

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ РОЛИКОВЫХ ЗАТВОРОВ

Л.Г. ГОРОДИССКИЙ, Г.К. КУЗНЕЦОВ

(Костромской государственной технологической университет)

Перспективы расширения использования аппаратов для непрерывной обработки тканей при высокой температуре и давлении и при использовании вакуума требуют изучения отдельных узлов этих устройств [1, 2].

Основным элементом названных аппаратов являются роликовые затворы, задача которых заключается в создании непроницаемости при вводе и выводе ткани из аппарата [3].

Роликовый затвор представляет собой механизм, состоящий из двух валков-роликов, прижимаемых друг к другу для создания непроницаемости в жале. Методы силового исследования таких валковых узлов известны [4...6], однако при рассмотрении роликовых затворов имеются особенности, связанные с наличием уплотнительных устройств и действием давления агента технологической обработки материала.

Роликовые затворы можно разделить на устройства с принудительным прижимом и устройства с самоуплотнением [3]. В первом случае непроницаемость достигается при помощи традиционного прижимного устройства (пружинного, пневматического и др.), во втором – за счет давления в камере.

Схемы затворов первого и второго типов (при отсутствии движения роликов) даны на рис. 1. При движении изменяется лишь эпюра распределения давления в жале роликов и возникают моменты от трения в уплотняющих устройствах.

В основу силового расчета положен принцип превышения максимального давления n_{\max} в жале роликов над технологическим давлением p в аппарате: $n_{\max} \geq p$.

Задача расчета – определить максимальное давление в жале роликов, необходимое для обеспечения непроницаемости.

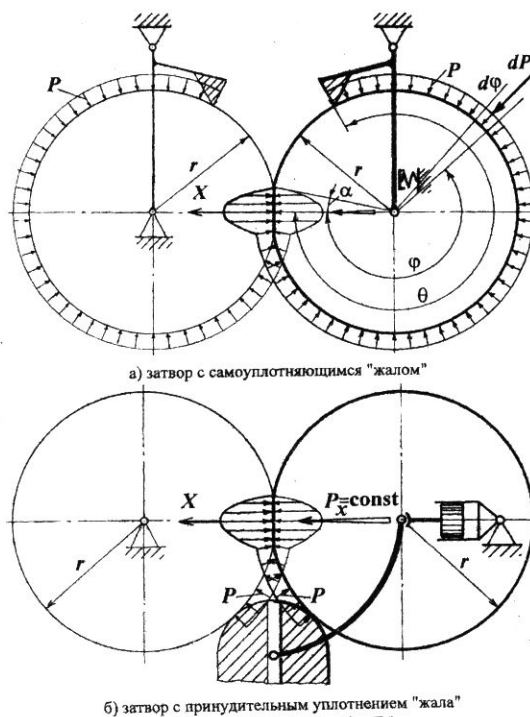


Рис. 1

Ниже приводится методика расчета валковых механизмов [4, 5], адаптированная для роликовых затворов на основе выданного принципа.

Интенсивность нагрузки в паре валков

$$q = \frac{Q}{l},$$

где Q – суммарная нагрузка прижимного устройства; l – длина жала валков.

Среднее давление на площадке контакта

$$n_{\text{cp}} = \frac{Q}{bl},$$

где b – ширина площадки контакта.

Тогда

$$n_{\text{cp}} = \frac{q}{b}.$$

Для статического нагружения валков определены следующие возможные законы распределения нагрузки на площадке контакта – эллиптический, параболический, гармонический, показательный [5, 6].

Каждый из этих законов характеризуется величиной отношения максимального давления на площадке контакта к среднему:

$$k = \frac{n_{\max}}{n_{\text{ср}}}$$

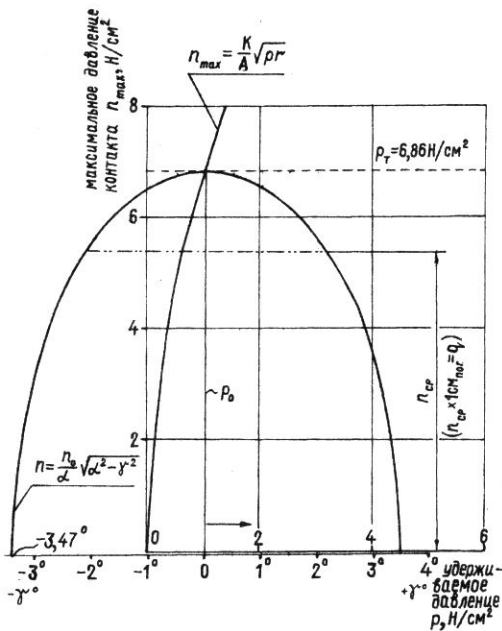


Рис. 2

Для эллиптического закона распределения (рис. 2, $P_{x_{\max}}$) этот коэффициент равен $k=1,27$. Тогда

