

Существует множество сайтов, дизайн которых разнообразен и состоит из нескольких стилей. В большинстве случаев это сайты, создатели которых подходят к своему делу с фантазией и разнообразием воображения. Но далеко не всегда такой сайт будет пользоваться спросом, ведь главная особенность востребованного web-сайта – это отсутствие перегруженности. Использование предложенной классификации позволит устранить данную проблему.

На сегодняшний день количество стилей web-дизайна растёт с каждым годом, но нужно помнить, что при создании того или иного стиля или направления разработчик сайта должен учитывать необходимость соответствия этическим нормам разработки web-сайта.

#### Список литературы

1. Роббинс Д. Web-дизайн. Справочник. — "КУДИЦ-ПРЕСС", 2008. — С. 816.

#### АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ПРИВОДЕ МАШИНЫ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ В ТЕПЛИЦАХ МПТ-1,2

Купряшкин В.Ф., Наумкин Н.И., Фирстов А.Ф., Уланов А.С.  
ФГБОУ ВПО «МГУ им. Н.П. Огарева», г. Саранск, Россия,  
e-mail: [kupwf@rambler.ru](mailto:kupwf@rambler.ru)

Применяемые в настоящее время для обработки почвы машины с активными ротационными рабочими органами, обладают небольшим тяговым сопротивлением, что позволяет существенно снизить металлоемкость, как самой машины, так и всего агрегата при неизменной мощности двигателя [1]. Однако при этом указанные машины имеют недостаточную надежность и малую долговечность. Поэтому определение оптимальных конструктивных параметров рабочих органов и наиболее приемлемых кинематических режимов их работы, изучение закономерностей динамических процессов и выявление зависимостей между ними является первостепенной задачей, решение которой способствует дальнейшему усовершенствованию конструкции, повышению надежности,

долговечности и функционирования этих машин [2, 3, 4].

Предлагаемый материал посвящен анализу динамических нагрузок в приводе машины для глубокого вскапывания и предпосадочной обработки почвы в теплицах МПТ-1,2 (рис. 1) заключающегося в определении коэффициента неравномерности угловой скорости на приводном валу ее рабочего органа (фрезбарабана).

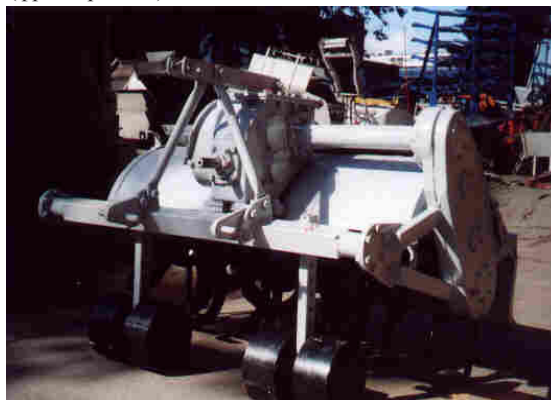


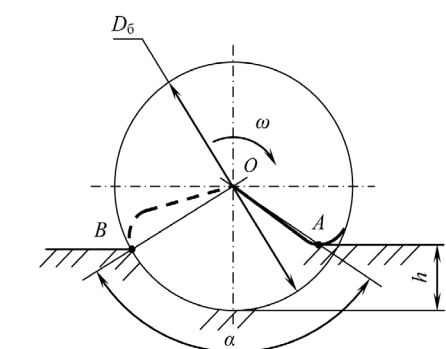
Рис. 1. Машина для обработки почвы в теплицах МПТ-1,2

Для решения поставленной задачи были использованы аналитические методы, основанные на применении уравнений кинетической энергии [5, 6]. При этом динамический анализ фрезбарабана проводился за один рабочий цикл, принятый равным одному полному его обороту при условии установившегося протекания технологического процесса фрезерования почвы. В качестве объекта обработки являлся малогумусный чернозем с плотностью почвы  $\rho = 0,16 \text{ кг/м}^3$ . Кроме того, учитывались конструктивные и технологические особенности машины, а в частности конструкция фрезбарабана состоящего из 5 рабочих секций с 32 Г-образными ножами (табл. 1) и рабочий угол резания почвы.

