

- 30,9% ПТ-НА-01 + 32,7% ПГ-19М-01 + 36,4% ПР-Х4Г2Р4С2Ф; композиция № 2: 18,9% ПР-НД42СР + 41,4% ПР-Х4Г2Р4С2Ф + 39,7% ПТ-НА-01).
2. Покрытия из полученных композиций обладают высокой прочностью сцепления с основой 55–65 МПа и износостойкостью не менее 0,1 ч/мкм.
 3. Экспериментальные исследования параметров плазменного напыления подслоя на прочность сцепления позволили определить область технологических параметров, обеспечивающих прочность сцепления покрытия с основой 65–70 Мпа. Проведенные исследования влияния продолжительности плазменного напыления и его производительности на температуру нагрева основы позволили сделать вывод о том, что с целью предотвращения катастрофического перегрева напыляемой детали и получения качественного покрытия необходимо производить вначале плазменное напыления подслоя на предварительно подогретую до температуры 70–90°C основу, а затем газопламенное напыление основной части ГТП.
 4. Установлено, что покрытия из разработанных композиций обладают высокой износостойкостью в условиях граничного трения во всем диапазоне удельных нагрузок (10–40 МПа) и скоростей скольжения (0,5–3,5 м/с), и которая сопоставима с износостойкостью оплавленного самофлюсующегося сплава ПГ-СР4. Процесс изнашивания протекает плавно во всем диапазоне скоростей скольжения, что свидетельствует об отсутствии схватывания. Коэффициент трения у композиционных покрытий сравнительно низок и в диапазоне относительных скоростей скольжения 0,5–3,5 м/с не превышает 0,12. Высокая износостойкость может быть объяснена композиционным характером структуры разработанных покрытий.

5. Максимальная прочность сцепления покрытий с основой достигается при толщине 15–20 мкм для композиции № 1 и 10–15 мкм для композиции № 2 за счет снижения уровня остаточных напряжений до 3 раз.
6. Результат экспериментальных исследований позволил определить оптимальные параметры (расход МАФ – 1–1,2 м³/ч, расход кислорода – 4,0–4,5 м³/ч, расход воздуха – 0,2 м³/ч), обеспечивающие максимальную прочность сцепления (66,8 МПа).

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Трение, изнашивание и смазка: справочник / Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алипина. – М.: Машиностроение. – Кн. 1. – 1978.
2. Богданович, Л. Н. Трение и износ в машинах: учеб для вузов / Л. Н. Богданович, В. Я. Прушак. – Минск: Высшая школа, 1999.
3. Тушинский, Л. И. Исследование структуры и физико-механических свойств покрытий / Л. И. Тушинский, А. П. Плохов. – Новосибирск: Наука, 1986.
4. Спиридонов, Н. В. Технологические основы формирования поверхностных слоев с повышенными эксплуатационными свойствами: дисс. ... доктора техн. наук: 05.02.08., 05.02.01. – Минск, 1989.
5. Гаркунов, Д. М. Триботехника. – М.: Машиностроение, 1985.
6. Спиридонов, Н. В. Повышение эксплуатационных характеристик диффузионных боридных слоев лазерной обработкой / Н. В. Спиридонов, О. Г. Девойно // Трение и износ. – 1986. – Т. 7. – № 2.
7. Борисов, Ю. С. Плазменные порошковые покрытия / Ю. С. Борисов, А. Л. Борисова. – Киев: Наукова думка, 1985.
8. Кот, В. А. Газотермические износостойкие и коррозионностойкие покрытия системы металл-стекло и металл-медь / В. А. Кот, Б. Х. Вахабов // Коррозия и защита материалов: тез. докл. науч.-техн. конф. – Могилев, 1988. – Минск: БелНИИНТИ, 1988.

Материал поступил в редакцию 20.12.2018

GAZBANZADEKH E., SOKOROV I. O., VANYUK E. A. Antifrictional covering on the basis of alloy of babbitt and the copper composite

Various copper-based materials were analyzed. Based on the analysis of materials used for thermal spraying, compositions for obtaining wear-resistant coatings are proposed. To assess the level of coating properties of the developed compositions were carried out rapid tests for wear resistance and adhesion strength.

УДК 621.7.043

Хвесько Г. М., Вайтехович П. Е., Боровский Д. Н.

