

№15). **29. Власов В.М., Мельниченко Н.В., Рейзер Е.С.** Диагностика методом акустической эмиссии процессов разрушения мостиков схватывания при трении сталей без смазочного материала // Трение и износ. – 1989. – Т.10, №2. – С.257-261. **30.** Физические величины: Справочник / Под ред. Григорьева И.С., Мейликова Е.З. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 478с. **31. Тарасов С.Ю., Колубаев А.В.** Структура поверхностных слоёв трения сплавов 36НХТЮ // Известия вузов: Физика. – 1991. – №8. – С.9-12. **32. Ахматов А.С.** Молекулярная физика граничного трения. – М.: Физматгиз, 1963. – 472с. **33. Davies C.B.** A review of boundary lubrication // Conf. on Lubrication and Wear. – London, 1957. – P.319. **34. Тушинский Л.И., Потеряев Ю.П.** Проблемы материаловедения в трибологии. – Новосибирск: НЭТИ, 1991. – 176с. **35. Rounds F.G.** Influence of steel composition on additive performance // ASLE Trans. – 1972. – Vol.15. – P.54. **36. Хруцов М.М.** Современные теории антифрикционности // Трение и износ в машинах, вып. VI. – М.: АН СССР, 1956. – С.34-37. **37. Матвеевский Р.М., Буяновский И.А., Лазовская О.В.** Противозадирная стойкость смазочных сред при трении в режиме граничной смазки. – М.: Наука, 1978. – 192с. **38. Чихос Х.** Системный анализ в трибонике: Пер. с англ. – М.: Мир, 1982. – 352с. **39. Протопопов Б.В.** Исследование внешнего трения в связи с механическими и физическими процессами взаимодействия поверхностей: Автореф. дисс... канд. техн. наук: 05.02.04 / УСХА. – К., 1969. – 29с. **40. Schmaltz G.** Technische Oberflächkunde. – Berlin: Springer, 1936. – 126с. **41. Боданович П.Н., Пруцак В.Я.** Трение и износ в машинах. – Мн.: Выш. шк., 1999. – 374с. **42. Гарбар И.И.** О структуре и строении поверхностных слоёв сопряжённых материалов трущихся пар // Трение и износ. – 1990. – Т.11, №4. – С.581-593. **43. Суховаров В.Ф.** Прерывистое выделение фаз в сплавах. – Новосибирск: Наука, 1983. – 156с. **44. Попов В.Л.** Динамика пластических поворотов в кристаллах // Письма в ЖТФ. – 1993. – Т.19, №14. – С.80-82. **45. Конева Н.А., Козлов Э.В.** Физическая природа стабильности пластической деформации // Известия вузов: Физика. – 1990. – №2. – С.89-106. **46. Колубаев А.В., Попов В.Л., Тарасов С.Ю.** Формирование субструктуры поверхностного слоя при трении // Известия вузов: Физика. – 1997. – №2. – С.89-95. **47. Попов Л.Е., Конева Н.А., Терешко И.В.** Деформационное упрочнение упорядоченных сплавов. – М.: Металлургия, 1997. – 218с. **48. Рыбин В.В.** Большие пластические деформации и разрушения металлов. – М.: Наука, 1986. – 288с. **49. Гарбар И.И.** // Трение и износ. – Т.2, №6. – С.1076-1084. **50. Попов В.Л.** Gauge theory of "plastically incompressible" elastic-plastic medium // Int. J. Eng. Sci. – 1992. – Vol.30, №3. – С.329-340. **51. Попов В.Л., Чертова Н.В.** Каллибровочная теория распространения волн в упругопластической среде // Известия вузов: Физика. – 1992. – №4. – С.81-93. **52. Лыков С.В., Итин В.И., Мясца Г.А.** и др. Эволюция волн напряжений, возбуждённых в металлах импульсным электронным пучком // Докл. АН СССР. – 1990. – Т.310, №4. – С.858-861. **53. Поляков А.А.** К вопросу о лабораторных испытаниях материалов узлов трения // Трение и износ. – 1990. – Т.11, №4. – С.668-674. **54. Тотаи А.В.