Таблица 1

Размещение ножей по дискам и последовательность их работы

Номер диска					Номер ножа	Угловой шаг $\beta$ , градус	Номер ножа	Угловой шаг $\beta$ , градус
1	2	3	4	5				
Номер ножа					13	17	17	198
1	5	13	21	29	29	32	31	212
2	6	14	22	30	5	39	9	220
3	7	15	23	31	14	45	18	226
4	8	16	25	32	21	56	25	235
–	10	18	26	–	6	66	10	245
–	11	19	27	–	22	82	26	262
–	12	20	28	–	2	90	4	270
–	–	–	–	–	15	107	19	288
–	–	–	–	–	30	121	32	302
–	–	–	–	–	7	127	11	208
–	–	–	–	–	16	135	20	316
–	–	–	–	–	23	144	27	324
–	–	–	–	–	8	155	12	335
–	–	–	–	–	24	172	28	353



— - положение ножа при входе в почву  
 - - - - положение ножа при выходе из почвы

Рис. 2. Схема для определения рабочего угла ножа

Рабочий угол резания почвы одного ножа  $\alpha$  (градус) вычисляли при максимальной глубине обработки  $h = 20$  см. Для этого строили расчетную схему (рис. 2), откуда получили, что  $\alpha = 170^\circ$ .

На первом этапе анализа динамических нагрузок в приводе машины определяли изменение крутящего момента на приводном валу от угла поворота фрезбарабана как для одного ножа, так для всего фрезбарабана. При этом максимальное значения крутящего момента на приводном валу для одного ножа определяли из выражения [6]:

$$M_{кр} = n \cdot R \cdot S \left( q_a \cdot h \cdot b + k_{от} \cdot h \cdot b \cdot \rho \cdot \frac{v_0^2}{R} \right),$$

где  $n$  – количество ножей,  $n = 1$ ;  $r_0$  – радиус барабана, м;  $R = 0,4$  м;  $S$  – подача на нож, м;  $S = 0,14$  м;  $q_a$  – коэффициент объемного смятия,  $q_a = 0,6 \cdot 10^6$  Н/м<sup>3</sup>;  $b$  – ширина захвата ножа, м;  $b = 0,125$  м;  $k_{от}$  – коэффициент отбрасывания,  $\frac{H \cdot c^2}{M^4}$ ;  $k_{от} = 0,85 \frac{H \cdot c^2}{M^4}$ ;  $h$  – глубина обработки, м;  $h = 0,2$  м;  $\rho$  – плотность почвы, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho = 0,16$  кг/м<sup>3</sup>;  $v_0$  – окружная скорость на лезвии ножа, м/с;  $v_0 = 3,12$  м/с.

$$M_{кр} = 1 \cdot 0,4 \cdot 0,14 \left( 0,6 \cdot 10^6 \cdot 0,2 \cdot 0,125 + 0,85 \cdot 0,2 \cdot 0,125 \cdot 0,16 \cdot \frac{3,12^2}{0,4} \right) = 840 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Используя кривую изменения приводного момента за рабочий ход для Г-образных ножей [7] и полу-

ченное значение  $M_{кр}$  строим соответствующий график (рис. 3).

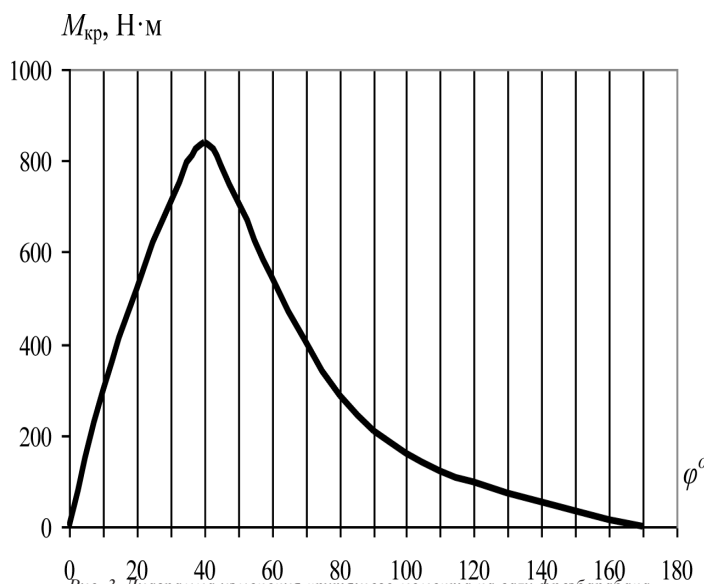


Рис. 3 Диаграмма изменения крутящего момента на валу фрезбарабана при работе одного ножа, в зависимости от угла поворота

Далее используя данные таблицы 1 и рис. 3, путем последовательного сложения ординат диаграмм, построенных с угловым сдвигом, равным угловому шагу ножей  $\beta$ , строим суммарный график крутящего момента  $M_{кр}^{\Sigma}$ , Н·м (рис. 4), откуда находим значения минимальной и максимальной амплитуды крутящего

момента на приводном валу фрезы:  $M_{кр, \min} = 4009$  Н·м и  $M_{кр, \max} = 4742$  Н·м.