МОЩНОСТЬ ПРИВОДА ДИСКОВОЙ ЗАГЛАЖИВАЮЩЕЙ МАШИНЫ С ПЛАНЕТАРНЫМ ПРИВОДОМ

Введение. В производстве железобетонных изделий, в частности стеновых панелей, одной из основных операций является заглаживание поверхностей. Оно проводится после формирования при незатвердевшем бетоне. Для заглаживания используются различные рабочие органы [1], но наиболее эффективным из них является дисковый. Он обладает наибольшей заглаживающей способностью, являющейся показателем эффективности процесса. Под ней подразумевается длина линии, по которой рабочий орган воздействует на каждую элементарную частицу бетонной смеси.

Анализ различных способов привода дискового заглаживающего органа показал, что придание ему планетарного движения приводит к увеличению в 2–3 раза длины указанной выше линии, а соответственно, и заглаживающей способности [2].

Открытым остается вопрос об изменении величины затрат энергии при переходе к планетарному движению. В первых попытках ее определения не удалось рассчитать вклад отдельных составляющих

мощности, проанализировать влияние конструктивных соотношений. Поэтому в данной работе поставлена задача по разработке методики расчета мощности привода дискового заглаживающего органа с планетарным приводом с анализом ее отдельных составляющих.

Методика определения потребляемой мощности привода и ее анализ. Потребляемая мощность исследуемого агрегата расходуется в основном на преодоление сил трения, возникающего при движении диска по незатвердевшей бетонной поверхности. Заглаживающий диск участвует во вращении вокруг собственной оси, в планетарном движении вместе с водилом вокруг центральной оси и в поступательном движении заглаживающей машины относительно поверхности изделия.

В этой связи полная мощность складывается из составляющих каждого из перечисленных движений.

$$N = N_{\text{вр}} + N_{\text{пл}} + N_{\text{пс}} \quad (1)$$

Хвесько Геннадий Михайлович, к. т. н., доцент кафедры теоретической механики Белорусского государственного технологического университета, e-mail: tm@belstu.by.

Вайтехович Петр Евгеньевич, д. т. н., доцент кафедры машин и аппаратов химических и силикатных производств Белорусского государственного технологического университета, e-mail: vpe51@mail.ru.

Боровский Денис Николаевич, к. т. н., старший преподаватель кафедры машин и аппаратов химических и силикатных производств Белорусского государственного технологического университета, e-mail: dzianis23@rambler.ru.
Беларусь, 220006, г. Минск, ул. Сверлопа, 13а.

Рассмотрим сложное движение диска радиусом R_D (рис. 1). По движущую систему отсчета свяжем с водилом OA. Тогда угловая скорость водила Ω является для диска переносной.

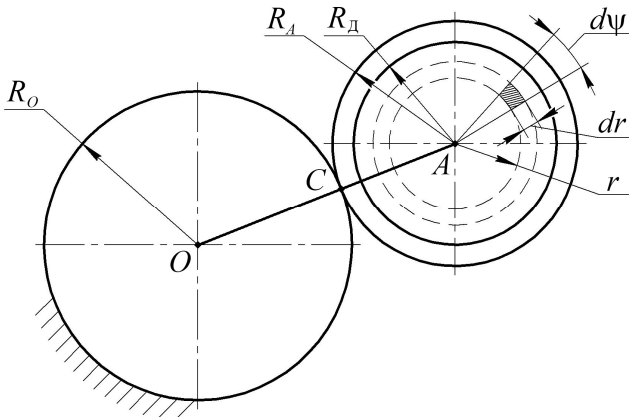


Рисунок 1 – Расчетная схема для заглаживающего диска

Скорость точки A определится по формуле:

$$v_A = \Omega \cdot (R_O + R_A). \quad (2)$$

Абсолютная угловая скорость диска равна:

$$\omega = \frac{v_A}{l_{AC}} = \frac{\Omega \cdot (R_O + R_A)}{R_A} = \Omega \cdot (k + 1), \quad (3)$$

где $k = R_O/R_A$ – геометрический критерий, принятый по аналогии с работой [3].

