения и колец в зоне их контакта. Обычно эти потери выражаются коэффициентом трения качения, который определяется экспериментально. С развитием численных методов решения контактных задач появляется возможность определения коэффициента трения качения расчетным путем.

В данной работе методом конечных элементов (МКЭ) решается контактная задача при качении шарика в шарикоподшипнике по беговым дорожкам колец. В результате вычисляется коэффициент трения качения в подшипнике. Конструкция подшипника приведена на рис. 1.

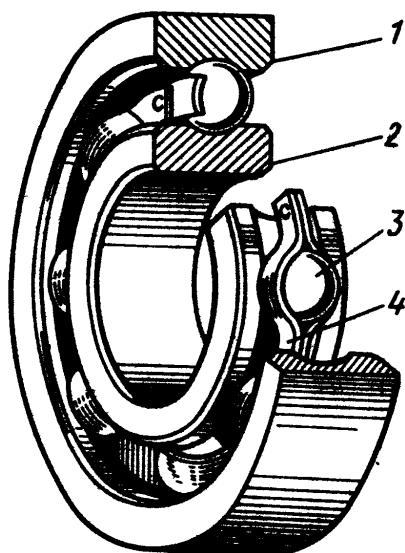


Рисунок 1 – Шариковый подшипник: 1 – наружное кольцо; 2 – внутреннее кольцо; 3 – шарик; 4 – сепаратор

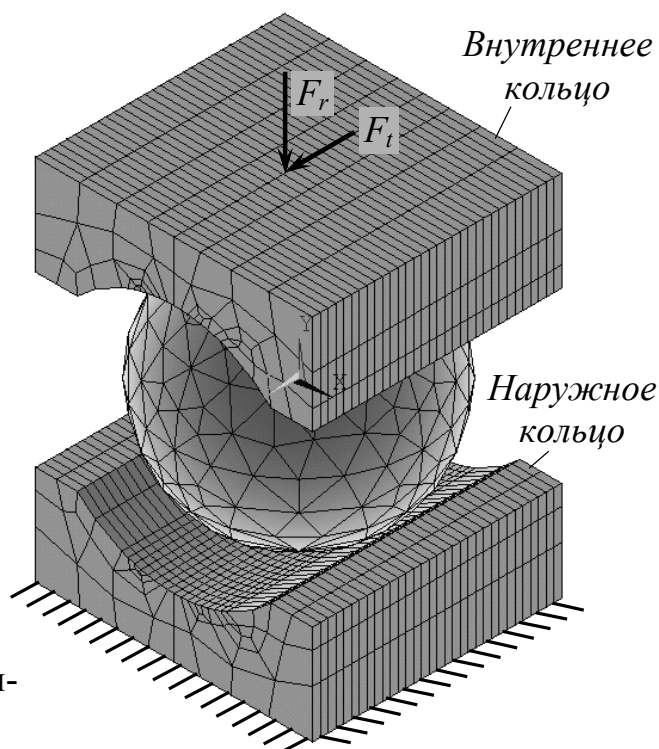


Рисунок 2 – Расчетная модель подшипника качения

Расчетная модель части подшипника в районе наиболее нагруженного шарика приведена на рис. 2.

Шарик и кольца подшипника разбиваются на объемные конечные элементы. Поверхности контакта шариков покрываются целевыми элементами, а поверхности беговых дорожек – контактными элементами.

Решается контактная задача при нагружении подшипника радиальной нагрузкой F_r и вращающим моментом, преодолевающим трение качения. Вращающий момент создается касательным усилием F_t , распределенным по узлам элементов на внутренней поверхности внутреннего кольца.

Сопротивление качению шариков по беговым дорожкам колец определяется в момент начала относительного движения колец.

На рис. 3 приведена деформированная поверхность дорожки наружного кольца при качении. Деформации на рисунке показаны в увеличенном масштабе. Упругая вмятина на дорожке не симметрична в сечении $a - b$. Такой вид деформированной поверхности соответствует перекатыванию шарика по наружному кольцу справа налево, то есть от точки b к точке a .