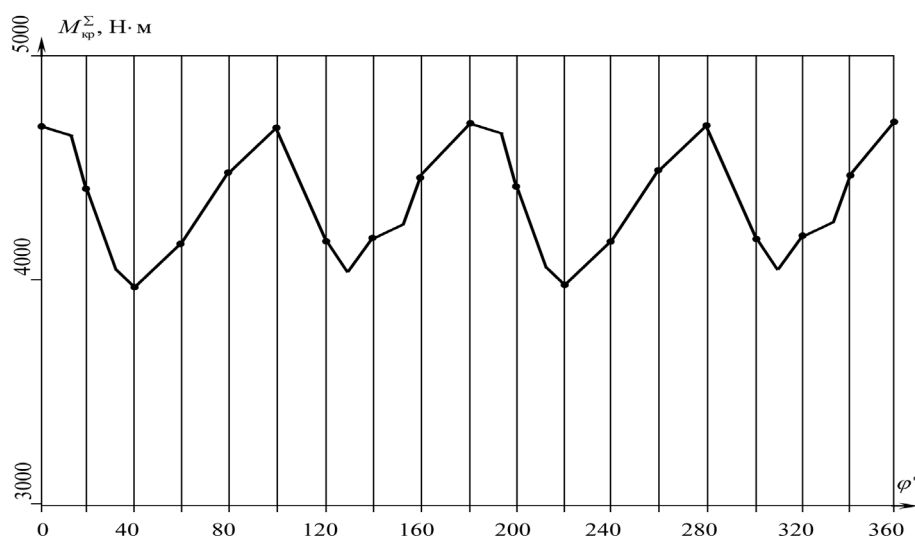


Рис. 4. Диаграмма изменения суммарного крутящего момента

Для дальнейших графических построений определим масштабы построения для суммарного графика крутящих моментов  $\mu_{\Sigma}^{\Sigma}$  и угла поворота фрезбарана  $\mu_{\varphi}$  по формулам:

$$\mu_{\Sigma}^{\Sigma} = \frac{M_{\Sigma \text{ макс}}^{\Sigma}}{Y_{\Sigma \text{ макс}}^{\Sigma}} \quad \text{и} \quad \mu_{\varphi} = \frac{2\pi}{X_{\Sigma \text{ макс}}^{\Sigma}},$$

где  $Y_{\Sigma \text{ макс}}^{\Sigma}$  – высота ординаты наибольшего значения суммарного момента, мм; принимаем  $Y_{\Sigma \text{ макс}}^{\Sigma} = 235$  мм;  $X_{\Sigma \text{ макс}}^{\Sigma}$  – длина отрезка отображающего угол

поворота фрезбарана на 360°, мм; принимаем  $X_{\Sigma \text{ макс}}^{\Sigma} = 180$  мм.

С учетом принятых значений получаем:

$$\mu_{\Sigma}^{\Sigma} = 4742 / 233 = 20,35 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}} \quad \text{и}$$

$$\mu_{\varphi} = 2 \cdot 3,14 / 180 = 0,035 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}}$$

Поделив значения суммарных крутящих моментов на величину масштаба, определим ординаты для построения диаграммы. Результаты расчетов приведены в таблице 2.

Таблица 2

Значения суммарных крутящих моментов

$\varphi$ , градус	$Y_{\Sigma \text{ макс}}^{\Sigma}$ , мм	$M_{\Sigma \text{ макс}}^{\Sigma}$ , Н·м	$\varphi$ , градус	$Y_{\Sigma \text{ макс}}^{\Sigma}$ , мм	$M_{\Sigma \text{ макс}}^{\Sigma}$ , Н·м	$\varphi$ , градус	$Y_{\Sigma \text{ макс}}^{\Sigma}$ , мм	$M_{\Sigma \text{ макс}}^{\Sigma}$ , Н·м
0 (360)	233	4742	120	207	4212	240	207	4212
10	231	4701	130	200	4070	250	215	4375
20	220	4477	140	208	4233	260	223	4538
30	202	4111	150	210	4274	270	228	4640
40	197	4009	160	211	4294	280	233	4742
50	202	4073	170	228	4640	290	220	4477
60	207	4212	180	233	4742	300	207	4212
70	215	4375	190	231	4701	310	200	4070
80	223	4538	200	220	4477	320	208	4233
90	228	4640	210	202	4111	330	210	4274
100	233	4742	220	197	4009	340	211	4294
110	220	4477	230	202	4073	350	228	4640