** Технологическое управление усталостной прочностью при лезвийных методах обработки // Известия вузов: Машиностроение. – 1990. – №5. – С.133-136. **55. Тотаи А.В.** Теоретические аспекты управления периодом приработки при трении скольжения // Поверхностный слой, эксплуатационные свойства деталей машин и приборов. – М.: МДНТП, 1991. – С.111-114. **56. Тотаи А.В.** Технологическое обеспечение усталостной прочности деталей машин // Ресурсосберегающая технология машиностроения. – М.: МГААТМ, 1994. – С.161-163. **57.** Теория пластической деформации металлов / Под ред. Е.П. Ункова, А.Г. Овчинникова. – М.: Машиностроение, 1983. – 326с. **58. Сулима А.М., Шулов В.А., Ягодкин Ю.Д.** Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 288с. **59. Тотаи А.В.** Влияние циклических нагрузжений на плотность дислокаций и эмиссионную активность поверхностей // Тез. докл. Всесоюз. конф. "Структура и прочность материалов в широком диапазоне температур". – Каунас, 1989. – С.108-109. **60. Тотаи А.В.** Технологическое обеспечение физических и эксплуатационных свойств поверхностных слоёв деталей машин // Трение и износ. – 1997. – Т.18, №3. – С.385-394. **61. Шеньков Г.П.** Электрофизические явления и процессы переноса при контактных взаимодействиях твёрдых тел: Дисс... докт. физ.-мат. наук: 01.04.11. – Минск, 1989. – 312с. **62. Саган П.И.** Химические аспекты граничной смазки // Трение и износ. – 1980. – Т.1, №1. – С.45-57. **63. Запорожец В.В., Бердинских В.А., Варюхно В.В.** Выбор критериев и синтез алгоритма оценки видов изнашивания // Трение и износ. – 1988. – Т.9, №6. – С.975-984. **64. Запорожец В.В., Бердинских В.А.** Стохастическое решение обратной задачи трибометрии // Трение и износ. – 1980. – Т.1, №6. – С.976-986. **65. Запорожец В.В.** Трибоспектральные методы оценки поверхностной прочности // Докл. VIII Всесоюзной конференции по физике прочности и пластичности металлов и сплавов. – Куйбышев, 1976. – С.25-38. **66. Бердинских В.А., Запорожец В.В.** и др. Основные принципы и аппаратура для корреляционной оценки поверхностных слоёв деталей машин // Новые физические методы контроля качества продукции. – М.: МДНТП, 1977. – С.94-98. **67. Бендат Дж., Пирсон А.** Измерение и анализ случайных процессов. – М.: Мир, 1974. – 464с. **68. Запорожец В.В., Закиев И.М., Бялкович О.М., Захарченко А.В.** Методика та приладне забезпечення для оцінки мікроемеханічних властивостей тонких поверхневих шарів // Пр. Міжнар. наук.-техн. конф. "Надтверді інструментальні матеріали на рубежі тисячоліття: отримання, властивості, застосування". – К.: ІНМ НАН України, 2001. – С.262-263. **69. Запорожец В.В., Бялкович О.М., Закиев И.М., Захарченко А.В.** Трибоспектральні критерії оптимізації концентрації пакету приладок у базовій трансмісійній оливі // Пр. Міжнар. наук.-техн. конф. "Авіа-2002". – К.: НАУ, 2002. – Т.1. – С.435-443. **70. Закиев И.М., Варюхно В.В., Захарченко А.В.** Прибор для оценки микромеханических свойств тонких поверхностных слоёв трибосопряжений // Пр. Міжнар. наук.-техн. конф. "Авіа-2002". – К.: НАУ, 2002. – Т.1. – С.435-443. **71. Запорожец В.В.** Динамические характеристики прочности поверхностных слоёв и их оценка // Трение и износ. – 1980. – Т.1, №4. – С.602-609. **72.** Склерометрия. Теория, методика, применение испытаний на твердость царапаньем / Под ред. М.М. Хруцова. – М.: Наука, 1968. – 219с.