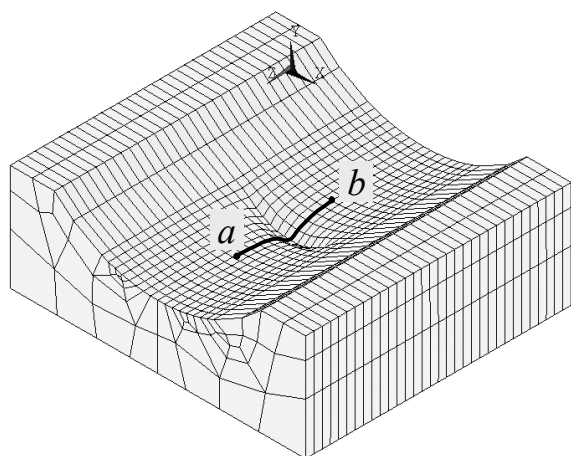


Рисунок 3 – Деформированная поверхность беговой дорожки наружного кольца

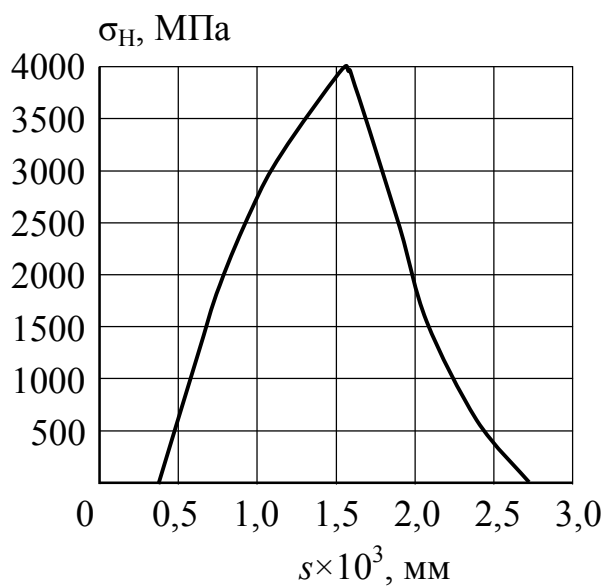


Рисунок 4 – Эпюра контактных напряжений

На рис. 4 приведена эпюра контактных напряжений по линии $a - b$ (см. рис. 3). Передний фронт кривой (левая ветвь) явно круче, чем задний фронт. Это также соответствует физической картине деформации наружного кольца при движении шарика справа налево.

Коэффициент трения качения шарика по беговым дорожкам определяется из уравнения равновесия шарика. Схема сил, действующих на шарик при его качении, приведена на рис. 5.

Уравнение равновесия шарика $F_t D_w = k F_r$, откуда

$$k = F_t D_w / F_r, \quad (1)$$

где k – коэффициент трения качения; D_w – диаметр шарика.

Величина касательного усилия F_t определяется в момент страгивания шарика с места, то есть в момент начала его движения с постоянной скоростью.

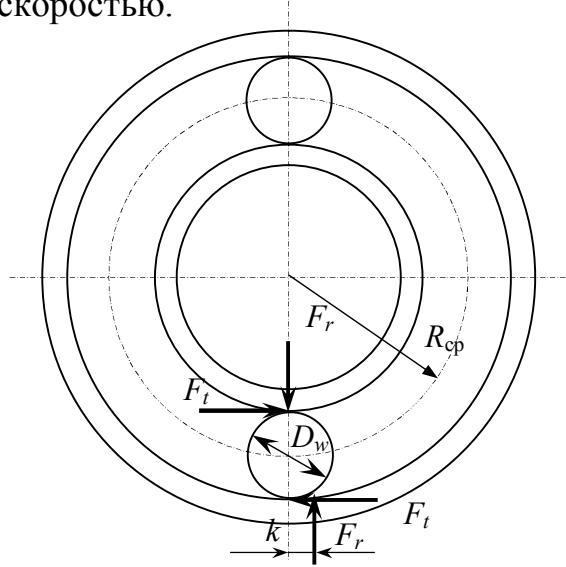


Рисунок 5 – Схема сил, действующих на шарик при качении

Расчеты показывают, что величина коэффициента k зависит от радиальной нагрузки (в отличие от коэффициента трения скольжения). Это объясняется тем, что коэффициент трения скольжения является относительной величиной (безразмерной), а коэффициент трения качения – величина абсолютная, измеряемая в единицах длины.

Для примера рассмотрен шарикоподшипник № 310. Диаметр шариков в подшипнике $D_w = 19,05$ мм. При радиальной нагрузке на шарик $F_r = 20$ кН зафиксирована окружающая сила, вызывающая качение, $F_t = 0,0005 \cdot F_r = 0,0005 \cdot 20 = 0,01$ кН.

При этих значениях величин, входящих в формулу (1), коэффициент трения качения $k = 0,01 \cdot 19,05 / 20 = 0,0095$ мм.

По коэффициенту трения качения шарика определяется коэффициент трения скольжения, приведенный к среднему диаметру подшипника.

Момент сопротивления качения шарика $T = F_t D_w = k F_r$.

Приведенный момент трения скольжения подшипника

$$T = F_r \cdot f \cdot R_{cp} = k F_r.$$

Приведенный коэффициент трения скольжения

$$f = \frac{k F_r \cdot D_w}{F_r \cdot R_{cp}} = \frac{k \cdot D_w}{R_{cp}} = 0,0095 \frac{19,05}{80} = 0,0023.$$

Проведено сравнение контактных напряжений, определенных в данной работе, с напряжениями, вычисленными по формуле, полученной из решения контактной задачи Герца и приведенной в книге [1].