Затем графическим интегрированием диаграммы моментов строим диаграмму работ полезных сил сопротивления  $A_c = A_c(\varphi)$ . Построение диаграммы работ движущих сил  $A_d = A_d(\varphi)$  производим с допущением, что движущий момент постоянен во времени, т.е.  $M_d = const$ . Тогда график работы движущих сил будет представлять наклонную прямую, соединяющую

точку  $C$  диаграммы  $A_c = A_c(\varphi)$  с началом координат (рис. 5).

Масштаб диаграммы работ определим из соотношения:

$$\mu_A = \mu_{\varphi} \cdot \mu_{\Sigma}^{\Sigma} \cdot h_M,$$

где  $h_M$  – полюсное расстояние, мм;  $h_M = 250$  мм.

$$\mu_A = 0,035 \cdot 20,35 \cdot 250 = 173,2 \text{ Дж/мм.}$$

Вычитая ординаты работы сил полезных сопротивлений из ординат работы движущих сил для каждого положения фрезбарабана, построим диаграмму изменения кинетической энергии от угла поворота ножей  $\Delta T = \Delta T(\varphi)$ .

Выбираем масштаб построения:

$$\mu_{\Delta T} = \frac{\mu_A}{5} = \frac{173,2}{5} = 34,64 \text{ Дж/мм.}$$

Вычислим остальные ординаты по формуле:

$$Y_{\Delta T} = \frac{Y_{Ti} \mu_A}{\mu_{\Delta T}}$$

Результаты расчетов приведены в таблице 3. По полученным данным построим диаграмму изменения кинетической энергии  $\Delta T = \Delta T(\varphi)$ . (рис. 6).

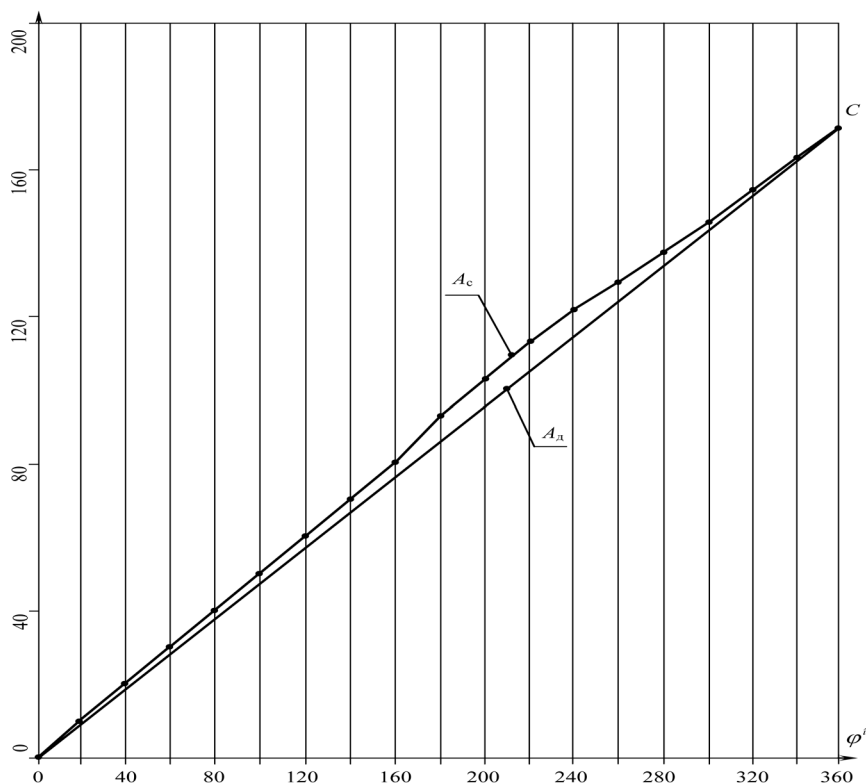


Рис. 5. Диаграммы изменения работ полезных сил сопротивления  $A_c = A_c(\varphi)$  и движущих сил  $A_o = A_o(\varphi)$