Поступила (received) 06.03.2014

УДК 620.169.2.

**Н.Н. ИШИН**, к.т.н., доц., заместитель директора НТЦ "Карьерная техника" Объединенного института машиностроения НАН Беларуси, Минск;  
**А.М. ГОМАН**, к.т.н., доц., начальник отдела Объединенного института машиностроения НАН Беларуси;  
**А.С. СКОРОХОДОВ**, к.т.н., вед. научный сотрудник Объединенного института машиностроения НАН Беларуси;  
**С.А. ГАВРИЛОВ**, ООО "Гормашсервис", Комсомольск

## ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА СИНХРОННОГО НАКОПЛЕНИЯ ПРИ ВИБРОДИАГНОСТИКЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Изложен принцип выделения информационной составляющей вибрационного сигнала при диагностике технического состояния зубчатых передач мобильных машин. Описан алгоритм реализации метода синхронного накопления при обработке данных. Приведены результаты использования метода при вибродиагностике редукторов мотор-колес карьерных самосвалов БелАЗ.

**Ключевые слова:** зубчатая передача, вибродиагностика, синхронное накопление.

**Введение. Актуальность задачи.** Для зубчатых передач, представляющих собой механизм, предназначенный для преобразования вращательного движения, вибрационный сигнал, отражающий интенсивность их механических колебаний, содержит периодические компоненты, состоящие из гармоник, кратных частотам вращения валов и зубцовых частот, а также некоторую шумоподобную составляющую. Кроме того, в том же сигнале содержатся составляющие от резонансных частот возбуждения элементов передачи, а для мобильных машин еще и колебания, вызванные неровностями дорожного покрытия, переменными нагрузками в трансмиссии и т.д. В результате этого вибрации на корпусе редуктора, рассматриваемые как диагностический сигнал, имеют плотный дискретный спектр, несущий информацию о всех динамических нагрузках, вызывающих опасные колебания различных элементов машины. И первоначальной целью вибродиагностики состояния зубчатых колес является выделение из общего сигнала тех составляющих, которые несут информацию о техническом состоянии объекта диагностирования.

**Анализ литературы.** Для выделения полезной составляющей сигнала в первую очередь решаются следующие задачи:

- улучшение соотношения сигнал/помеха для отсеивания колебаний подвески мобильной машины, шумоподобных составляющих и т.д.;
- отсеивание колебаний, вызванных другими элементами машины;
- разделение информации о колебаниях зубчатого привода в целом на составляющие, характеризующие его отдельные элементы.

Одним из методов вибродиагностики, позволяющим одновременно решать для зубчатых передач все три задачи, является синхронная гребенчатая фильтрация, строящаяся по принципу синхронного накопления [1, 2] и ориентированная на выделение характерных вынужденных периодических частотных составляющих гармонического ряда возбужденного диагностируемого узла на фоне собственных колебаний механизма и вынужденных колебаний от других узлов. При этом выделение составляющих гармонического ряда, связанных с кинематикой диагностируемого узла, способствует улучшению отношения сигнал/помеха.



Рисунок 1 – Доля исходного сигнала после усреднения [3]

базисную частоту вращения одного из валов  $f_{вр}$ . Для зубчатой пары основные частоты возбуждения – это частота вращения валов и зубцовая частота  $f_z = nz/60$ , где  $n$  – частота вращения одного из валов, на котором расположено зубчатое колесо с числом зубьев  $z$ . Каждая из указанных частот является образующей для целого гармонического ряда  $f_{mi} = m(a_i f_{вр})$ , где  $m=1,2,3, \dots$  – числа натурального ряда, характеризующие кратность  $i$ -го фактора возбуждения;  $a_i$  – коэффициент пропорциональности  $i$ -го фактора ( $i=1,2,3, \dots$ ).

С другой стороны, суть метода синхронного накопления заключается в суммировании реализаций сигнала на периоде детерминированной составляющей процесса, и в данном случае в качестве такого периода принимается та же базисная частота вращения одного из валов. При этом амплитуда детерминированной составляющей  $A$  растет пропорционально числу слагаемых суммирования  $k$ , а ее энергия растет пропорционально  $k^2$ , в то время как дисперсия суммы случайных (непериодических) компонент равна  $k\sigma^2$  [2]. Отсюда, отношение сигнал/помеха на выходе синхронного накопителя равно  $k(A^2/\sigma^2)$ , что более чем в  $k$  раз превышает то же отношение на входе устройства (рисунок 1).

**Материалы исследований.** В практическом плане реализация метода синхронного накопления для зубчатого привода осуществляется следующим образом.