Для контактных напряжений в центре площадки контакта шарика и внутреннего кольца указанная формула имеет следующий вид:

$$\sigma_H = m \sqrt[3]{F E^2 \left(\frac{2}{D_w} - \frac{1}{\rho_i} \right)^2}, \quad (2)$$

где F – нагрузка на шарик, Н; E – модуль упругости материала, МПа; D_w – диаметр шарика, мм; ρ_i – радиус профиля желоба внутреннего кольца, мм (см. рис. 6); m – коэффициент, зависящий от отношения приведенных главных кривизн дорожек качения:

$$\frac{A}{B} = \frac{\frac{2}{D_w} - \frac{1}{\rho_i}}{\frac{2}{D_w} + \frac{1}{r_i}},$$

где D_w – диаметр шарика, мм; r_i – радиус внутреннего кольца, мм; ρ_i – радиус профиля желоба внутреннего кольца, мм.

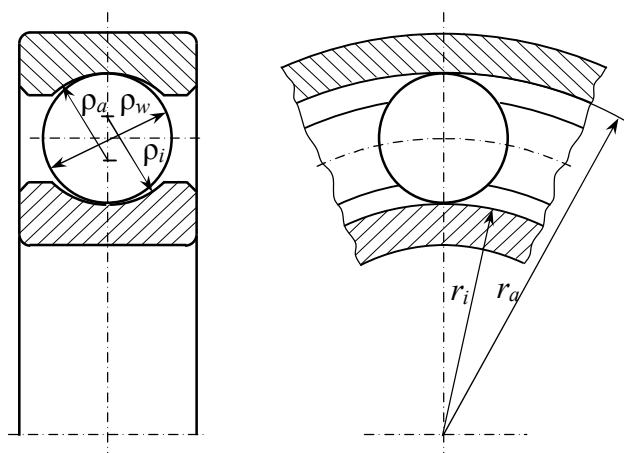


Рисунок 6 – Размеры поверхностей контакта в шариковом подшипнике

Для определения наибольших контактных напряжений между шариком и наружным кольцом нужно вместо ρ_i подставить ρ_a , а вместо r_i подставить $-r_a$ (знак минус потому, что касание внутреннее).

Расчеты проведены для шарикового подшипника № 310, для которого

$$\frac{A}{B} = 0,105, \quad m = 1.$$

При $F = 20$ кН; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа контактные напряжения σ_H на внутреннем кольце подшипника, вычисленные по Герцу и по методу конечных элементов, равны соответственно 4315 и 4640 МПа. Как видим, напряжения отличаются незначительно. То есть решение контактной задачи по Герцу и по МКЭ при статическом нагружении подшипника дает близкие результаты.

Более существенное отличие наблюдается для напряжений, вычисленных по МКЭ при качении шариков по беговым дорожкам колец. Дополнительное нагружение элементов подшипника вызывается трением качения в подшипнике.

Выводы

1. Предложен метод определения коэффициента трения качения в подшипнике расчетным путем в результате решения контактной задачи методом конечных элементов.

2. Контактные напряжения, определенные по МКЭ и по формуле Герца, отличаются незначительно. Это свидетельствует о соответствии принятой модели реальным условиям контакта в шарикоподшипнике.

Список литературы: 1. Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – М. Машиностроение, 1989. – 496 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ И КПД ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Савенков В. Н., Моисейченко А. С., Борисова А. М.

(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Фрикционные передачи предназначены для передачи вращательного движения (или для преобразования вращательного движения в поступательное) между валами с помощью сил трения, возникающих между катками, насаженными на валы и прижимаемыми один к другому.

На рис.1 приведена фрикционная передача, состоящая из двух катков: ведущего 1 и ведомого 2, которые прижимаются один к другому силой F_r , так, что сила трения F_f в месте контакта катков достаточна для создания передаваемой окружной силы F_t .

Условие работоспособности передачи:

$$F_f \geq F_t . \quad (1)$$

Нарушение условия (1) приводит к буксованию и быстрому износу катков. Для того, чтобы передать заданное окружное усилие F_t , фрикционные катки надо прижать друг к другу усилием F_r так, чтобы возникающая при этом сила трения F_f была бы больше силы F_t на величину коэффициента запаса сцепления, который принимают равным $\mu = 1,25 \dots 2,0$.

Значения коэффициента трения между катками в среднем:

- сталь или чугун по коже или феродо насухо $f = 0,3$;
- то же в масле $f = 0,1$;
- сталь или чугун по стали или чугуну насухо $f = 0,15$;
- то же в масле $f = 0,07$.