Таблица 3

Кинетическая энергия на валу фрезбарабана и ее ординаты

$\varphi$ , градус	$\Delta T$ , Дж	$Y_{\Delta T}$ , мм	$T_i$ , Дж	$Y_{T_i}$ , мм	$\Delta T'$ , Дж	$Y_{\Delta T'}$ , мм
0 (360)	0	0	252,5	7,3	252,5	-7,3
20	346,4	-10	252,5	7,3	599,3	-17,3
40	173,2	-5	252,5	7,3	426	-12,3
60	207,8	-6	252,5	7,3	460,7	-13,3
80	207,8	-6	252,5	7,3	460,7	-13,3
100	346,4	-10	252,5	7,3	599,3	-17,3
120	519,6	-15	252,5	7,3	772,4	-22,3
140	519,6	-15	252,5	7,3	772,4	-22,3
160	519,6	-15	252,5	7,3	772,4	-22,3
180	1385,6	-40	252,5	7,3	1638	-47,3
200	1732	-50	252,5	7,3	1985	-57,3
220	1420,2	-41	252,5	7,3	1673	-48,3
240	1385,6	-40	252,5	7,3	1638	-47,3
260	1247	-36	252,5	7,3	1500	-43,3
280	1039	-30	252,5	7,3	1292	-37,3
300	866	-25	252,5	7,3	1119	-32,3
320	554	-16	252,5	7,3	807	-23,3
340	173,2	-5	252,5	7,3	426	-12,3

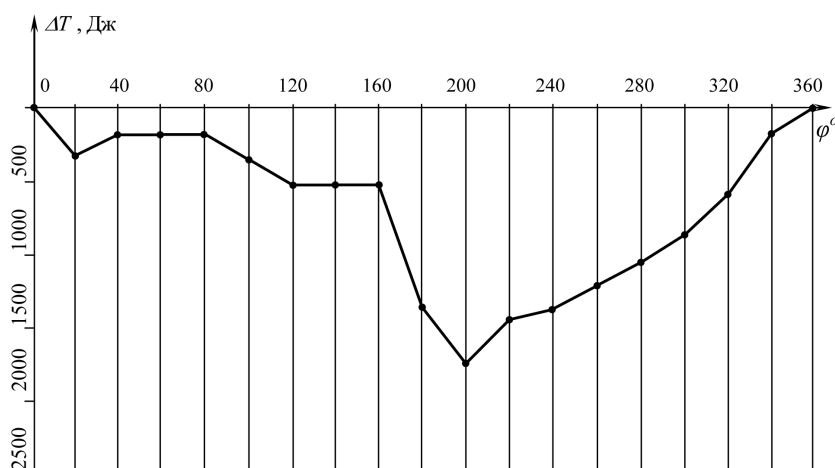


Рис. 6. Диаграмма изменения кинетической энергии  $\Delta T = \Delta T(\varphi)$

Далее методом крутильных колебаний определяем момент инерции фрезбарабана относительно собственной оси вращения, для чего фрезбарaban 1

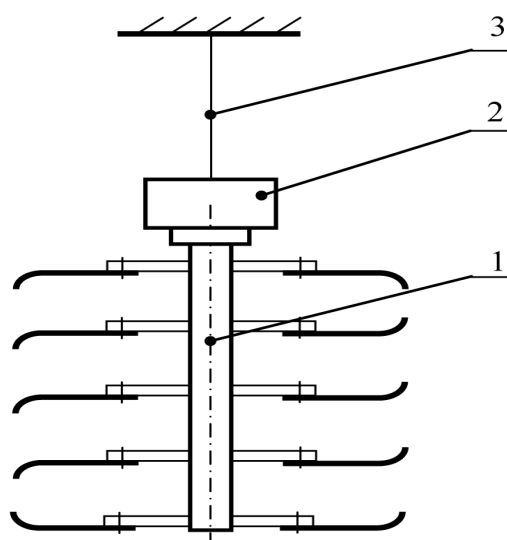


Рис. 7. Схема установки для определения момента инерции фрезбарабана методом крутильных колебаний

закрепляем в патроне 2 подвешенному на упругом стальном стержне 3 лабораторной установки (рис. 7).

