

ИЗ ЗАГРАНИЧНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.

Теория привода и расхода силы бумагоделательных машин.

H. Rappold. «Pap. Fabr.», 1926 г., №№ 28, 29, 32, 33, 34, 37, 38.
Продолжение ¹⁾.

3. Крутящие моменты мокрых прессов.

а) Крутящие моменты валов.

У мокрых прессов, как и у гауч-пресса, возникают следующие моменты трения: M_{d1} — момент трения цапфы нижнего вала, M_{d2} — момент трения катания между нижним и верхним валом, M_{d3} — момент трения цапфы верхнего вала и M_{d4} — момент трения, возникающий вследствие трения лезвия шабера о верхний вал.

Пусть: d_1 — диаметр цапфы нижнего вала в см, d_2 — диаметр цапфы верхнего вала в см, D_1 — диаметр нижнего вала в см, D_2 — диаметр верхнего вала в см, G_1 — вес нижнего вала, G_2 — вес верхнего вала, P — вес груза в кг, $Q = G_1 + G_2 + P$ — давление на цапфы нижнего вала. Тогда

(подобно тому, как у гауч-пресса) по формуле 21 $M_{i1} = 0,64 \frac{D_1}{D_2} \cdot Q$.

Далее по формуле 22 идеальный крутящий момент трения катания у гауч-пресса $M_{i2} = 0,64 \cdot \frac{P + G_2 + T + G_3}{D_1}$.

Но так как у мокрых прессов нет шабера Киттнера, то последняя формула принимает вид

$$M_{i2} = 0,64 \cdot \frac{P + G_2}{D_1} \dots \dots \dots (27)$$

Идеальный момент трения цапфы верхнего вала вычисляется точно так же, как и у гауч-пресса, по формуле 23 $M_{i3} = 0,64 \cdot \frac{d_2 \cdot P}{D_2}$.

б) Момент трения шабера.

Соппротивление трению между лезвием шабера и валом $W = s \cdot B \cdot \mu$, где s давление, производимое шабером — около 0,15 кг на сантиметр ширины и коэффициент трения $\mu = 0,1$. Момент трения будет:

$$M_{d4} = \frac{D_2}{2} \cdot W = \frac{D_2}{2} \cdot s \cdot B \cdot \mu = \frac{D_2}{2} \cdot 0,15 \cdot B \cdot 0,1 = 0,0225 \cdot B \cdot D_2$$

Умножая это равенство на n_1 , получаем (по формулам 2 и 10а) идеальный крутящий момент:

$$M_{i4} = 0,0225 \cdot B \cdot D_2 \cdot \frac{100}{D_2 \cdot \pi} = 0,72 \cdot B \dots \dots \dots (28)$$

¹⁾ См. «Бум. Пром.», 1927 г., № 4—5.

в) Крутящий момент сукномоечного пресса.

Здесь точно так же, как у мокрых прессов, имеют место следующие крутящие моменты: $M_{д1}$ — момент трения цапфы нижнего вала, $M_{д2}$ — момент трения катания между нижним и верхним валом и $M_{д3}$ — момент трения цапфы верхнего вала.

Для вычисления идеального момента M_{i1} можно здесь применить формулу 21, для M_{i2} —формулу 27 и для M_{i3} —формулу 23 (вычисленные значения моментов см. табл. II).

4. Крутящие моменты сушильной части.

а) Сушильный цилиндр.

Если G —вес сушильного цилиндра (вместе с прибавкой на конденсационную воду), D —диаметр цилиндра в см и d —диаметр цапфы в подшипнике в см, то момент трения $M_d = G \cdot \mu \cdot \frac{d}{2}$, где μ можно принять равным 0,05.

Идеальный крутящий момент получается умножением M_d на n_i :

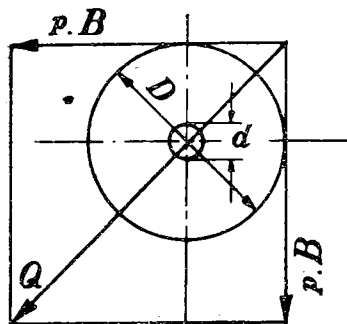
$$M_i = G \cdot 0,05 \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{100}{D \cdot \pi} = 0,8 \cdot G \cdot \frac{d}{D}.$$

Обычно сушильные цилиндры приводятся в движение посредством зубчатой передачи, поэтому найденную величину для M_i надо еще разделить на коэффициент полезного действия передачи, который может быть принят равным в среднем 0,85. Тогда

$$M_i = 0,8 \cdot \frac{G \cdot d}{0,85 \cdot D} = 0,95 \cdot \frac{G \cdot d}{D} \dots \dots \dots (29)$$

б) Сукноведущие валики.