$$q = \frac{b}{k} n_{\max}$$

Однако прямой пропорциональности между интенсивностью нагрузки и максимальным давлением на площадке контакта нет, так как ширина площадки контакта зависит от нагрузки. В результате экспериментов получена зависимость, изображенная на рис. 3 (толщина гуммировки 1,3 см, твердость 70...75 ед ТИР и r вала 7,5 см) и описываемая уравнением [5]:

$$b = Aq^c$$

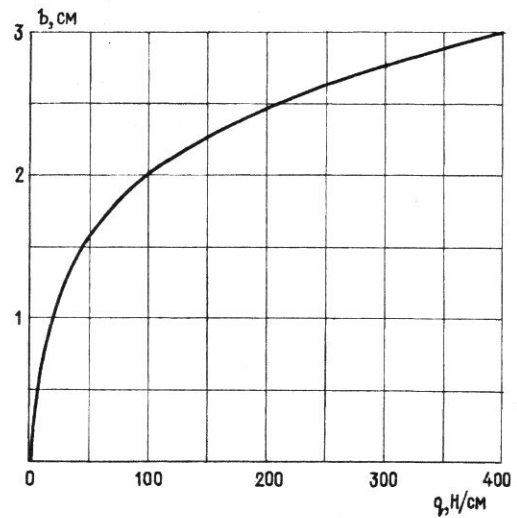


Рис. 3

Здесь A и c – коэффициенты, зависящие от свойств контактирующих материалов. Величина c чаще всего близка или равна $1/2$.

Подставив эту величину и произведя преобразования, получим

$$q = \frac{A^2}{k^2} n_{\max}^2 \quad \text{или} \quad n_{\max} = \frac{k}{A} \sqrt{q}$$

Таким образом, для расчета необходимо иметь представление о свойствах обрабатываемого материала и покрытия вала и на этом основании задать величину k и определить A [7].

В самоуплотняющихся затворах требуется проверка достаточности давления в камере для гарантированного уплотнения. Давление агента обработки материала в камере равномерно распределяется по дуге контакта, определяемой углом Θ (рис. 1). Горизонтальная составляющая P_x равнодействующей P создает прижим одного ролика к другому и уплотнение в затворе.

Элементарная сила давления на поверхности ролика

$$dP = p \ell r d\varphi$$

Ее проекция на горизонтальную ось

$$dP_x = p \ell r \cos \varphi d\varphi$$

$$P_x = \int_0^{\Theta} p \ell r \cos \varphi d\varphi.$$

После интегрирования получим

$$P_x = p \ell r \sin \Theta.$$

Исследуем на экстремум

$$\frac{dP_x}{d\Theta} = p \ell r \cos \Theta = 0.$$

Угол установки уплотнителя, при котором усилие будет максимальное, равен $\frac{3\pi}{2}$.

Максимальная сила прижима при этом будет

$$P_x = p \ell r.$$

Тогда интенсивность в паре валков

$$q = p r.$$

Используя выведенные ранее выражения, получим

$$p r = \frac{A^2}{k^2} n_{\max}^2 \quad \text{или} \quad n_{\max} = \frac{k}{A} \sqrt{p r}.$$

Для конкретизации сделаем цифровые подстановки: $k = 1,27$; $A = 0,52$; $r = 7,5$ [7].

Получим зависимость

$$n_{\max} = 6,8 \sqrt{p},$$

по которой построена кривая на рис. 2. Данная кривая определяет величину технологического давления в камере, при котором будет обеспечена непроницаемость затвора.

1. Силовой анализ роликовых затворов производится по традиционной схеме, принятой для валковых механизмов, с условием, чтобы давление в жале затвора было не меньше давления в уплотняемой камере.

2. При анализе самоуплотняющихся затворов используется методика приведения распределенных сил к равнодействующей и определяется усилие прижима.

3. При самоуплотняющихся затворах эффективное уплотнение возможно лишь при достижении достаточного давления в камере.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сафонов В.В. // Текстильная промышленность. – 2001, № 5.
2. Барабошкин Е.А., Городисский Л.Г., Кузнецов Г.К. К вопросу об актуальности исследований процессов и аппаратов для непрерывной высокотемпературной обработки тканей под давлением. – Деп. ООО "Легпромформ", № 4047, 20.12.2001.
3. Городисский Л.Г. Затворы аппаратов непрерывного действия. – М.: ЦНИИТЭИлегпищемаш, 1967.
4. Кузнецов Г.К. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1967, № 5.
5. Кузнецов Г.К. Исследование и методика проектирования валковых отжимных устройств текстильных машин: Дис.... докт.техн.наук. – Л., ЛИТЛП, 1970.
6. Фомин Ю.Г. и др. Основы теории, конструкция и расчет валковых машин. Иваново. – ч.1. 1999.
7. Городисский Л.Г. Непрерывная расшлихтовка под давлением тканей шелкового ассортимента без применения химматериалов // Тез. докл. Всесоюз. научн.-техн. конф.: Повышение эффективности теплообменных и гидродинамических процессов в текстильной промышленности и производстве химических волокон. – М., МТИ, 1978.

Рекомендована кафедрой теории механизмов и машин и проектирования текстильных машин. Поступила 29.11.02.