Затем после проведения серии опытов, определяем значение момента инерции фрезбарабана по формуле:

$$J_{\phi} = J_{\pi} \left( \frac{T_1}{T_2} \right),$$

где  $J_{\phi}$  и  $J_{\pi}$  – моменты инерции фрезбарабана и патрона,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $T_1$  и  $T_2$  – периоды крутильных колебаний для патрона и фрезбарабана соответственно, с.

В результате проведения опытов и расчетов получаем:  $J_{\phi} = 8,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

Перепад кинетической энергии определяем методом Мерцалова-Рериха [1], для чего вычисляем кинетическую энергию фрезбарабана и строим диаграмму  $T = T(\varphi)$  в том же масштабе, в котором построена диаграмма  $\Delta T = \Delta T(\varphi)$ .

Кинетическую энергию фрезбарабана при его угловой скорости  $\omega_{\phi} = 7,8 \text{ рад/с}$  определим по формуле:

$$T = \frac{J_{\phi} \cdot \omega_{\phi}^2}{2} = \frac{8,3 \cdot 7,8^2}{2} = 252,5 \text{ Дж}$$

Определяем ординату диаграммы  $T = T(\varphi)$ :

$$y_T = T_i / \mu_{\Delta T} = \frac{252,5}{34,64} = 7,3 \text{ мм.}$$

По ординатам, приведенным в таблице 3, строим диаграмму изменения кинетической энергии фрезбарабана  $T = T(\varphi)$  и дополнительную диаграмму  $\Delta T = \Delta T(\varphi)$  (рис. 8 и 9), при этом абсолютные значения последней определяем из соотношения  $\Delta T_i' = \Delta T_i - T_i$ , а ее ординаты вычисляем из выражения  $y_{\Delta T} = y_{\Delta T} - y_T$ . Результаты расчетов приведены в таблице 3.

На диаграмме  $\Delta T = \Delta T(\varphi)$  (рис. 9) проведем горизонтальные прямые к экстремальным точкам функции. Эти прямые пересекут ось ординат в точках

C и D. Полученный отрезок  $CD = 50 \text{ мм}$  будет выражать в масштабе  $\mu_{\Delta T}$  размах колебаний кинетической или избыточной энергии.

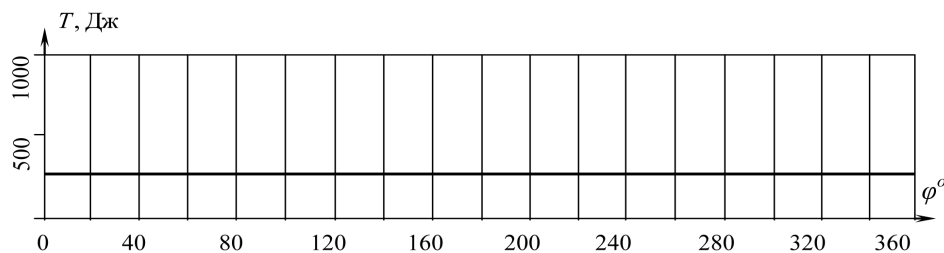


Рис. 8. Диаграмма изменения кинетической энергии фрезбарабана  $T = T(\varphi)$

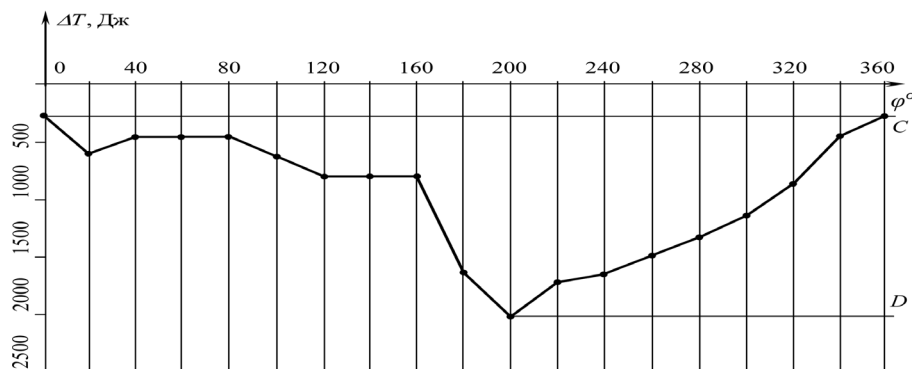


Рис. 9. Дополнительная диаграмма изменения кинетической энергии  $\Delta T = \Delta T(\varphi)$

Для определения значений угловой скорости на валу фрезбарабана  $\omega_\phi$  воспользуемся данными таблицы 3 и формулой:

$$\omega_{\phi i} = \sqrt{\frac{2\Delta T_i}{J_\phi}}$$

Результаты вычислений представлены в таблице 4.

