

generation and mesh refinement procedures for the analysis of concrete shells // *Advances in Engineering Software*, Vol. 33, Issues 7–10, July–October 2002. – P. 389–402. 4. Пфайффер Ф. Системы многих тел с односторонними связями // *Прикладная математика и механика*. – 2001. – Т. 65. – 4. – С. 681–687. 5. Бурау Н.И. Теоретические исследования временных и частотных характеристик нестационарной модели объекта виброакустической диагностики // *Техническая диагностика и неразрушающий контроль*. – 2002. – 1. – С. 13–17. 6. Бовсуновский А.П., Матвеев В.В. Вибрационные характеристики усталостного повреждения стержневых конструкций // *Проблемы прочности*. – 2002. – 1. – С. 52–70. 7. Иванов В.П., Сердотецкий А.С. Расчет колебаний лопаточных венцов со сложным периодом циклической симметрии методом волновых динамических жесткостей // *Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов*. – Куйбышев: Куйбышевский авиационный институт. – 1975. – 1(68). – С. 11–17. 8. Кохановский Л.Ф. Упругое взаимодействие колебаний рабочих лопаток турбомашин: Дисс. ...канд. техн. наук. – Рига, 1966. – 100 с. – Машинопис. 9. Алешин Н.П. К определению параметров вибрационного состояния циклически симметричных систем // *Динамика систем, несущих подвижную распределенную нагрузку*. – Харьков, 1980. – 2. – С. 69–76. 10. Голдстейн Г. Классическая механика. – М.: Наука, 1975. – 416 с. 11. Рихтмайер Р. Принципы современной математической физики. – М.: Мир, 1984. – 381 с. 12. Вилкинсон Н.Я. Специальные функции и теория представлений групп. – М.: Наука, 1965. – 588 с. 13. Уилкинсон, Райниш. Справочник алгоритмов на языке Алгол. Линейная алгебра. – М.: Машиностроение, 1976. – 389 с. 14. Шамровський О.Д., Григор'єва П.П. Метод збурень при дослідженні коливаний механічної системи // *Вісн. Запорізького держ. ун-ту. Фізико-математичні науки. Біологічні науки*. – 2002. – 1. – С. 96–101.

УДК 629.113-59.001.4

Г.С. Гудз, М.М. Остапук

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра автомобілебудування

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ФРИКЦІЙНИХ НАКЛАДОК НА ТЕМПЕРАТУРНИЙ РЕЖИМ ТА РОЗПОДІЛ ТЕПЛОВИХ ПОТОКІВ В АВТОМОБІЛЬНИХ ДИСКОВИХ ГАЛЬМАХ

© Гудз Г.С., Остапук М.М., 2004

Викладено результати порівняльних досліджень температурних режимів і розподілу теплових потоків в автомобільних дискових гальмах з різними теплофізичними та конструктивними параметрами фрикційних накладок при випробуваннях II, отримані комп'ютерним моделюванням.

Results of comparative study of thermal flows distribution temperature conditions in automobile disk brakes with different thermophysical and design parameters of friction linings during test II, obtained by computer simulation, are presented.

До важливих завдань в галузі подальшого вдосконалення гальмівних систем автомобілів слід віднести підвищення їх параметричної надійності, під якою розуміють властивість системи зберігати вихідні параметри у заданих межах під час експлуатації. Важливість забезпечення достатності параметричної надійності збільшується в міру зростання енергонавантаженості.

Відомо, що найбільш нестабільну ланку гальмівної системи становить гальмівний механізм, ефективність дії якого значною мірою залежить від його теплового стану. Тому перед конструктором гальмівних систем автомобілів **актуальним** постає завдання створення такого гальмівного

механізму, в якого температурний режим буде вкладатись у допустимі межі. Для цього необхідно володіти відповідною базою знань про вплив різних чинників на температурний режим гальмівних механізмів, на який суттєво впливає коефіцієнт розподілу теплових потоків K_q у парах тертя.

