

УДК 677.051.178.4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПИЛЬЧАТЫХ ЛЕНТ

С.Б. ОРЕНБАХ, Г.В. САВЕЛЬЕВ

(ОАО "ЦНИИМашдеталь", ООО МНТЦ "Текма")

До недавнего времени проектирование конструкций пильчатых лент проводилось исходя из статического рассмотрения процесса чесания. Применение современных виброизмерительных, лазерных и других систем, а также программ компьютерного моделирования позволило проектировать гарнитуры на новом уровне. Используя разработанный численный метод расчета процесса функционирования чесальной машины [1], можно сократить процессы вычисления и обработки результатов проектирования гарнитур.

При модернизации чесальных машин и установлении эффективных режимов эксплуатации высокопроизводительных чесальных машин одним из наиболее важных факторов является определение оптимальных характеристик пильчатых лент (переднего и заднего углов; шагов и высот зубьев; шероховатости поверхности и др.). Устанавливая связь между взаимодействующими зубьями барабанов, например, между передними углами главного и съемного барабанов, возможно уменьшить неровноту чесаной ленты (ватки прочеса) на выходе машины, то есть свести к минимуму неровноту полуфабриката. Для разных типов волокон, перерабатываемых на всевозможных конструкциях чесальных машин, должны применяться пильчатые ленты, имеющие определенные параметры [2].

Для решения как поставленной задачи, так и для ряда других задач, возникающих в процессе чесания, целесообразно использовать результаты достоверных экспери-

ментальных зависимостей работы чесальной машины, что имеет практический смысл лишь при условии полной воспроизводимости и повторяемости экспериментальных данных исследуемой машины.

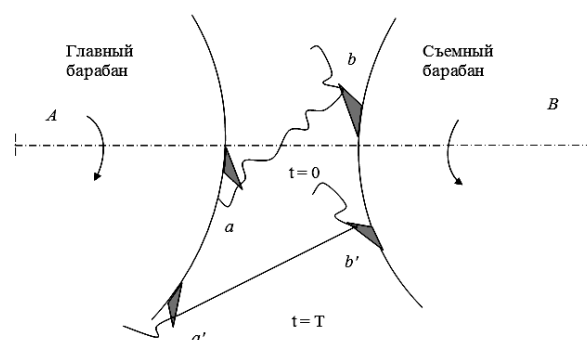


Рис. 1

Определение оптимальных характеристик пильчатых лент начнем с установления передних углов наклона зубьев взаимодействующих барабанов и на примере взаимодействия главного и съемного барабанов рассмотрим процесс переноса волокна [3], (рис. 1).

В начальный момент времени $t = 0$ волокно ab находится в положении, где точки a и b (точки зацепления за главный и съемный барабаны) расположены либо на оси AB , либо весьма близки к ней. В момент $t = T$ происходит отрыв волокна (точки a' и b'). В этом случае волокно переходит на съемный барабан B , либо остается зацепленным за гарнитуру главного барабана A .

Независимо от того, на каком барабане окажется волокно, математическая модель переноса имеет вид:

$$L^2 = [R(1 - \cos \omega_a T) + r(1 - \cos \omega_b T)]^2 + [R \sin \omega_a T - r \sin \omega_b T]^2, \quad (1)$$

$$\Delta \Theta_{кр} = \Theta - \theta - (\omega_a T + \omega_b T). \quad (2)$$

Здесь ω_a, ω_b – угловые скорости вращения главного и съемного барабанов; R, r – радиусы главного и съемного барабанов; Θ, θ – углы наклона передних граней зубьев барабанов; $\Delta \Theta_{кр}$ – разность критических углов.

Первое уравнение – сумма квадратов по горизонтальной и вертикальной осям проекций зацепленной части волокна L за зуб гарнитуры, а второе уравнение – уравнение баланса углов.

При определении величины L следует иметь в виду, что точка зацепления волокна за зуб – случайная величина, имеющая равномерное распределение. Следовательно, при определении T из уравнения (1) в качестве величины L следует взять половину средней длины волокон.

При известных значениях ω_a, ω_b и

$$K_{св} = 6,7676 - 0,2474 \left(\frac{N_m - 0,21}{0,03} \right) + 0,2118 \left(\frac{N_m - 0,21}{0,03} \right)^2 + 0,7 \left(\frac{Z - 119}{19} \right) - 0,3325 \left(\frac{\delta - 5}{1} \right),$$

$$K_{и} = 5,581 - 0,325 \left(\frac{N_m - 0,21}{0,03} \right) + 0,067 \left(\frac{N_m - 0,21}{0,03} \right)^2 + 0,31 \left(\frac{Z - 119}{19} \right) - 0,1372 \left(\frac{\delta - 5}{1} \right),$$

где N_m – номер чесаной ленты, м/кг; Z – скорость выпуска ленты, м/мин; δ – разводка между главным и съемным барабанами ($1/1000'' \sim 0,025$ мм).