Тогда угловая скорость собственного вращения вокруг оси A (относительная) равна:

$$\omega_A = \omega - \Omega = \Omega \cdot (k + 1) - \Omega = \Omega \cdot k. \quad (4)$$

Выделим на текущем радиусе диска r элементарную площадку размерами dr и $r d\psi$, контактирующую с заглаживаемой бетонной поверхностью. При удельном давлении p и коэффициенте трения f элементарная мощность, затрачиваемая на преодоление создаваемой такой площадкой силы трения, равна

$$dN_{вр} = f \cdot p \cdot r \cdot dr \cdot d\psi \cdot v_{вр} = f \cdot p \cdot r \cdot dr \cdot d\psi \cdot \Omega \cdot k \cdot r = f \cdot p \cdot \Omega \cdot k \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\psi. \quad (5)$$

Мощность, необходимая на преодоление сил трения всего диска в собственном вращательном движении, определяется при интегрировании выражения (5):

$$N_{вр} = f \cdot p \cdot \Omega \cdot k \cdot \int_0^{R_D} r^2 \cdot dr \cdot \int_0^{2\pi} d\psi = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot f \cdot p \cdot \Omega \cdot k \cdot R_D^3. \quad (6)$$

Мощность $N_{пл}$, затрачиваемая на планетарное движение диска вокруг оси O, включает две составляющих: N_1 – мощность силы трения при движении диска со скоростью центра A и N_2 – мощность момента сил трения диска относительно точки A при повороте диска в планетарном движении вместе с водилом вокруг оси O.

$$N_{пл} = N_1 + N_2. \quad (7)$$

При этом N_1 равно:

$$N_1 = F_T \cdot v_A = f \cdot p \cdot \pi \cdot R_D^2 \cdot \Omega \cdot R_A \cdot (k + 1). \quad (8)$$

Момент силы трения на элементарной площадке диска относительно точки A:

$$dM_{ТА} = f \cdot p \cdot dr \cdot r \cdot d\psi \cdot r = f \cdot p \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\psi. \quad (9)$$

Этот же момент для всего диска равен:

$$dM_{ТА} = \int_0^{R_D} \int_0^{2\pi} f \cdot p \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\psi = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot f \cdot p \cdot R_D^3. \quad (10)$$

Тогда составляющая мощности N_2 будет определяться по формуле:

$$N_2 = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot f \cdot p \cdot \Omega \cdot R_D^3. \quad (11)$$

Теоретически обоснованных расчетных зависимостей для определения скорости поступательного движения заглаживающей машины до настоящего времени не предложено. С точки зрения повышения эффективности процесса заглаживания она должна быть как можно меньше. Но это влечет за собой уменьшение производительности машины. Поэтому согласно рекомендациям [1] скорость поступательного движения принимается как доля от скорости точки на ободу диска во вращательном движении вокруг оси A:

$$v_{пс} = c \cdot v_{вр} = c \cdot \omega_A \cdot R_D = c \cdot \Omega \cdot k \cdot R_D. \quad (12)$$

Коэффициент в формуле (12) принимается $c \leq 0,1$.

Мощность $N_{пс}$, затрачиваемая на поступательное движение диска со скоростью $v_{пс}$, можно определить следующим образом:

$$N_{пс} = f \cdot p \cdot \pi \cdot R_D^2 \cdot c \cdot \Omega \cdot k \cdot R_D = f \cdot p \cdot \pi \cdot R_D^3 \cdot c \cdot \Omega \cdot k. \quad (13)$$

Согласно формуле (1) общая мощность для движения рабочего органа дисковой заглаживающей машины примет вид:

$$N = f \cdot p \cdot \pi \cdot R_D^2 \cdot \Omega \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot k \cdot R_D + R_A \cdot (k + 1) + \frac{2}{3} \cdot R_D + c \cdot k \cdot R_D \right). \quad (14)$$

По формулам (14) проведем расчет суммарной мощности N и всех ее составляющих – $N_{вр}$, $N_{пл}$, N_1 , N_2 , $N_{пс}$. Неизменными при этом оставались: радиус обкатки приводного колеса $R_O = 0,3$ м, давление прижатия диска к поверхности $p = 1000$ Па, коэффициент трения $f = 0,6$ и эмпирический коэффициент $c = 0,1$.

На первом этапе анализировалось изменение мощности и ее составляющих в зависимости от угловой скорости водила Ω , которая изменялась в диапазоне $\Omega = 3 \div 15$ рад/с. При этом радиус диска составлял $R_D = 0,15$ м, а геометрический критерий $k = 2,0$. Результаты расчета представлены на рисунке 2.