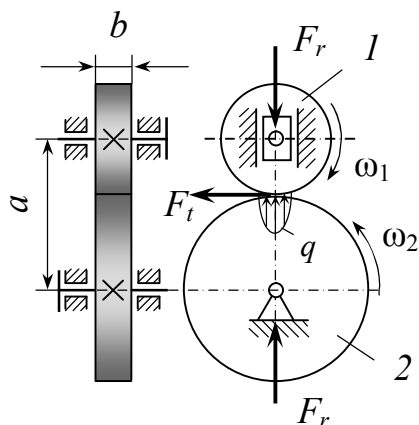


Рисунок 1 – Кинематическая схема фрикционной передачи

На рис. 2 приведена объемная модель передачи. С целью сокращения числа конечных элементов катки представлены секторами цилиндров. На рис. 3 приведена расчетная схема передачи. В процессе расчета решалась контактная задача для катков, нагруженных радиальной силой F_r и окружной силой F_{t1} , создающей вращающий момент на верхнем (приводном) катке.

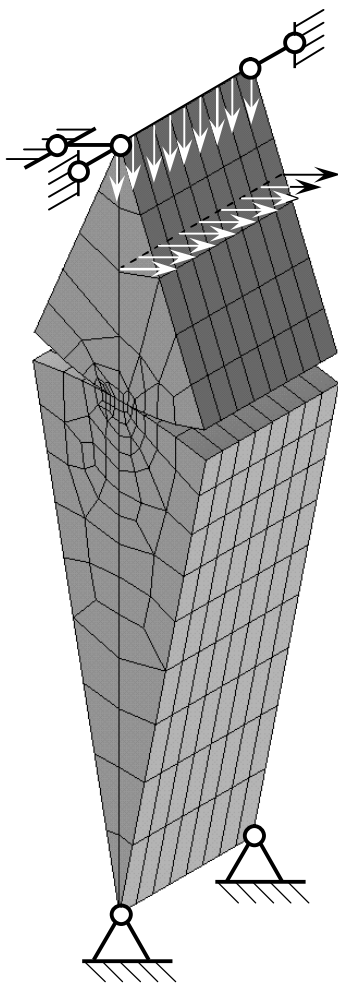


Рисунок 2 – Модель фрикционной передачи

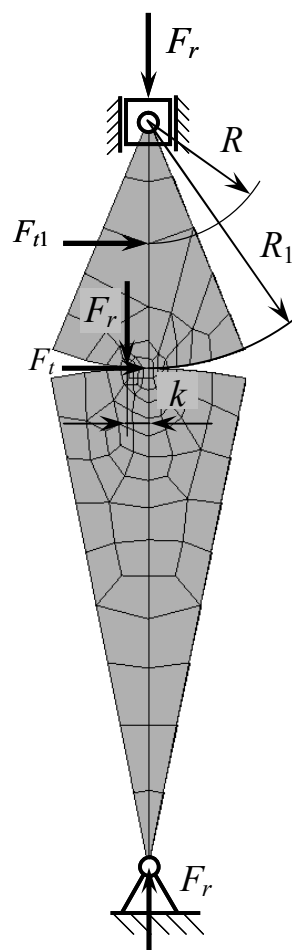


Рисунок 3 – Расчетная схема фрикционной передачи

Коэффициент полезного действия передачи (КПД) $\eta = 0,90 - 0,95$.

Потери во фрикционных передачах обусловлены трением качения между катками, трением в подшипниках и проскальзыванием.

Приведенные значения коэффициентов трения и КПД определяются экспериментально.

В данной работе указанные величины определяются в результате расчета фрикционной передачи методом конечных элементов.

Рассматривались два варианта работы передачи: на холостом ходу (при отсутствии полезного момента сопротивления на ведомом катке) и при заторможенном ведомом катке.

В первом варианте вычислялся коэффициент трения качения в зоне контакта катков. Для этого определялось соотношение $F_{t1} = aF_r$ между силой прижатия F_r и окружной силой F_{t1} в момент страгивания с места ведомого катка. Окружная сила F_{t1} создает в зоне контакта окружную силу

$$F_t = F_{t1} \frac{R}{R_1} = \frac{F_{t1}}{2},$$

где $R = R_1 / 2$ – плечо силы F_{t1} .

При этом реакция со стороны ведомого катка смещается от оси на величину k , которая называется коэффициентом трения качения.

Условие равновесия ведомого катка

$$F_t \cdot R_2 = F_r \cdot k \quad \text{или} \quad \frac{F_{t1}}{2} \cdot R_2 = F_r \cdot k \quad \text{или} \quad \frac{aF_r}{2} \cdot R_2 = F_r \cdot k$$

Отсюда $k = \frac{a \cdot R_2}{2}.$

Для стальных катков при модуле упругости материала $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициенте Пуассона $\mu = 0,3$, коэффициенте трения скольжения между соприкасающимися поверхностями катков $f = 0,1$, радиусах катков $R_1 = 50$ мм, $R_2 = 100$ мм, удельной нагрузке по линии контакта катков $q = 1000$ кН/м получено: $a = 0,0001$; $k = 0,005$ мм.

Исследовалось распределение контактных напряжений в зоне контакта катков.