Следует отметить, что коэффициенты $K_{и}$ и $K_{св}$ используются при оценке качества чесаной ленты. Измерения ровноты чесаной ленты сечением 14 мм проводили на отрезках длиной в 20 и 300 м; $K_{св}$ используется для оценки отрезков в 300 м, а $K_{и}$ – для отрезков в 20 м.

Значения N_m, Z и δ использовались в

$\Delta \Theta_{кр}$ задача сводится к решению нелинейного алгебраического уравнения (1) относительно величины T , которое подставляется в уравнение (2).

Таким образом, разность между передними углами зубьев главного и съемного барабанов:

$$\Theta - \theta = \Delta \Theta_{кр} - (\omega_a + \omega_b) T.$$

Решение уравнения (1) можно осуществить численно, методом последовательных приближений.

Итак, исходная задача сводится к определению оптимальных значений угловых скоростей ω_a и ω_b . Необходимо установить критерии, исходя из которых следует искать значения скоростей вращения барабанов. В качестве этого выберем критерий, характеризующий общую неровноту чесаной ленты (ватки прочеса). Этот критерий зададим в виде суммы двух функций $K_{и}$ и $K_{св}$, характеризующих ровноту полуфабриката. Смысл и метод получения этих функций подробно описан в [4]. Они имеют вид:

качестве коэффициентов регрессионного уравнения и изменялись: N_m от 0,15 до 0,27; Z от 83,5 до 136 м/мин; δ от $3/1000''$ до $7/1000''$.

При определении параметров N_m, Z и δ необходимо учитывать следующие ограничения: сила P , действующая на одно волокно, не должна превышать величину разрывной нагрузки $P_{разр}$, а производительность чесальной машины G_0 не должна быть ниже заранее заданной, то есть:

$$P < P_{\text{разр}}, \frac{Z}{N_m} > G_0.$$

Для определения силы P , действующей на волокно, учтем, что вектор силы определяется как сумма векторов:

$$P = P_{\text{чес}} + P_{\text{ц.б}} + P_{\text{д.в}} + P_{\text{у.с}},$$

где $P_{\text{чес}}$ – вектор силы чесания; $P_{\text{ц.б}}$ – вектор центробежной силы; $P_{\text{д.в}}$ – вектор силы давления воздуха; $P_{\text{у.с}}$ – вектор силы упругого сопротивления волокна в гарнитуре.

Определим скалярные значения этих сил [5]:

$$P_{\text{ц.б}} = \frac{GR\omega_a^2 \pi^2}{g30^2} = 1,12GR\omega_a^2 \cdot 10^{-3},$$

$$P_{\text{чес}} = 53,6865 - 13,9665 \left(\frac{N_m - 0,21}{0,03} \right) - 3,7015 \left(\frac{N_m - 0,21}{0,03} \right)^2.$$

При высокопроизводительном процессе хлопкочесания до 100 кг/ч на ширине машины один метр увеличение скорости подачи волокон Z в единицу времени не оказывает существенного влияния на силу чесания, так же как и величина разводки δ между главным и съёмным барабанами, принятая 5/1000".

Далее произведем пересчет этой силы на одно волокно согласно [5] и определим силу упругого сопротивления волокон $P_{\text{у.с}} = V + Q$, где V – сила, необходимая для сжатия волокон; Q – сила трения, возникающая при скольжении волокон вдоль зубьев гарнитур.

$$V = 13100 p^2 - 46 p,$$

где p – коэффициент заполнения гарнитур.

$$Q = \mu N,$$

где μ – коэффициент трения волокон хлопка по стальному зубу; N – нормальное давление на одно волокно.

В зависимости от состояния волокон,

где G – сила тяжести волокна, кгс; R – радиус главного барабана, м.

Силу давления воздуха определим по формуле:

$$P_{\text{д.в}} = C f_B (N_2 - W_1)^2 \frac{\rho_{\text{возд}}}{2},$$

где C – экспериментальный коэффициент, зависящий от числа Рейнольдса; f_B – площадь поперечного сечения волокна, м²; $(N_2 - W_1)$ – скорость воздушного потока относительно скорости волокна, м/с; $\rho_{\text{возд}}$ – плотность воздуха 0,123 кгс·с/м.

Силу чесания на все волокна определим в зависимости от N_m (согласно[4]) в виде:

чистоты поверхности зуба, то есть его шероховатости, других трибологических составляющих коэффициент трения может быть от 0,2 до 0,36.

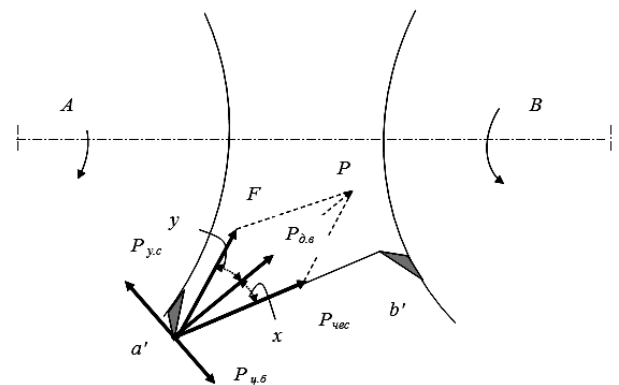


Рис. 2

Для определения абсолютного значения результирующей силы P , действующей на одно волокно, рассмотрим диаграмму всех указанных сил (рис. 2).