Низка дослідників пропонує різні методи визначення коефіцієнта K_q . У роботі [1] зазначається, що за даними практики у фрикційну накладку відводиться від 3 до 8 % теплоти, генерованої у контакті фрикційної пари. Аналіз показав, що найбільшу збіжність з цими даними мають розрахункові значення коефіцієнта K_q , отримані за формулою Ф. Шаррона [2], яка враховує тільки теплофізичні параметри пар тертя. В цей же час практика показує, що цей коефіцієнт також залежить від режиму гальмування, умов тепловіддачі, розмірів і конфігурації контртіл. Тому метою цієї роботи є подальші дослідження впливу параметрів фрикційної накладки на коефіцієнт розподілу теплових потоків в елементах пар тертя дискових гальм, а тим самим і на їх температурний режим. Для досліджуваного процесу необхідне розв'язання системи рівнянь в часткових похідних, які описують процеси теплопереносу в складних об'єктах з розподіленими параметрами при відповідних крайових умовах [3]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial z} \right] + Q = c_1 \rho_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial \tau}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial z} \right] + Q = c_2 \rho_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial \tau}. \quad (2)$$

У наведених залежностях: t – температура; τ – час; Q – густина теплового потоку; x, y, z – поточні координати; $\lambda(x, y, z, t)$ – коефіцієнт теплопровідності; $c\rho(x, y, z, t)$ – об'ємна теплоємність. Індекс “1” використовується для позначення параметрів диска, а індекс “2” – для параметрів накладки.

Для числової реалізації математичної теплової моделі уточнено розрахункову програму “Фур’є – 2”, що складається з інтегральної оболонки та набору розрахункових модулів, розроблених в Інституті проблем моделювання в енергетиці НАНУ [4]. Доопрацювання програми полягало у врахуванні зміни частоти обертання колеса під час гальмування, а тим самим зміни генерованого теплового потоку, а також періодичного виходу поверхні тертя диску з-під накладки (застосований метод інверсії).

Розв'язання задачі при моделюванні можна спостерігати у вигляді еквіпотенційних ліній, кольорового спектра фізичних полів та таблиць чисел. На будь-якому етапі розв'язання можна запам'ятати, зберегти та, за необхідності, продовжити розв'язання з того часу, що цікавить дослідника.

З огляду на це була створена тривимірна модель дискового гальма, методика побудови якої описана в роботі [5]. Схема змодельованого сектора дискового гальма та його сіткова модель наведені в роботі [6].

Температурні поля в елементах пар тертя дискових гальм визначались при їх встановленні на передню вісь автобуса ЛиАЗ–5256Е при проведенні попереднього етапу випробувань II [7] як найбільш енергонавантажених. Для порівняння застосовувались азбестополімерні та металокерамічні накладки з різними товщинами. Теплофізичні характеристики матеріалів накладок наведені в роботі [6].

На рис. 1 показано сіткові моделі дискових гальм, а на рис. 2 – якісні картини температурних полів фрикційних пар на режимах випробувань II: кількість генерованої теплоти на поверхнях тертя $Q = 350000 \text{ Вт/м}^2$; діаметр диска $D = 420 \text{ мм}$; товщини відповідно диска $h_d = 30 \text{ мм}$, накладки $h_n = 5 \text{ мм}, 10 \text{ мм}, 15 \text{ мм}$ та колодки $h_k = 8 \text{ мм}$; коефіцієнт тепловіддачі $\alpha = 50 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}$; коефіцієнт взаємного перекриття $\beta = 0,25$. Верхня горизонтальна смуга на цих рисунках відповідає секторам колодки – накладки – зовнішня частина диска (рис.2), а права смуга – вертикальному перерізу сектора диска, причому чим ясніша область, тим більша температура в ній досягнута.

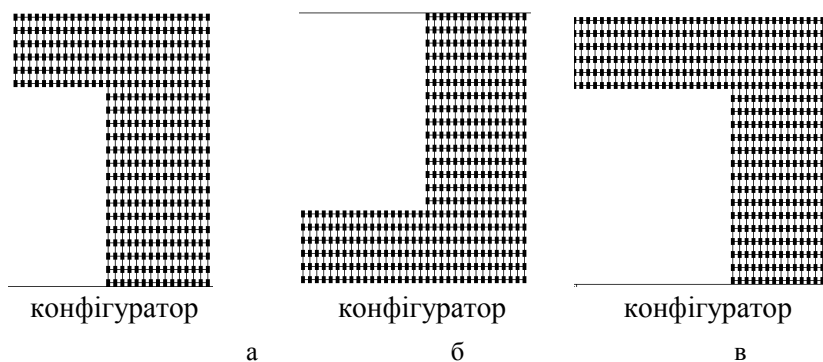


Рис. 1. Конфігурації сіткових моделей дискових гальм з різними товщинами накладок:
 а – $h_H = 5$ мм; б – $h_H = 10$ мм; в – $h_H = 15$ мм