На рис. 4 приведена эпюра распределения контактных напряжений σ_H по длине s поверхности контакта в поперечном сечении ведомого (нижнего) катка на холостом ходу. Заметна некоторая асимметрия эпюры. Правая ветвь эпюры соответствует переднему фронту вмятины на ведомом катке при перекатывании ведущего катка по ведомому катку. Такая форма эпюры напряжений соответствует физической картине деформации катков при качении.

Проведено сравнение контактных напряжений в покое и при движении катков на холостом ходу. Максимальные контактные напряжения в покое равны $\sigma_{Hп} = 1031,2$ МПа, при движении $\sigma_{Hдв} = 1024,8$ МПа.

Как видим, эти значения отличаются незначительно и потому можно считать, что на холостом ходу передачи контактные напряжения мало отличаются от напряжений, полученных в результате решения статической контактной задачи.

Во втором варианте определялись коэффициент сцепления и максимальный момент, который может создать передача на ведомом катке при

заданной радиальной силе прижатия катков. В результате вычислялся коэффициент полезного действия передачи с учетом потерь от трения качения катков.

Расчетная модель для второго варианта приведена на рис. 5. Ведомый каток закрепляется связью в узле A от проворачивания. На ведущий каток действуют радиальная сила прижатия F_r и окружная сила F_{t1} . Величина окружной силы увеличивается до момента появления пробуксовки катков. В момент пробуксовки окружная сила в зоне контакта катков равна силе сцепления $F_{сц}$.

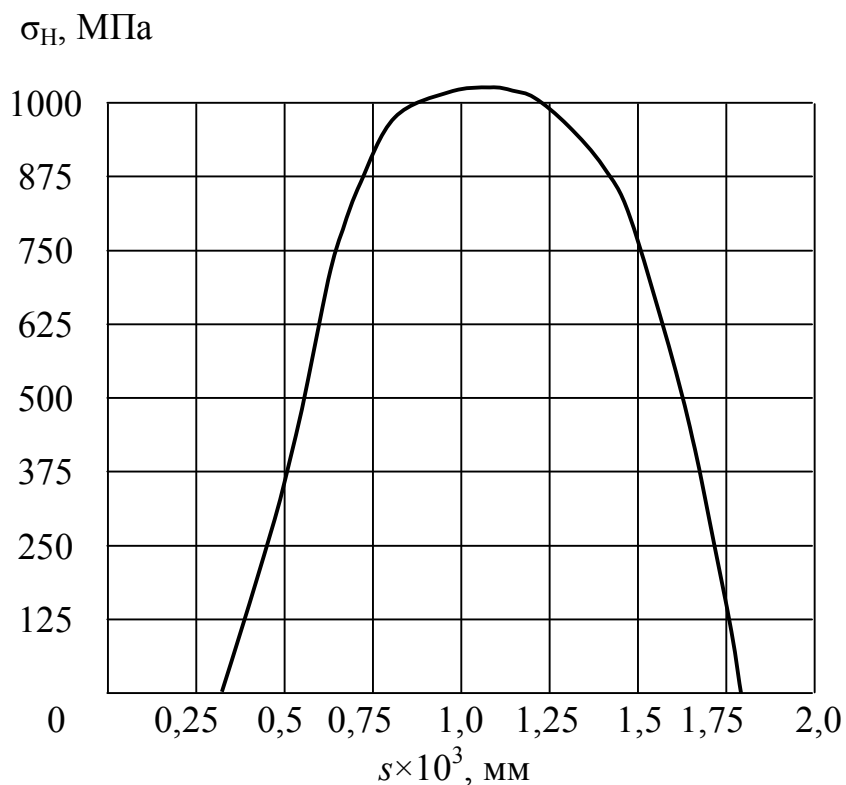


Рисунок 4 – Контактные напряжения на поверхности ведомого катка фрикционной передачи на холостом ходу

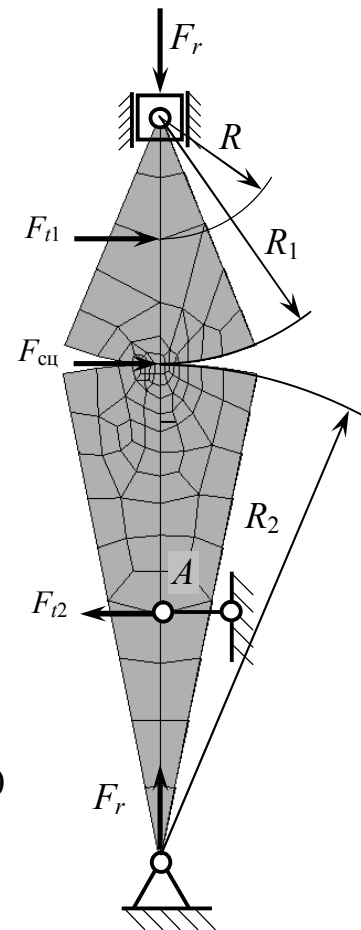


Рисунок 5 – Расчетная схема фрикционной передачи в момент пробуксовки

Коэффициент сцепления $f_{сц} = F_{сц} / F_r$ зависит от коэффициента трения скольжения между поверхностями катков, удельного давления по линии контакта, размеров передачи и механических свойств материалов катков.

