

УДК 629.3.021-59

ОСОБЕННОСТЬ РАСЧЕТА ТОРМОЗОВ ПО МЕТОДИКЕ, ОСНОВАННОЙ НА ЗАКОНЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК, ОПРЕДЕЛЯЕМЫХ ХАРАКТЕРОМ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КОЛОДОК

*Холодный Ю.Ф., к.т.н., доц., Старков Н.В., доц.
Кременчугский государственный политехнический университет
имени Михаила Остроградского
39614, г. Кременчуг, ул. Первомайская, 20
E-mail: avtotr@polytech.poltava.ua*

Розглядається методологія розрахунку барабаних гальмівних механізмів, обладнаних внутрішніми колодками, що мають одну ступінь свободи у програмі Mathcad. Методологія розроблена на основі закону розподілення питомих навантажень, що визначається характером пересування гальмівних колодок.

Ключові слова: методологія розрахунку, гальмівний механізм, гальмівний момент, коефіцієнт тертя.

Is shown the methodology of calculation of the drum brake mechanisms equipped inside shoes, having one degree of freedom, in program Mathcad. The methodology is created on the basis of the law of distribution of the specific loadings determined by character of moving brake shoes.

Key words: methodology of calculation, the brake mechanism, the brake moment, factor of friction.

Введение. Как известно, конечный результат нового проектирования узлов и механизмов в немалой степени зависит не только от выбранной для этого методики расчетов, но и от правильности ее применения. Именно человеческий фактор в восприятии конструктором положений, разработанных автором методики, играет в данном случае основную роль. Поэтому важным представляется не только предложить проектанту методику расчетов в виде набора формул, но и оказать содействие ему в виде методологии их применения.

Анализ предыдущих исследований. Методики функционального расчета барабанных тормозных механизмов предлагают формулы, например, для определения тормозного момента, момента прижатия колодок или др., решение которых не требует применения каких-либо специальных средств в виде ЭВМ. Объясняется это простотой формул, не требующих проведения каких-либо циклических вычислений. Например, тормозной момент можно определить при помощи [1], а именно:

$$T_{\tau} = q_{max} \cdot b \cdot r_{\delta}^2 \cdot f \cdot (\cos \alpha' - \cos \alpha''), \quad (1)$$

где q_{max} – максимальное давление на колодке;

b – ширина тормозной накладки;

r_{δ} – радиус тормозного барабана;

f – усредненное значение коэффициента трения;

α' – угол между отрезками, соединяющими ось вращения барабана с осью поворота колодки с точкой накладки наименее удаленной от оси колодки;

α'' – угол между отрезками, соединяющими ось вращения барабана с осью поворота колодки с точкой накладки наиболее удаленной от оси колодки.

Аналогично обстоит дело и с расчетом других параметров тормозного механизма.

Однако, как было показано в [2], указанные методики работоспособны только в ограниченном диапазоне величины коэффициента трения, что вы-

звано несовершенством законов, описывающих действующие на накладку распределенные удельные нагрузки.

В отличие от указанных, методика [3] работоспособна во всем возможном диапазоне коэффициента трения [2]. Вычисления в ней предлагается вести, предварительно условно разбив накладку колодки на отдельные дугообразные сегменты толщиной dq (рис. 1). И чем тоньше они будут, тем точнее будет результат. Анализ методики показал, что не все из формул, входящих в нее, могут быть представлены в виде определенных интегралов (см. [3, (3.19)]), а поэтому потребуются ведение расчетов с организацией циклов. Для этих целей удобно применять ЭВМ.

В этой связи предлагается вести исследования как вариант в среде программы Mathcad.

Цель работы. Представление потенциальным пользователям методики [3] основных положений методологии ее применения при проведении функциональных расчетов барабанных тормозных механизмов с внутренним размещением колодок, имеющих одну степень свободы.

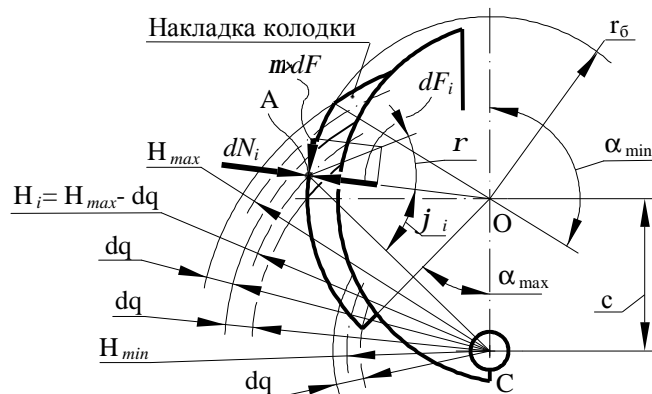
При этом целью статьи является не представление полностью готовой программы, а наиболее специфичных ее элементов.