Натяжение сукна может быть принято равным $p = 2$ кг на сантиметр его ширины. Если средний угол обхвата (фиг. 5) принять в 90° , то давление на цапфу будет по правилу параллелограмма сил:



Фиг. 5.

$$Q = \sqrt{2(p \cdot B)^2} = p \cdot B \cdot \sqrt{2} = 2,8 \cdot B.$$

Здесь B —длина валика в см. Собственным весом валика можно пренебречь. Если d —диаметр цапф в см, D —диаметр валика в см и $\mu = 0,04$ —коэффициент трения, то момент трения

$$M_d = Q \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = 2,8 \cdot B \cdot 0,04 \cdot \frac{d}{2},$$

а идеальный крутящий момент

$$M_i = M_d \cdot n_i = 2,8 \cdot B \cdot 0,04 \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{100}{D \cdot \pi} = 1,8 \cdot B \cdot \frac{d}{D} \dots \dots \dots (30)$$

Таблица 11.

Идеальные крутящие моменты мокрой части.

		Рабочая ширина в миллиметрах								
		1.500	2.000	2.500	3.000	3.500	4.000	4.500	5.000	5.500
Грудной вал	{ диам. мм	300	340	380	420	460	500	550	600	650
	{ Mi см кг	50	60	80	105	130	160	205	250	310
1 регистр. валик	{ диам. мм	65	75	85	95	110	130	140	160	180
	{ Mi см кг	2,5	3	3,5	4,2	4,8	5,2	7,0	8,1	9,5
1 правит. валик	{ диам. мм	90	90	100	110	130	150	—	—	— 1
	{ Mi см кг	2,5	3	3,5	4,2	4,8	5,2	—	—	— 1
1 сосун 300 мм шир.	{ с планками . . . см кг	320	430	540	650	760	860	970	1.080	1.200
	{ с доской см кг	210	280	350	420	480	550	—	—	— 2
1 сетководущий валик	{ диам. мм	135	150	170	190	210	220	240	250	270
	{ Mi см кг	6	8	11	13	15	17	20	23	26
Гауч-пресс	{ диам. верх. вала . . мм	460	500	520	550	600	700	800	900	1.000
	{ диам. нижн. вала . . мм	340	380	420	460	510	550	640	700	800
Шабер Киттнера	{ диам. вала мм	180	200	220	240	260	280	300	325	350
	{ Mi см кг	80	110	135	160	180	205	240	275	310
Мокрый пресс	{ диам. верхн. вала . . мм	360	390	430	480	550	600	660	720	750
	{ диам. нижн. вала . . мм	330	370	400	440	500	550	650	750	800
1 сукноведущий валик	{ диам. мм	130	140	155	170	190	210	230	250	260
	{ Mi см кг	35	45	55	65	75	80	90	100	110
Шабер Mi см кг		30	40	50	60	70	80	90	100	110
Сукномоечный пресс	{ диам. верх. вала . . мм	240	260	280	300	330	360	400	450	500
	{ диам. нижн. вала . . мм	270	290	310	330	370	400	430	460	510
{ Mi см кг		350	500	620	780	920	1.080	1.170	1.280	1.390

1) У больших машин правительных валиков обычно не делают.

2) Сосуны с дырчатыми досками на широких самочерпках обыкновенно не применяются.

Таблица III.

Идеальные крутящие моменты сушильной части.