Для принятых ранее исходных данных момент пробуксовки возникает при $F_{t1} = 0,2 F_r$. При этом окружная сила, действующая на ведомый каток $F_{сц} = 0,2/2 F_r = 0,1 F_r$. То есть коэффициент сцепления $f_{сц} = 0,1$.

Коэффициент полезного действия передачи при этом определяется по формуле

$$\eta = \frac{T_2}{T_{1u}} = \frac{F_{t2}}{F_{t1}} = \frac{478,4}{500} = 0,957.$$

Здесь T_1 – движущий момент на ведущем катке;

T_2 – реактивный момент на ведомом катке;

$F_{t1} = 500$ Н – окружная сила на половине радиуса ведущего катка;

$F_{t2} = 478,4$ Н – окружная реактивная сила, приведенная к половине радиуса ведомого катка.

Полученное значение КПД несколько превышает максимальное значение, определяемое экспериментально. Однако если учесть дополнительные потери в подшипниках, то рассчитанное значение окажется в диапазоне значений КПД, принимаемых при проектировании фрикционных передач.

Выводы

1. Приводится методика определения коэффициента трения качения и КПД во фрикционной передаче расчетным путем в результате решения контактной задачи методом конечных элементов.

2. Предложенная методика позволяет рассчитать коэффициент трения качения и КПД передачи с учетом ее геометрических и силовых параметров а также условий сцепления катков.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ ДВОЯКОВЫПУКЛЫХ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКОЙ ШЕСТЕРНИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ САПР

Сребная Е.Г.² (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В последние годы с целью повышения несущей способности зубчатых передач применяют конические зубчатые передачи с двояковыпукловогнутыми зубьями (ДВВ) и с криволинейной формой по длине зуба [1]. Конические колеса с ДВВ зубьями выгодно отличаются от конических прямозубых колес высокой нагрузочной способностью, большей плавностью зацепления и значительным снижением шума. Преимущество конических передач с ДВВ зубьями перед коническими колесами с круговым зубом заключается в том, что они имеют разную кривизну в двух направлениях (шестерня выпол-

² Под руководством асс. Кузнецовой А.В.

няется с двояковыпуклыми, а колесо с двояковогнутыми зубьями), вследствие чего уменьшаются контактные напряжения. В отличие от колес с зацеплением Новикова, в которых торцевой коэффициент перекрытия равен нулю, колеса с ДВВ зубьями имеют торцевой коэффициент перекрытия больший единицы. Недостатком этих колес является сложность нарезания зубьев.

Опыт эксплуатации показал, что конические обкатные колеса с круговыми ДВВ зубьями внешнего зацепления имеют высокую работоспособность. Однако, если расчету жесткости зубьев цилиндрических эвольвентных передач уделяется большое внимание [2,3], то в настоящее время данные по жесткости конических передач с круговыми ДВВ зубьями отсутствуют. Для исследования динамики зубчатых колес требуется оценить степень влияния формы профиля на жесткость контакта в зоне приложения нагрузки. Следовательно, исследование жесткости зубьев конических передач с круговыми ДВВ зубьями является актуальным.

В настоящей работе рассматривалось влияние на жесткость зацепления только упругой деформации зубьев. Влияние остальных факторов (прогиб валов, смещение зон контакта подшипников, деформация корпуса привода машины) на положение точки контакта (за исключением упругой деформации валов) считалось незначительным, что, однако, не исключает дальнейшего совершенствования разработанных методик расчета путем учета этих факторов.

Исследования жесткости зубьев проводились на базе анализа зацепления зубчатой передачи угольного комбайна 2РКУ10 производства горловского машиностроительного завода (Донецкая обл., Украина). Параметры исследуемой передачи представлены в таблице.

Таблица 1- Основные параметры исследуемой зубчатой передачи

Параметр	шестерня	колесо
Средний нормальный модуль	13 мм	
Внешний окружной модуль	15,465 мм	
Числа зубьев	13	24
Коэффициенты смещения исходного контура	0,55	0,95
Межосевой угол	90°	
Средняя арифметическая шероховатость	6,3 мкм	
Ширина зубчатого венца	70 мм	
Угловая скорость ведущего вала	27,69 рад/сек	
Вращающий момент на ведущем валу	10420 Н·м	
Удельная нагрузка по длине зуба	1866,9 Н/мм	
Материал и термическая обработка	сталь 20Х2Н4А цементация, закалка 57÷63HRC ₉	
Предел текучести материала зубчатых колес	1080 МПа	

Для моделирования напряженно-деформированного состояния зуба методом конечных элементов в настоящей работе была использована универсальная программная система конечно-элементного анализа ANSYS. Конечно-элементная модель шестерни исследуемой передачи, полученная в этой программе, представлена на рисунке 1.