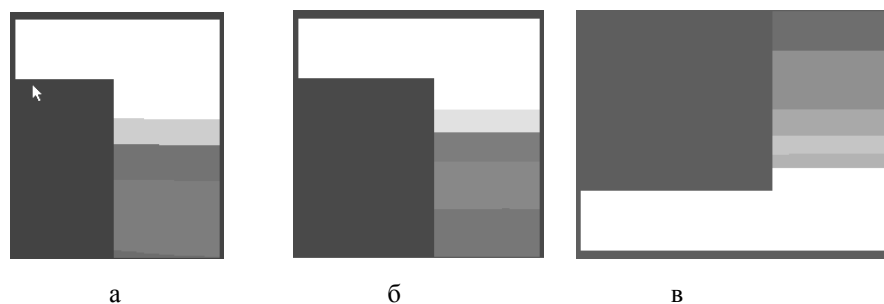


Рис. 2. Температурні поля дискових гальм з різними товщинами накладок:
 а – $h_H = 5$ мм; б – $h_H = 10$ мм; в – $h_H = 15$ мм

Значення досягнутих температур в елементах дискових гальм у зоні тертя наведені в таблиці.

Середні значення температур елементів дискового гальма на проміжках часу випробувань II

Елементи гальма	Середні значення температур, °С			
	3 хв	6 хв	9 хв	12 хв
Азбестополімерні накладки				
Накладка $h_H = 5$ мм	214,9/194,7	320,0/295,8	395,1/369,0	453,2/425,9
Диск	214,9/213,6	320,0/318,9	395,1/394,1	453,2/452,2
Накладка $h_H = 10$ мм	218,0/201,1	329,5/310,2	409,6/388,9	471,5/449,9
Диск	218,0/216,6	329,5/328,3	409,6/408,5	471,5/470,5
Накладка $h_H = 15$ мм	219,2/202,5	334,1/315,8	418,5/399,6	484,9/465,5
Диск	219,2/217,9	334,1/332,3	418,5/417,4	484,9/483,8
Металокерамічні накладки				
Накладка $h_H = 5$ мм	152,9/151,5	239,2/237,8	304,4/302,9	355,4/354,0
Диск	152,9/152,1	239,2/238,4	304,4/303,6	355,4/354,7
Накладка $h_H = 10$ мм	140,0/138,4	218,7/217,1	279,6/278,0	328,2/326,7
Диск	140,0/139,2	218,7/218,0	279,6/278,9	328,2/327,6
Накладка $h_H = 15$ мм	131,2/129,5	203,3/201,6	260,3/258,6	306,6/305,0
Диск	131,2/130,5	203,3/202,6	260,3/259,6	306,6/306,0

Примітка. В чисельнику вказані температури на поверхні елементів, а в знаменнику – на глибині 1 мм від поверхні тертя у відповідних елементах.

Графічна інтерпретація динаміки протікання температур в досліджуваних гальмах наведена на рис. 3.