Далее определяем величины ординаты  $V_{\omega}$  (мм) диаграммы изменения угловой скорости фрезбарабана по формуле:

$$V_{\omega i} = \frac{\omega_{\phi i}}{\mu_\omega}$$

где  $\mu_\omega$  – масштаб построения диаграммы изменения угловой скорости фрезбарабана,  $\frac{\text{рад/с}}{\text{мм}}$ .

Значение  $\mu_\omega$  определим по формуле:

$$\mu_\omega = \frac{\omega_{\phi \max}}{V_{\omega \max}}$$

где  $\omega_{\phi \max}$  – максимальное значение угловой скорости фрезбарабана, рад/с: согласно данным таблицы 4 –  $\omega_{\phi \max} = 21,9 \text{ рад/с}$ ;  $V_{\omega \max}$  – максимальная величина ординаты графика, мм; принимаем  $V_{\omega \max} = 100 \text{ мм}$ .

Тогда

$$\mu_\omega = 21,9 / 100 = 0,219 \frac{\text{рад/с}}{\text{мм}}$$

Результаты расчета ординат  $V_{\omega}$  представлены в таблице 4, а диаграмма изменения угловой скорости  $\omega_\phi = \omega_\phi(\varphi)$  на рис. 10.

Таблица 4

Значения угловых скоростей и их ординат

$\varphi$ , градус	$\Delta T$ , Дж	$\omega_\phi$ , рад/с	$V_\omega$ , мм	$\varphi$ , градус	$\Delta T$ , Дж	$\omega_\phi$ , рад/с	$V_\omega$ , мм
0 (360)	252,5	7,8	35,6	180	1638,0	19,9	90,9
20	599,3	12,0	54,7	200	1985,0	21,9	100,0
40	426,0	10,1	46,1	220	1673,0	20,1	91,7
60	460,7	10,5	47,9	240	1638,0	19,9	90,9
80	460,7	10,5	47,9	260	1500,0	19,0	86,8
100	599,3	12,0	54,8	280	1292,0	17,6	80,4
120	772,4	13,6	62,1	300	1119,0	16,4	74,9
140	772,4	13,6	62,1	320	807,0	13,9	63,5
160	772,4	13,6	62,1	340	426,0	10,1	46,1

Из диаграммы изменения угловой скорости приводного вала фрезбарабана (рис. 10) получаем минимальное и максимальное значения угловой скорости, т. е.:  $\omega_{\phi \min} = 7,8$  рад/с и  $\omega_{\phi \max} = 21,9$  рад/с. Затем определяем среднее значение угловой скорости приводного вала фрезы  $\omega_{\phi \text{ ср}}$  и ее ординату  $Y_{\omega \text{ ср}}$  на диаграмме, по соответствующим формулам:

$$\omega_{\phi \text{ ср}} = \frac{\omega_{\phi \min} + \omega_{\phi \max}}{2} = \frac{7,8 + 21,9}{2} = 14,85 \text{ рад/с}$$

$$\text{и } Y_{\omega \text{ ср}} = \frac{\omega_{\phi \text{ ср}}}{\mu_{\omega}} = \frac{14,85}{0,219} = 67,8 \text{ мм.}$$