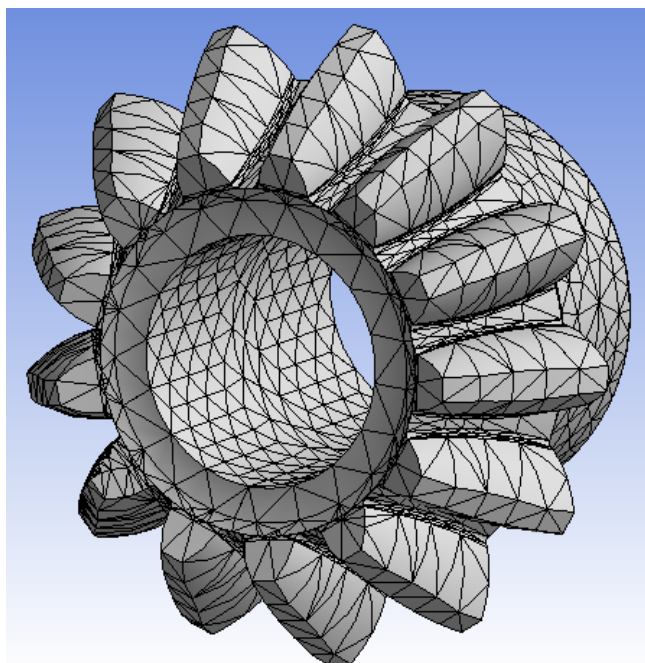


Рисунок 1 - Конечно-элементная модель шестерни для исследования напряженно-деформированного состояния зуба

Распределенная по длине зуба нагрузка прикладывалась по линии контакта. Было заложено 32 варианта нагружения, соответствующих последовательному приложению распределенной нагрузки по высоте зуба. Ширина зоны нагружения соответствовала половине ширины герцовской полосы контакта зубьев. Пример определения полной деформации зубьев в месте контакта показан на рисунке 2.

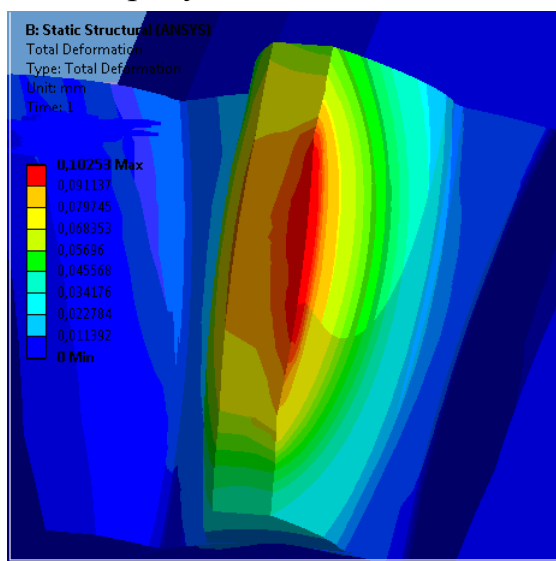


Рисунок 2 - Распределение деформации зуба шестерни

Трехмерный график распределения деформации по длине и высоте зуба шестерни (рисунок 3) был построен с помощью программы Table Curve.