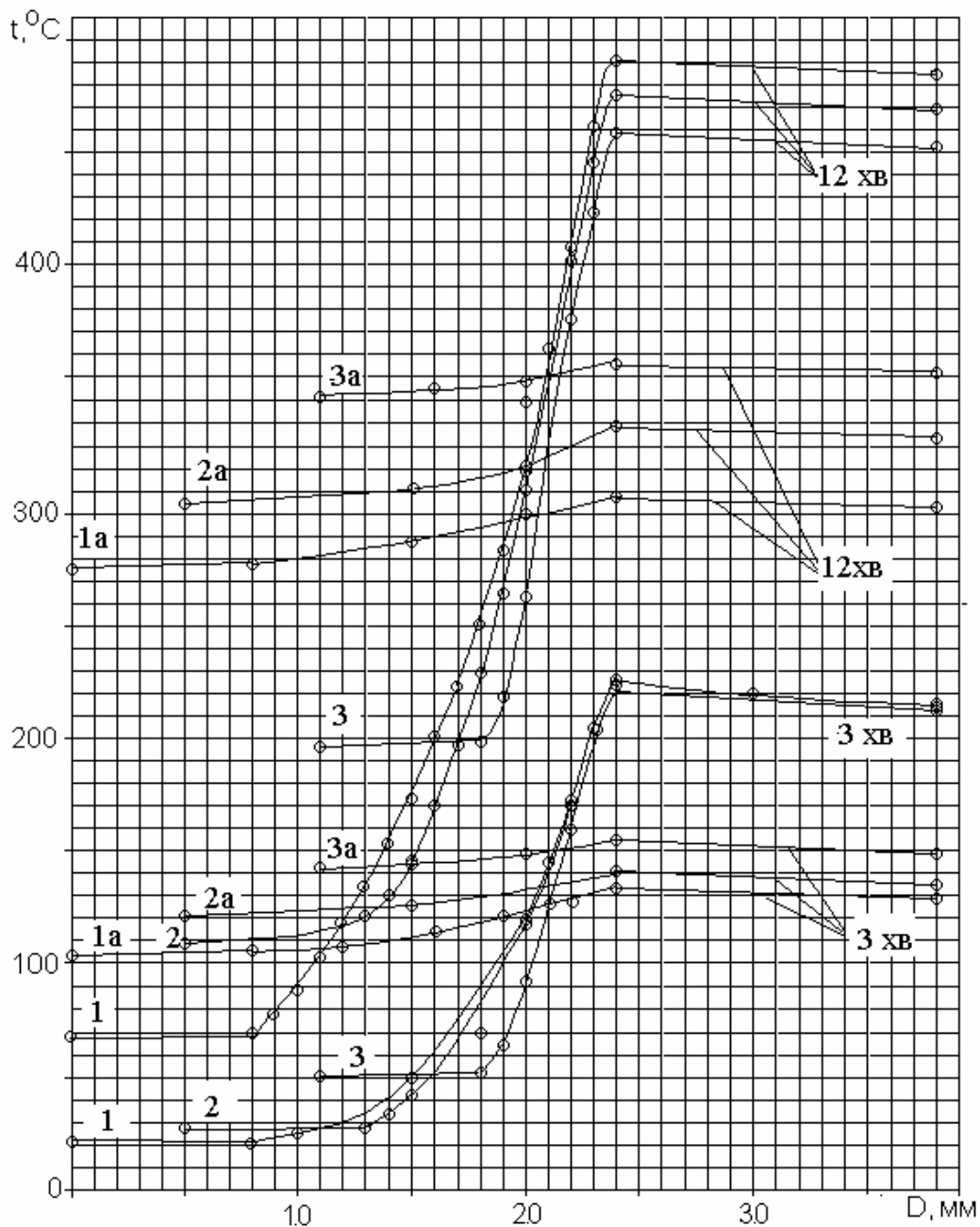


Рис. 3. Вплив товщини накладки на температуру поверхні тертя за діаметром дискового гальма на різних відтинках часу випробувань II ($\alpha=50\text{Вт/м}^2\text{град}$):
 1, 2, 3 – азбестополімерні накладки; 1а, 2а, 3а – металокерамічні.
 Товщина накладки: 1 – 15 мм; 2 – 10 мм; 3 – 5 мм

З аналізу даних, наведених у таблиці та рис. 3, видно, що різна товщина накладок по-різному впливає на температурний режим дискових гальм при використанні азбестополімерних та металокерамічних накладок. Так, наприклад до 3 хв випробувань товщина накладки суттєво не впливає на температуру поверхні тертя як для азбестополімерних, так і для металокерамічних накладок. Зате наприкінці випробувань II зміна товщини накладки з 5 мм до 15 мм призводить до збільшення температур поверхонь тертя для азбестополімерних накладок на 32 $^\circ\text{C}$, а для металокерамічних – до зменшення на 50 $^\circ\text{C}$, що для першого випадку становить 6,5 %, а для другого – 14 %.

Отже, товщина накладки більш суттєво впливає на температурний режим гальм при застосуванні металокерамічних накладок, ніж азбестополімерних. Зате температурні градієнти більші і змінні при використанні азбестополімерних накладок, що видно з рис. 4.