Материалы и результаты исследований. Учитывая ограничения, которые накладываются объемом статьи, в дополнение к допущениям, изложенным в [3], был введен еще ряд:

1) тормозные колодки (а значит и накладки) полностью симметричны;

2) методология рассматривается для тормозного механизма, оборудованного гидравлическим разжимным устройством;

3) материалы накладок обеих колодок имеют одинаковые усредненные значения коэффициента трения.



с - расстояние от оси колодки до оси барабана; r - угол трения; j_i - угол между отрезками, соединяющими рассматриваемую точку с осями вращения тормозного барабана и колодки; H_{max} - расстояние от оси колодки до наиболее удаленной рассчитываемой точки накладки; H_{min} - расстояние от оси колодки до наименее удаленной рассчитываемой точки накладки; α_{max} - угол между отрезками, соединяющими ось вращения барабана с осью поворота колодки и с рассчитываемой точкой накладки наиболее удаленной от оси колодки; α_{min} - угол между отрезками, соединяющими ось вращения барабана с осью поворота колодки и с рассчитываемой точкой накладки наименее удаленной от оси колодки

Рисунок 1 – Расчетная схема тормозной колодки

Приведенные ниже формулы по своей структуре полностью соответствуют их отображению в среде Mathcad.

4) Как уже упоминалось выше, одним из основных положений методики [3] является представление накладке тормозной колодки в виде i -того множества элементарных фрикционных элементов, имеющих относительно оси колодки толщину dq (рис. 1, а также [3, стр. 44]). Исходя из этого положения, задавшись величиной dq , необходимо определить количество данных элементов:

$$n := \text{ceil} \left(\frac{H_{max} - H_{min}}{dq} \right), \quad (2)$$

где ceil – встроенная функция Mathcad, округляющая результат к ближайшему наименьшему целому [4];

H_{max} – расстояние от оси колодки до наиболее удаленной рассчитываемой точки накладки;

H_{min} – расстояние от оси колодки до наименее удаленной рассчитываемой точки накладки.

Вычисленное значение применяется для задания индексов рассчитываемым точкам накладки:

$$i := 0..n, \quad (3)$$

В результате этого, например, формула для определения расстояния от оси колодки до произвольной точки накладке примет вид:

$$H_i := H_{min} + dq \cdot i, \quad (4)$$

Следующим важным моментом функционального расчета тормозного механизма является проверка углов $(\phi_i + \rho)$ у рассчитываемых точек накладке на непревышение ими значения в 90° [5]. Это является важным, т.к. именно при достижении данного угла направление действия элементарной равнодействующей совпадет с направлением максимальной деформации материала накладке тормозной колодки. С этой целью в программу необходимо поместить модуль (5):

где β_i – углы между элементарными равнодействующими силами и отрезками, соединяющими точки их приложения с осью поворота тормозных колодок, которые равны сумме углов $(\phi_i + \rho)$.

$$\beta_i := \begin{cases} \frac{\pi}{2} & \text{if } \beta_i > \frac{\pi}{2} \\ \beta_i & \text{otherwise} \end{cases}, \quad (5)$$

Важным для вычислений является определение угловой координаты действующей на накладку колодки максимальной удельной нагрузки. С этой целью необходимо провести ряд последующих вычислений:

1) задаемся произвольным значением действующей удельной нагрузки и привязываем это значение к ближайшей точке накладке относительно оси поворота колодки (в Па):

$$P_{min} := 1 \cdot \text{Pa}, \quad (6)$$

2) используя [3, (3.12)] и на основании условия (6) определяем удельные нагрузки:

$$P_i := P_{min} \cdot \frac{H_i \cdot \sin(\phi_i) \cdot \sin(\beta_i)}{H_{min} \cdot \sin(\phi_0) \cdot \sin(\beta_0)}, \quad (7)$$

где «0» – индекс, указывающий на то, что данные параметры соответствуют расстоянию H_{min} ;

3) задаем значения распределенных удельных нагрузок численно полностью совпадающие с индексами i у рассчитываемых точек накладке (для совместимости строк в матрице присваиваем каждому значению размерность давления в Па). Данным действием мы создаем первую строку матрицы и как бы "обходим" программный пакет с целью последующего определения индекса при искомой угловой координате

$$P_{\text{вспомогательная}_{0,i}} := i \cdot \text{Pa}, \quad (8)$$

4) присваиваем значения распределенных удельных нагрузок на основании ранее определенных данных, создавая вторую строку матрицы

$$P_{\text{вспомогательная},i} := P_i \quad (9)$$

На рис. 2 представлен фрагмент полученной матрицы, состоящей из двух строк. Первая строка соответствует индексам i при рассчитываемых точках, а вторая, соответственно, рассчитанным по (7) значениям распределенных удельных нагрузок в них;