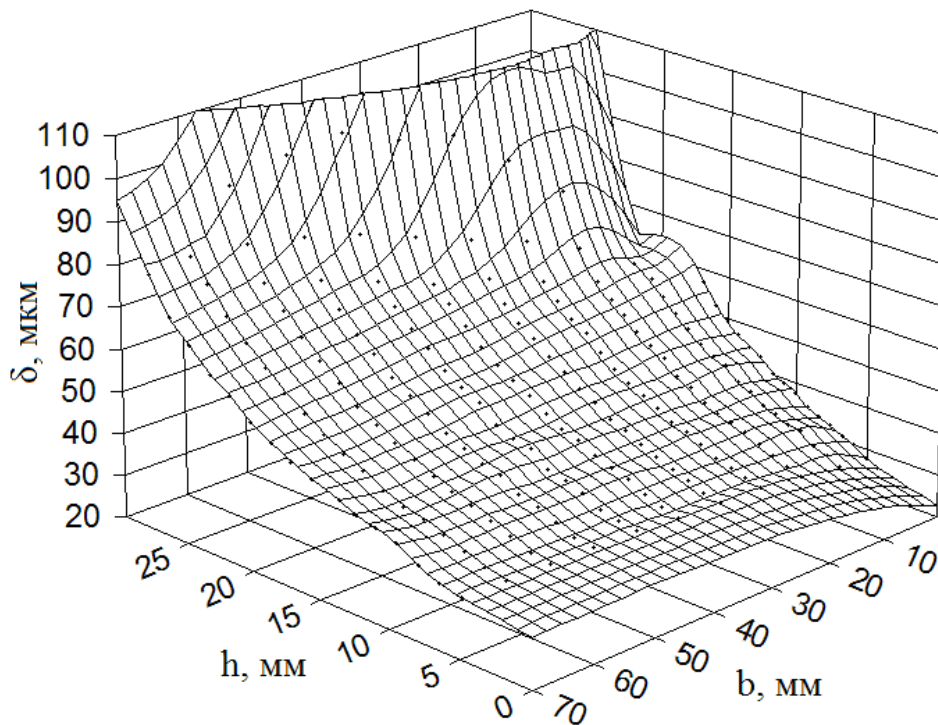


Рисунок 3 - Распределение деформации δ по длине зуба b и высоте зуба h

Удельная жесткость зуба шестерни C ($\text{кН}/\text{мм}^2$) определяется как отношение нормальной погонной нагрузки q ($\text{кН}/\text{мм}$) к полному перемещению точки ее приложения δ (мм), т.е. сумме изгибной деформации зуба шестерни и контактной деформации (сближение центров кривизны) в зоне зацепления [3]

$$C = \frac{q}{\delta}, \quad (1)$$

График изменения жесткости по высоте зуба шестерни для h среднего сечения представлен на рисунке 4.

Выводы.

1. Предложенный подход позволяет учесть упругие характеристики зубьев зубчатой передачи, что обеспечивает большую степень приближения создаваемых моделей к реальным объектам.
2. Полученные значения жесткости зацепления являются одним из исходных параметров модели для исследования динамических процессов в заце-

плении, а также модели изнашивания зубьев, учитывающей взаимовлияние параметров контакта на форму профиля зуба и формы зуба на параметры контакта, в результате чего существенно повышается надежность расчетов зубчатых передач на прочность и долговечность.

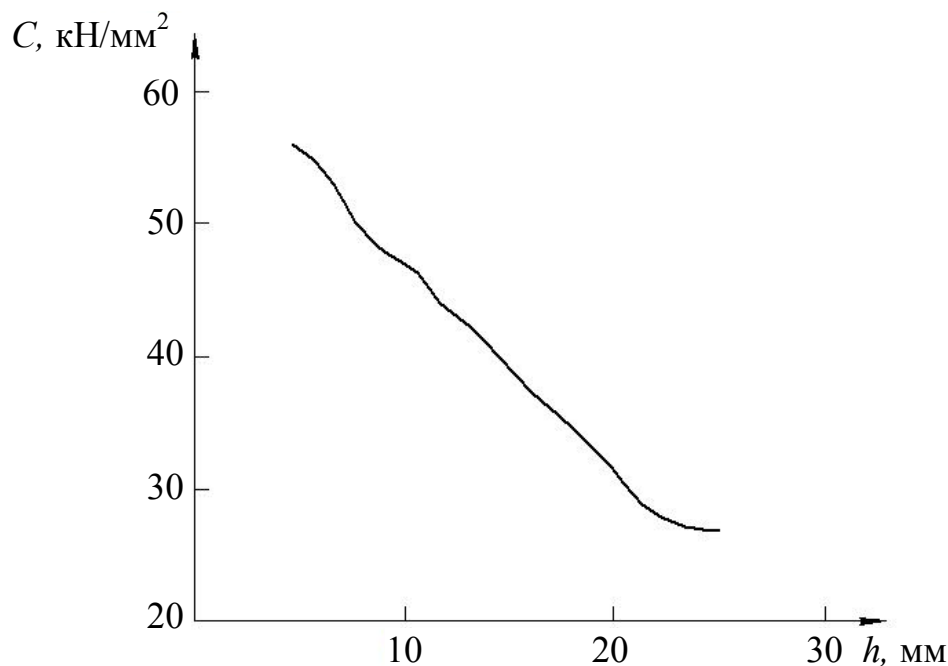


Рисунок 4 – Изменение жесткости по высоте зуба в среднем сечении шестерни

Список литературы: 1. СТП 12.44.28.028 – 76 «Передачи зубчатые конические с круговыми двояковыпукло-вогнутыми зубьями». 2. Валентин Онищенко. Прогнозирование долговечности тяжело нагруженных зубчатых передач на основе моделирования износа зубьев. – Gliwice (Polska): Politechnika Śląska Z. 131 (1410) Mechanika, 1999. – 199 с. 3. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи. М., «Машгиз», 1957, 263 с.

**Матеріали 14-ої регіональної
науково-методичної конференції**

МАШИНОЗНАВСТВО

(15-16 травня 2012 року)

Підписано до друку 17.10.12. Формат 60x84¹/₁₆, умовн. друк. арк. - 4,88.
Тираж 100 прим., 83001, м. Донецьк, вул. Артема 58, ДонНТУ