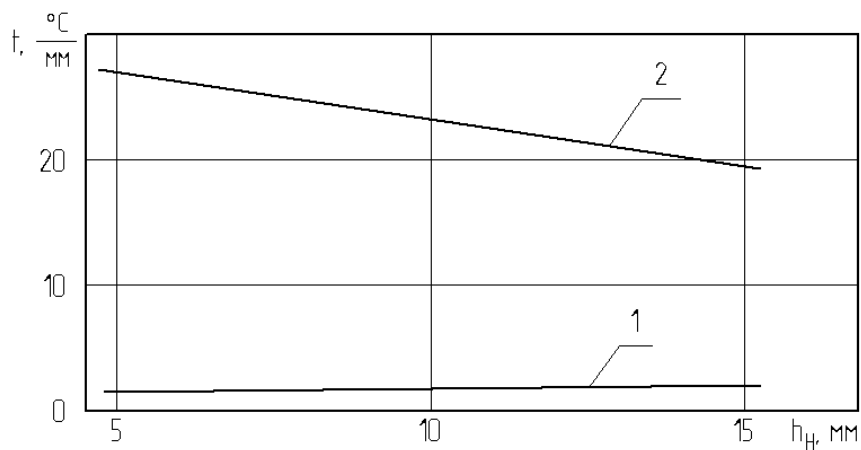


Рис. 4. Зміна температурного градієнта наприкінці випробувань II дискових гальм залежно від товщини накладок: 1 – металокерамічних; 2 – азбестополімерних

Використовуючи дані, наведені в таблиці, та методику розрахунку коефіцієнта розподілу теплових потоків [6], можна побудувати залежності коефіцієнта K_q від товщини фрикційних накладок (рис. 5).

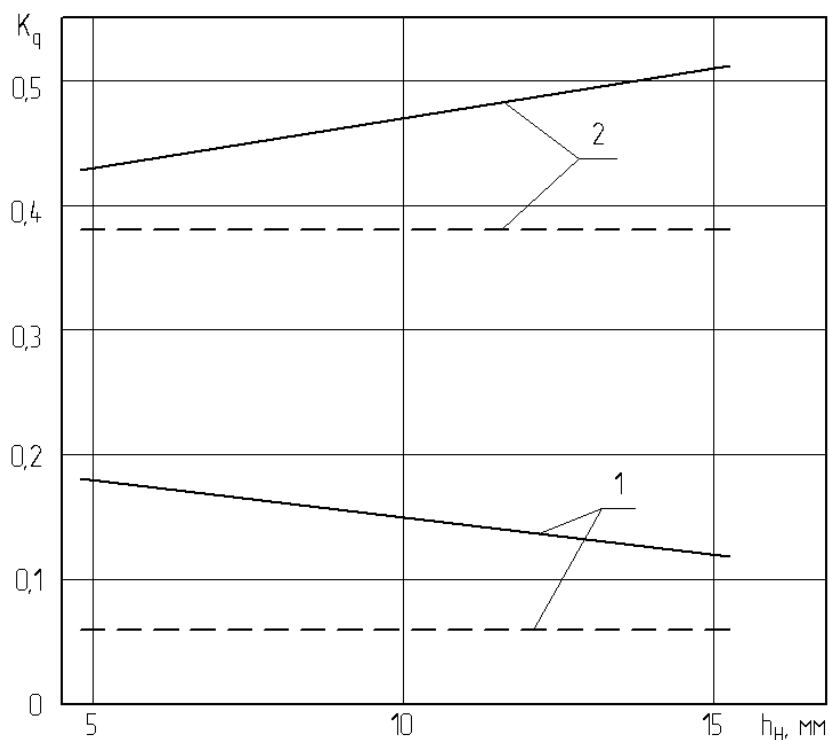


Рис. 5. Зміна коефіцієнта розподілу теплових потоків у парах тертя дискових гальм наприкінці випробувань II залежно від товщини накладок: 1 – азбестополімерних; 2 – металокерамічних;

— — — результати моделювання; - - - результати розрахунку за формулою Ф. Шаррона

На рис. 5 видно, що збільшення товщини фрикційної накладки з 5 мм до 15 мм призводить до зменшення коефіцієнта K_q для азбестополімерних накладок на 30 %, а для металокерамічних – до збільшення на 15 % наприкінці проведення попереднього етапу випробувань II. Слід зазначити, що значення K_q значно відрізняються від розрахованих за формулою Ф. Шаррона, яка не передбачає його зміну (рис. 5).