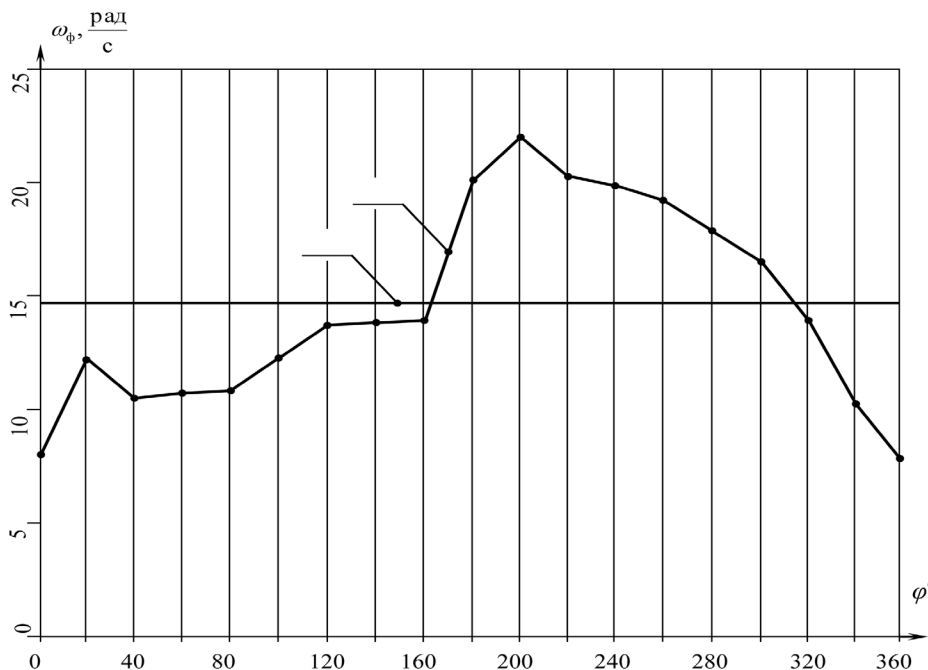


Рис. 4. Диаграмма изменения угловой скорости приводного вала фрезбарабана

Из сравнения полученного значения  $\delta_{\omega}$  с допусковым  $[\delta] = 0,2$  [6], следует, что расчетное значение коэффициента  $\delta_{\omega}$  превышает допусковое в 4,75 раза, что отрицательно сказывается на надежности и долговечности элементов привода не только фрезы, но и привода вала отбора мощности энергетического средства и на нагрузке его двигателя, а также на качестве обработки почвы. Поэтому необходимы конструкторские и технологические решения по устранению причин, вызывающих значительную неравномерность крутящего момента и угловой скорости на приводном валу рабочих органов почвообрабатывающей фрезы.

#### Список литературы

1. Чаткин М. Н. Кинематика и динамика ротационных почвообрабатывающих машин / М. Н. Чаткин. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2008. – 316 с.
2. Купряшкин В. Ф. Повышение эффективности функционирования самоходной малогабаритной почвообрабатывающей фрезы оптимизацией конструктивно-технологических параметров (на примере фрезы ФС-0,85): автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. Ф. Купряшкин. – Саранск., 2011. – 20 с.
3. Купряшкин В. Ф. Повышение эффективности функционирования самоходной малогабаритной почвообрабатывающей фрезы / В. Ф. Купряшкин, М. Н. Чаткин, Н. И. Наумкин, А. В. Безруков // Труды ГОСНИТИ. – 2012. – Т. 110. – Ч. 1. – С. 100-104.
4. Купряшкин В. Ф. Энергоемкость фрезерования почвы малогабаритными фрезами с приводными колесами / В. Ф. Купряшкин, Н. И. Наумкин, М. Н. Чаткин // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 8. – С. 39-41.

По полученным данным строим диаграмму угловой скорости  $\omega_{\phi} = \omega_{\text{фр}}(\phi)$  (рис. 10).

После чего, определяем расчетный коэффициент неравномерности угловой скорости по формуле:

$$\delta_{\omega} = \frac{\omega_{\phi \max} - \omega_{\phi \min}}{\omega_{\phi \text{ ср}}} = \frac{21,9 - 7,8}{14,85} = 0,95$$

5. Наумкин Н. И. Теория механизмов и машин и ее приложения в АПК. Н. И. Наумкин, Н. В. Раков, В. Ф. Купряшкин. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2012. – 220 с.

6. Чаткин М. Н. Особенности динамического анализа работы почвообрабатывающих фрезерных агрегатов / М. Н. Чаткин, В. Ф. Купряшкин // Механизация и электрификация сел. хоз-ва. – 2006. – № 12. – С. 9-11.

7. Синекоков Г. Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. Г. Н. Синекоков, И. М. Панов. – М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.

#### ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ В ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ УЧРЕЖДЕНИЯХ

Холманских В.И., Моногаров С.И.

Армавирский механико-технологический институт, филиал Кубанского технологического университета, г. Армавир, Россия

В связи законом Российской Федерации №261 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации.» все предприятия и учреждения ищут способы экономии электроэнергии, и Вузы не стали исключением. В данной работе будут рассмотрены некоторые методы экономии электроэнергии, которые «по карману» Вузу.

Самой первой мерой является тепловизионный мониторинг состояния оборудования.