1. Записывается реализация вибрационного сигнала с частотой дискретизации достаточно большой для того, чтобы после применения преобразования Фурье получить необходимый гармонический ряд частот возбуждения, и длительностью, достаточной для обеспечения необходимого минимума выборок синхронного накопления для самого медленного вала зубчатого привода.

Параллельно записывается сигнал с датчика отметки оборотов, выдающего определенное количество импульсов за один оборот любого из валов (достаточно одного импульса за оборот, но большее их количество позволяет при низких скоростях машины учесть неравномерность вращения вала на периоде одного оборота).

2. Полученная реализация вибрационного сигнала разбивается на выборки, длительность которых равна периоду одного оборота диагностируемого вала механизма. Разбиение осуществляется либо непосредственно по показаниям отметчика, либо период одного оборота вала определяется из кинематических соображений по передаточным числам.

3. В результате неравномерности скорости вращения валов, в общем случае количество дискретных составляющих вибрационного сигнала для каждой из полученных выборок будет различным. В то же время для осуществления операции поэлементного суммирования необходимо иметь одинаковое число дискретных составляющих в каждой выборке. К тому же, для последующего применения преобразования Фурье их должно быть кратным  $2^n$ . Поэтому следующей операцией является приведение с помощью методов интерполяции массива данных каждой выборки к одинаковому числу элементов, кратному степени числа 2. Таким образом, вместо сигнала, являющегося функцией времени, получается сигнал, являющийся функцией угла поворота интересующего нас вала [4] (рисунок 2).

### Постановка задачи.

Применимость метода синхронного накопления для диагностики зубчатых передач основывается на том, что скорости вращения зубчатых колес связаны кинематически, и каждую частоту возбуждения  $f_{mi}$  можно выразить через

4. Последним этапом является поэлементное суммирование дискретных составляющих всех выборок и деление каждого элемента полученной суммарной выборки на число членов суммы, для получения усредненной выборки. Поскольку углы поворота, при которых значения полезно-

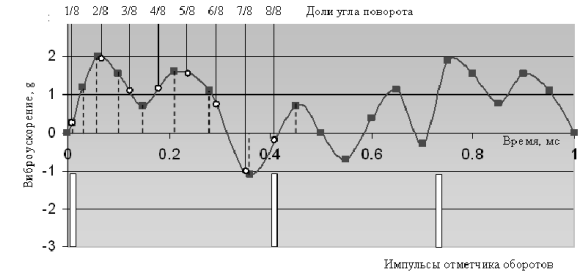


Рисунок 2 – Разбивка базового периода на доли угла оборота го сигнала, синхронизованного с вращением вала (т.е. результаты взаимодействия зубьев расположенных на диагностируемом валу зубчатых колес), всегда находятся в одном и том же месте относительно начала выборки, суммирование амплитуд вибраций для каждого углового положения вала позволяет выделить их значения на фоне шума и несинхронных составляющих (рисунок 3) [5].

**Результаты исследований.** Использование разработанного алгоритма при исследовании виброускорений рассмотрено на примере редукторов мотор-колес карьерного самосвала БелАЗ (рисунок 4). На обработанном сигнале (рисунок 4,б), полученном при синхронизации замера с вращением солнечной шестерни первого ряда РМК ( $z=21$ ), хорошо просматриваются 21 периодическая составляющая, характеризующие колебания, вызванные переспряжением ее зубьев.

Затем к полученной усредненной выборке применяется преобразование Фурье, в результате чего получается гармонический спектр (рисунок 5).

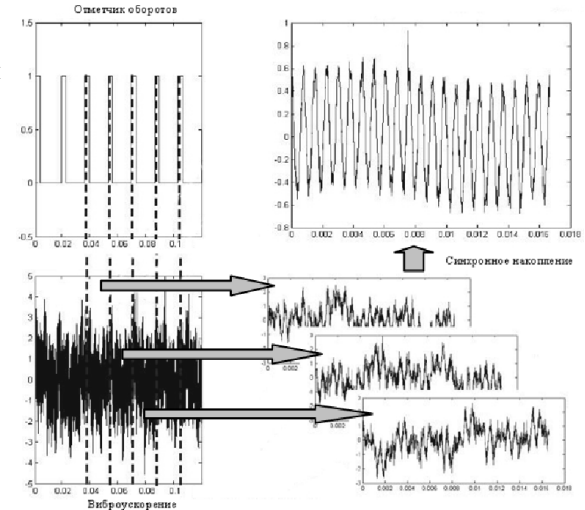


Рисунок 3 – Алгоритм реализации метода синхронного накопления [5]