			Рабочая ширина в миллиметрах								
			1.500	2.000	2.500	3.000	3.500	4.000	4.500	5.000	5.500
1 сукноведущий валик	{	диам. мм	130	140	155	170	190	210	230	250	280
		Мі см. кг.	70	90	110	130	150	160	185	195	210
Цилиндр диам. 750 мм.		Мі см. кг.	120	150	180	200	230	260	290	315	340
» » 1.000 »		Мі см. кг.	150	180	200	220	240	280	310	335	360
» » 1.250 »		Мі см. кг.	200	230	250	290	320	350	380	415	445
» » 1.500 »		Мі см. кг.	260	310	350	390	440	480	520	365	605
» » 1.800 »		Мі см. кг.	370	430	480	540	590	650	700	740	785
» » 2.100 »		Мі см. кг.	550	620	700	800	900	1.000	1.120	1.230	1.330
» » 2.500 »		Мі см. кг.	700	800	900	1.000	1.100	1.200	1.300	1.410	1.520
» » 3.000 »		Мі см. кг.	1.000	1.100	1.200	1.350	1.450	1.600	—	—	—
» » 3.200 »		Мі см. кг.	1.200	1.350	1.500	1.650	1.800	1.950	—	—	—
» » 3.600 »		Мі см. кг.	1.600	1.850	2.100	2.300	2.550	2.700	—	—	—
1 нажимной вал	{	400 мм см. кг.	100	140	180	230	280	330	390	440	500
		600 мм см. кг.	80	100	130	160	200	240	300	350	400
Шабер		Мі мм	25	35	45	50	60	70	85	95	110
1 бумаговедущий валик {	диам. Мi	см. кг.	100	120	130	140	150	160	175	190	200
		см. кг.	10	15	20	25	30	35	42	50	55
Немецкий пресс {	3 шабера Мi	см. кг.	3.300	4.300	5.300	6.300	7.200	8.200	—	—	—
	диам. верхнего вала	мм.	320	350	380	420	450	480	—	—	—
(без цилиндра) {	диам. нижнего вала	мм.	350	380	420	460	500	540	—	—	—
	Мi	см. кг.	1.800	2.600	3.300	4.100	5.000	6.000	—	—	—
Самосъемочная {	3 шабера Мi	см. кг.	4.000	5.300	6.500	7.600	8.700	9.900	—	—	—
	диам. верхнего вала	мм.	420	450	480	520	550	580	—	—	—
машина . . . {	диам. нижнего вала	мм.	350	380	400	450	480	550	—	—	—
(без цилиндра) {	Мi	см. кг.	1.750	2.500	3.200	3.950	4.800	5.750	—	—	—

NB. Немецкие прессы и самосъемочные машины при большой рабочей ширине не применяются.

в) Ш а б е р.

Если s —давление шабера на сантиметр ширины $= 0,1$ кг, B —ширина цилиндра в см и $\mu = 0,1$ коэффициент трения между шабером и цилиндром, то сопротивление трению будет

$$W = s \cdot B \cdot \mu = 0,1 \cdot B \cdot 0,1.$$

Момент трения

$$M_d = \frac{D}{2} \cdot W = 0,01 \cdot B \cdot \frac{D}{2}$$

и идеальный крутящий момент

$$M_i = M_d \cdot n_i = M_d \cdot \frac{100}{D \cdot \pi} = 0,01 \cdot B \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{100}{D \cdot \pi} = 0,16 \cdot B \cdot \dots \quad (31)$$

Для шабера больших цилиндров (для односторонней гладости) эта формула не пригодна, так как здесь, вследствие больших давлений, крутящий момент значительно больше. Расчет этого момента см. ниже в главе 5 «Крутящие моменты самосъемочной машины и немецкого прессы».

г) Н а ж и м н о й в а л.

Здесь имеют место следующие моменты трения: M_{d1} —момент трения цапф и M_{d2} —момент трения катания между цилиндром и валом. Если D —диаметр нажимного вала в см, d —диаметр цапф в см, P —сила нажима вала в кг, $\mu = 0,04$ —коэффициент трения в цапфах, $f = 0,02$ —коэффициент трения катания, то

$$M_{d1} = P \cdot 0,04 \cdot \frac{d}{2} \text{ и } M_{d2} = 0,02 \cdot P.$$

$$M_d = M_{d1} + M_{d2} = P \cdot 0,04 \cdot \frac{d}{2} + 0,02 \cdot P = 0,02 \cdot P \cdot (d + 1).$$

Идеальный крутящий момент

$$M_i = M_d \cdot n_i = 0,02 \cdot P \cdot (d + 1) \cdot \frac{100}{D \cdot \pi} = 0,64 \cdot \frac{d + 1}{D} \cdot P.$$

Так как трение между валом и цилиндром (как у фрикционных колес) никогда не происходит без скольжения, а это последнее влечет за собой потерю силы, то надо последнее равенство разделить на степень полезного действия $\mu = 0,9$. Сила нажима P может быть для расчета принята равной 5 кг на сантиметр длины вала, т.е. $P = 5 \cdot B$.

Таким образом,

$$M_i = 0,64 \cdot \frac{d + 1}{0,9 \cdot D} \cdot P = 0,71 \cdot \frac{d + 1}{D} \cdot 5 B = 3,55 \cdot B \cdot \frac{d + 1}{D} \cdot \dots \quad (32)$$

(См. табл. III, стр. 334).

М. В.