P _{вспомогательная}		45	46	47	48	Pa
	0	45	46	47	48	
	1	0.8972	0.6046	0.7017	0.5856	

Рисунок 2 – Фрагмент вспомогательной матрицы

5) с помощью встроенного оператора rsort создаем новую матрицу, которая получается сортировкой предыдущей матрицы по строке "1" (вторая строка) с перестановкой столбцов по возрастанию значений элементов в строке "1" (рис. 3);

$$pp := \text{rsort}(P_{\text{вспомогательная}}^1), \quad (10)$$

pp =		45	46	47	48	Pa
	0	23	26	24	25	
	1	1.6114	1.6143	1.6149	1.6159	

Рисунок 3 – Фрагмент матрицы после сортировки

б) рассчитываем индекс точки накладки колодки, в которой значение распределенной удельной нагрузки максимально (исходя из того, что в матрице (10) максимальное значение распределенной удельной нагрузки находится в крайней правой ячейке):

$$m := \frac{pp_{0,n}}{Pa} \quad (10)$$

Для проведения дальнейших вычислений также необходимо провести присвоение параметров для точки, где значение максимальной удельной нагрузки, действующей на накладку, максимально:

$$\beta_{\text{max}} := \beta_m, \quad \phi_{\text{max}} := \phi_m, \quad H_{\text{max}} \beta_{\text{max}} := H_m$$

Также, для удобства записи в программе формул, рекомендуется делать предварительный расчет значений, которые представляют собой укрупненные часто повторяющиеся фрагменты формул:

$$Q_i := (H_i)^2 \cdot \sin(\phi_i) \cdot \sin(\beta_i), \quad (11)$$

$$T_i := (H_i)^2 \cdot \cos(\phi_i) \cdot \sin(\beta_i). \quad (12)$$

В этом случае формула для определения распределенной удельной нагрузки, действующей на накладку самоприжимной колодки [3, (3.20)] примет вид формулы (13):

$$P_{\text{max_сп}} := \frac{M_{\text{пр}} \cdot H_{\text{max}} \beta_{\text{max}} \cdot \sin(\phi_{\text{max}}) \cdot \sin(\beta_{\text{max}})}{dq \cdot b \cdot \sum_i Q_i} \cdot \sum_{j=1}^{100} \left[\mu \cdot \left[\frac{\sum_i T_i}{\sum_i Q_i} \right] \right]^{(j-1)}, \quad (13)$$

где $M_{\text{пр}}$ – момент прижатия колодки к барабану;
 b – ширина накладки колодки;

μ – коэффициент трения;

j – число шагов расчета эффекта самоприжатия

$$j := 1.. 100, \quad (14)$$

причем брать максимальное значение индекса j более 100 не целесообразно, так как явление самоприжатия носит самозатухающий характер по мере возрастания коэффициента.

Все остальные формулы, не приведенные в статье, либо полностью соответствуют аналогичным формулам, приведенным в работе [3], либо являются производными от них.

Выводы. На основании представленных материалов сделаны следующие выводы:

1. При проведении комплекса расчетов параметров угловой координаты, действующей распределенной удельной нагрузки, целесообразно применять встроенные в данный программный продукт операторы.

2. Использование математического аппарата программного продукта позволяет с уменьшением шага расчетов повысить точность исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. - М.: Машиностроение, 1984. - 376 с.

2. Холодный Ю.Ф., Старков Н.В. К выбору методики для проектирования барабанных тормозов, оборудованных колодками, имеющими одну степень свободы // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ, 2007. – Вип. 2/2007 (43) частини 1. – 128 с.

3. Холодный Ю.Ф. Метод расчета автомобильных барабанных тормозных механизмов, основанный на законе распределения удельных нагрузок, определяемых характером перемещения тормозных колодок: Дис... канд. техн. наук: 05.22.02. - Кременчук, 1998. - 127 с.

4. Очков В.Ф. Mathcad PLUS 6.0 для студентов и инженеров. – М.: ТОО фирма «КомпьютерПресс», 1996. – 238 с.

5. Холодный Ю.Ф., Старков Н.В., Холодный В.Ю. Влияния коэффициента трения на силы, действующие в контактирующей паре «тормозная колодка – барабан» // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ, 2007. – Вип. 2/2007 (43) частини 1. – 128 с.

Статья поступила 20.11.2007.
 Рекомендовано к печати д.т.н., проф.
 Масловым А.Г.