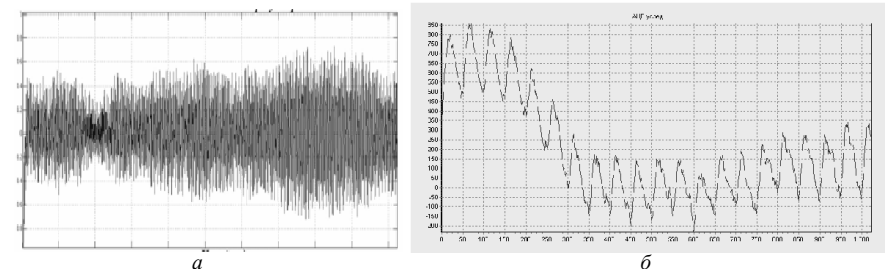


Рисунок 4 – Сигналограммы виброускорений РМК самосвала БелАЗ: а – необработанный сигнал; б – синхронное накопление для шестерни  $z=21$

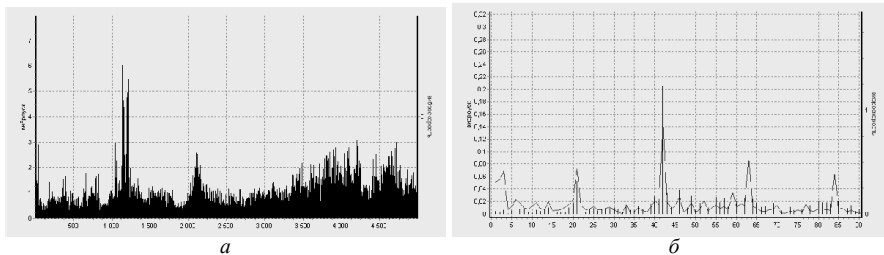


Рисунок 5 – Спектры віброускорень РМК самосвала БелАЗ:  
 а – амплитудно-частотний; б – синхронне накоплення для шестерни  $z=21$

В даному спектрі перша гармоніка являється амплітудою першої оборотної частоти розгляданого вала (друга – другої і т.д.); амплітуда зубцової частоти будь-якого зубчастого колеса, сидячого на даному валу, буде рівнятися численному значенню гармоніки с номером, рівним числу зубців даного зубчастого колеса і т.п. В розгляданому випадку легко розрізняються гармоніки с номерами 21, 42, 63 і 84, являючись зубцовою і кратними їй частотами діагностичної шестерні. По змінам амплітуд цих гармонік в часі експлуатації можна судити про стан даної сонячної шестерні.

**Висновки.** Застосування методу синхронного накоплення при вібродіагностиці зубчастих передач мобільних машин в умовах експлуатації дає хороші результати, дозволяючи не тільки покращити співвідношення сигнал/поміха шляхом відсіювання коливань самої машини на нерівностях дорожнього покриття і інших шумоподібних складових, але і відокремити від коливань, викликаних динамічними навантаженнями в інших елементах трансмісії, а також розділити інформацію про коливання зубчастого привода в цілому на складові частини, що характеризують окремі елементи.

**Список літератури:** 1. ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 2. Обработка, анализ и представление результатов измерений вибрации. – М.: Изд-во стандартов, 2010. – 25с. 2. Вибрации в технике : справочник : в 6 т. / под ред. В.Н. Челомей. – М.: Машиностроение, 1978-1981. – Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / под ред. Ф.М.Диментберга, К.С.Колесникова. – 1980. – 544с. 3. Чагаев В.Н. Автоматизированные системы мониторинга технического состояния и работоспособности оборудования / Сервисное обслуживание в ЦБГ: сборник трудов междунар. научно-практической конференции. Санкт-Петербург, 19-20 ноября 2009 года / Под ред. проф. А.Н. Иванова. – СПб.: ГОУВПО СПб ГТУ РП, 2009. – С.36-41. 4. Разработать программное обеспечение системы вибромониторинга редуктора мотор-колес: отчет о НИР (промежуточный) / Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, рук. темой Н.Н. Ишин. – Мн., 2009. – 46с. 5. Vibration time Synchronous averaging [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.forums.ni.com/t5/LabVIEW/vibration-time-Synchronous-averaging/td-p2106372.htm>.