Висновок. Застосування комп'ютерного моделювання дає змогу більш точно і оперативно оцінити вплив різних чинників на температурний режим і розподіл теплових потоків у парах тертя дискових гальм, що становить важливу базу знань для їх концептуального проектування.

1. Weiß U. *Theoretische Temperaturuntersuchungen an Scheibenbremsen während des Bremsvorgangs // Konstruktion im maschinen – apparate – und gerätebau.* – Berlin, 1979. – 31, № 7, – S. 269 – 274.
2. Чичинадзе А.В. . *Расчет и исследование внешнего трения при торможении.* – М.: Наука, 1967. – 231 с.
3. Коздоба Л.А. *Вычислительная теплофизика.* – К.: Наук. думка, 1992. – 224 с.
4. Тарапон А.Г., Сорокин Н.А., Тернавский В.О. *Программный комплекс для моделирования процессов тепломассопереноса при аварийных ситуациях // Методы и средства компьютерного моделирования.* – Киев: Изд-во ИПМЭ НАНУ, 1997. – С. 58–60.
5. Гудз Г.С., Осташиук Н.М., Тарапон А.Г. *Методика компьютерного моделирования трехмерных температурных полей в дисковых тормозах // Зб. наук. пр. Інституту проблем моделювання в енергетиці НАНУ ім. Г.Є. Пухова.* – Київ, 2002. – Вип. 16. – С. 95–99.
6. Гудз Г.С., Дем'янюк В.А., Осташиук М.М. *Дослідження розподілу теплових потоків у парах тертя дискових гальм на тривимірних теплових моделях // Вестн. Харьковського нац. автомобільно-дорожного ун-та.* – Харьков, 2003. – Вип. 20. – С. 53–56.
7. *Правила № 13 ЕЭК ООН. Единые образные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения.* – Женева, 1979. – 150 с.

УДК 621.9.06:539.433

І.Є. Грицай

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра технології машинобудування

ВПЛИВ УМОВ ОБРОБЛЕННЯ ФАКТОРІВ НА ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ ПІД ЧАС НАРІЗАННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ЧЕРВ'ЯЧНИМИ ФРЕЗАМИ

© Грицай І.Є., 2004

Досліджено особливості збудження пружної системи зубофрезерного верстата, яке виникає під час нарізання зубчастих коліс. Наведено метод оцінки сталості пружної системи та вибору оптимальних режимів різання із умов сталої роботи обладнання.

Features of excitation of the resilient system of the machine-tool, that arise up in the process of the cutting of gear-wheels are explored. A method of estimation of constancy of the resilient system and choice of the optimum modes of cutting is led.

Нарізання циліндричних зубчастих коліс модульними черв'ячними фрезами належить до найдинамічніших процесів оброблення різанням. Робота черв'ячної фрези відбувається з неперервною зміною параметрів зрізів на кожному зубці і лезі за кутом повороту, при цьому пружна система верстата перебуває під дією періодичних ударних навантажень у момент кожного врізання зубця і рейки в заготовку та під час виходу зубця з контакту із заготовкою. Ці несприятливі умови змушують використовувати низькопродуктивні робочі режими для зменшення негативного впливу динамічних навантажень на довговічність верстата, стійкість черв'ячних фрез і якість оброблення зубчастих коліс.

Спроби інтенсифікувати швидкість різання та осьову подачу, щоб підвищити продуктивність, часто загрожують втратою сталості у пружній системі зубофрезерного верстата, що може призвести до ламання черв'ячної фрези, “підривання” заготовки або виходу з ладу верстата. Нормативи та рекомендації, які діють у цій галузі, не враховують динамічних властивостей верстата. У цих умовах оптимізація робочих режимів на практиці відбувається пошуком їх раціональних значень методом проб і помилок. Тим більш відомі нормативи не враховують впливу динамічної системи процесу різання на виникнення та підтримання коливань у замкненій пружній системі верстата й умов