Равнодействующая сил $P_{\text{ц.б}}$, $P_{\text{у.с}}$ и $P_{\text{д.в}}$ определяется как:

$$F = \sqrt{(P_{\text{у.с}} - P_{\text{ц.б}})^2 + P_{\text{д.в}}^2}.$$

Результирующую силу можно определить, зная угол между силой F и $P_{\text{чес}}$.

Для этого вначале определим угол x между $P_{\text{дв}}$ и $P_{\text{чес}}$:

$$x = \arccos \frac{R \sin \omega_a T - r \sin \omega_b T}{L} - \omega_a T,$$

где T – время с момента зацепления волокна до момента его перехода на съемный барабан.

Угол между F и $P_{\text{д.в.}}$:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{\text{пер}}(N_m, Z) = K_{\text{св}} + K_{\text{п}} \rightarrow \min \\ P_{\text{рез}} < P_{\text{разр}} \\ \frac{Z}{N_m} > G_0 \end{array} \right. \quad Zp=G,$$

которую возможно решить относительно N_m, Z .

Подставив решение задачи оптимизации

$$y = \arctag \frac{P_{\text{у.с}} - P_{\text{ц.б}}}{P_{\text{д.в}}}.$$

Таким образом, угол между F и $P_{\text{чес}}$ равен $x + y$.

Далее по теореме косинусов определяем значение силы $P_{\text{рез}}$:

$$P_{\text{рез}} = \sqrt{P_{\text{чес}}^2 + F^2 + 2P_{\text{чес}}F \cos(x + y)}.$$

Окончательно имеем задачу оптимизации в виде:

в формулу для определения коэффициента передачи [4] в виде:

$$K_{\text{пер}}(N_m Z) = 10,6238 - 0,4004 \left(\frac{N_m - 0,21}{0,03} \right) + 1,0929 \left(\frac{Z - 119}{19} \right),$$

получим значение $K_{\text{пер}}$.

Далее необходимо воспользоваться эмпирическими зависимостями вида $K_{\text{пер}}(\omega_a)$ и $K_{\text{пер}}(K_v)$, где $K_v = \frac{\omega_b r}{\omega_a R}$.

Согласно этим зависимостям при решении уравнения (1) были выбраны скорости

$\omega_a = 396,3$ об/мин; $\omega_b = 20,72$ об/мин.

Относительным результатом является величина угла $y = \Theta - \theta - \Delta \Theta_{\text{кр}}$, в зависимости от других параметров. В частности, зависимость от длины зацепленной части волокна ($\ell_{\text{зац}} = L/2$) имеет вид:

$\ell_{\text{зац}}$, мм	20	30	40	50	60
y , град	1,87	2,80	3,73	4,66	5,60

Расчет проведен для наиболее характерных габаритов барабанов хлопкочесальной машины: $D = 1290$ мм, $d = 680$ мм.

Зависимость угла y от угловой скорости ω_a при $\ell_{\text{зац}} = 25$ мм; $D = 1290$ мм; $d = 680$ мм:

ω_a , об/мин	300	400	500
y , град	2,38	2,33	2,31

Зависимость угла y от D при $\omega_a = 396,3$ об/мин; $\omega_b = 20,72$ об/мин; $\ell_{\text{зац}} = 25$ мм:

D, мм	600	700	800	900	1300
у, град	5,01	4,30	3,67	3,00	2,31

После установления передних углов ленты главного и съемного барабанов, используя [1], мы определяли все остальные параметры чесальной гарнитуры.

ВЫВОДЫ

Проведено исследование по определению оптимальных конструкций и параметров пальчатых лент для высокопроизводительных чесальных машин. Исследования выполнены методами численного моделирования. Оптимизированы ленты для разных типов чесального оборудования, перерабатывающего разнообразные виды волокон. Новые конструкции лент могут быть использованы при модернизации действующего оборудования.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Оренбах С.Б.* Разработка численного метода расчета процесса функционирования чесальной машины // Сб. научн. тр. ЦНИИМашдеталь. – М.: ЦНИИТЭЛегпром, 1992.
2. *Оренбах С.Б.* Гарнитура чесальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1987.
3. *Харакава К., Киносита С., Танака К.* Модель передачи волокон между пальчатыми валами вблизи критического отношения скоростей поверхностей и ее применение // Сэньи кикай гаккайси. –Т. 28, №12, 1975.
4. *Артыц П.* Технические измерения важнейших параметров, влияющих на высокопроизводительное чесание: Дис. – Штутгарт, 1971.
5. *Ашнин Н.М.* Кардочесание волокнистых материалов. – М.: Легпромбытиздат, 1985.

Рекомендована техническим советом. Поступила 22.01.08.