Поступила (received) 29.01.2014

УДК 621.833.5

О.П. КАРПОВ, к.т.н., доцент каф. "ДВЗ і машинознавство" СНУ ім. В. Даля, Луганськ

### ВПЛИВ АСИМЕТРИЧНОЇ ФУНКЦІЇ ПЕРЕДАТНОГО ВІДНОШЕННЯ НА КРУТИЛЬНІ КОЛИВАННЯ ВЕДЕНОГО ВАЛА ЗУБЧАТОЇ ПЕРЕДАЧІ

Проведено оцінку параметрів крутильних коливань веденого вала передачі некруткими зубчастими колесами з асиметричною функцією передатного відношення. Встановлено, що частота і період цих ко-

© О.П. Карпов, 2014

ливань мають змінний характер за один оберт ведучого колеса на відміну від частоти і періоду власних коливань системи, що вказує на можливість використання цих передач для зниження їх віброактивності.

**Ключові слова:** зубчаста передача, змінне передатне відношення, асиметрична функція, крутильні коливання.

**Вступ. Мета й актуальність завдань досліджень.** Більша частина ушкоджень у машинах і в їхніх деталях відбувається в результаті виникнення в них коливань. Основною механічних коливань у машинах є знакозмінний рух динамічних систем.

Усякий зубчастий редуктор є коливною системою, дійсні навантаження в якому при розрахунках визначаються найчастіше приблизно. Це пов'язане з періодичними й випадковими процесами навантаження. У зв'язку із цим навіть шгучне завищення коефіцієнтів запасу міцності не завжди рятує від передчасного зношування.

Реакцією редуктора на зміну зовнішніх і внутрішніх сил є виникнення коливань валопровода, в основному крутильні й згинні. Саме ці коливання разом з динамічними навантаженнями в самому зачепленні й визначають навантажувальний режим передачі.

Встановлено, що значна пружна піддатливість зубчастих зачеплень викликається в основному не згином зубців, а розходженням зачеплень у зв'язку з деформаціями валів, корпусу й підшипників.

Вивченню питань віброактивності зубчастих передач круглими колесами присвячено праці Б.М. Абрамова, Э.Л. Айрапетова, М.Д. Генкіна, А.І. Петрусевича, А.П. Філіпова, В.К. Гринкевича, Т. Тошимі, К. Масана, Д. Уолес, А. Сейрег, Г. Опітц та ін. Проведений огляд вітчизняної та зарубіжної літератури дозволяє зробити висновок: праці, пов'язані з дослідженнями впливу передач некруткими зубчастими колесами (у тому числі й передач з асиметричною функцією передатного відношення) на власні, вимушені та резонансні коливання у зубчастих редукторах, до сьогодні не проводилися.

**Матеріали досліджень.** Крутильні коливання валів мають досить важливе значення у випадках, де доводиться мати справу з великими швидкостями обертання, а так само, де при відносно невеликих швидкостях зустрічаються довгі вали з насадженими на них великими обертаючими масами. При крутильних коливаннях власний період коливань пружного вала з насадженим на нього колесом виражається залежністю

$$T_{ск} = 2\pi\sqrt{\frac{\phi}{\epsilon}}, \quad (1)$$

де  $\phi$  – кутова деформація вала, кут закручування;  $\epsilon$  – кутове прискорення.

Як відомо з теорії опору матеріалів,

$$\phi = \frac{T \cdot \ell}{G_0 \cdot I_0}, \quad (2)$$

де  $T$  – крутний момент на валу;  $\ell$  – довжина ділянки вала, що зазнає скручування;  $G_0$  – модуль поперечної пружності матеріалу вала при зсуві;  $I_0$  – полярний момент інерції площі поперечного круглого перетину вала діаметром  $d$  у небезпечному перетині,

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32}. \quad (3)$$

З урахуванням виразу (3) рівняння (2) приймає вигляд

$$\phi = \frac{32 \cdot T \cdot \ell}{\pi d^4 G_0}. \quad (4)$$