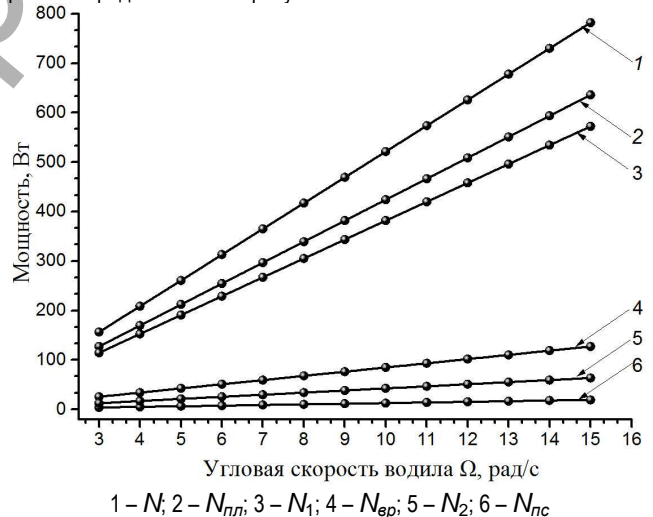


Рисунок 2 – Зависимость мощностей от угловой скорости водила Ω

Расчетами подтверждено, что зависимость мощности от угловой скорости имеет линейный характер. Но интересен другой факт, который указывает на то, что основной вклад в энергозатраты на заглаживание вносит планетарное движение диска. И при потребности их снижения необходимо изменять именно эту составляющую мощности. Что касается затрат мощности на поступательное перемещение заглаживающего диска вдоль бетонной поверхности, то они значительно ниже все остальных ее составляющих.

Определение характера изменения мощности на заглаживание в зависимости от радиуса диска проводилось при постоянной угловой скорости водила $\Omega = 10$ рад/с и таком же геометрическом критерии $k = 2,0$. Результаты этой работы показаны на рис. 3. Здесь измене-

ние мощности имеет параболический характер. Радиус оказывает более существенное влияние на ее величину, чем угловая скорость. Однако соотношение отдельных составляющих мощности такое же как и в предыдущем случае.

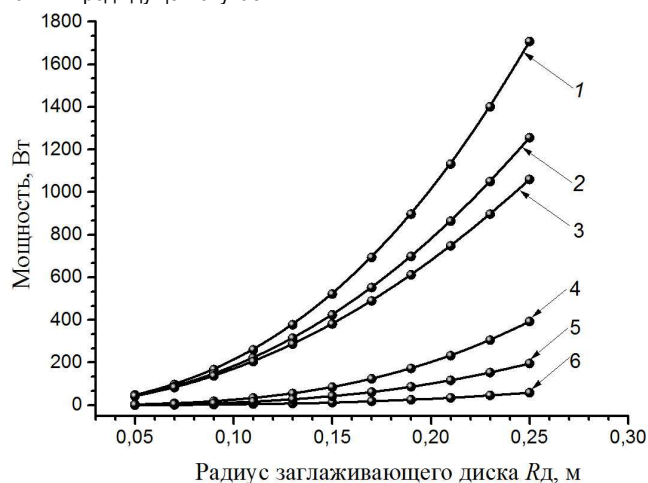


Рисунок 3 – Зависимость мощностей от радиуса заглаживающего диска $R_{д}$
 1 – N_1 ; 2 – $N_{пл}$; 3 – N_1 ; 4 – $N_{ер}$; 5 – N_2 ; 6 – $N_{пс}$

Геометрический критерий k устанавливает соотношение между радиусами приводных элементов заглаживающего диска, а соответственно и угловыми скоростями водила и обкатываемого колеса. Изменение мощности в зависимости от него при постоянных угловой скорости $\Omega = 10$ рад/с и радиуса диска $R_{д} = 0,15$ м показано на рисунке 4.

Здесь, как и в первом случае (рис. 2), мощность и ее составляющие изменяются линейно, хотя геометрический критерий присутствует в них (4) в разных сочетаниях. Правда, видно, что составляющая N_2 , где он отсутствует, остается неизменной. Примечательно то, что варьированием геометрического критерия в диапазоне $k = 1,0 \div 3,0$, можно изменять общую мощность привода примерно вдвое.

Заключение. Таким образом, на основе анализа характера движения дискового рабочего органа заглаживающей машины с планетарным приводом

получена расчетная зависимость для определения суммарной мощности на процесс заглаживания и ее отдельных составляющих. Проведен анализ изменения мощности в зависимости от угловой скорости, радиуса заглаживающего диска, геометрических соотношений его привода. Установлено, что наибольшее влияние на затраты мощности оказывает планетарное движение диска. Существенно влиять на них можно за счет варьирования геометрическими соотношениями приводных элементов.

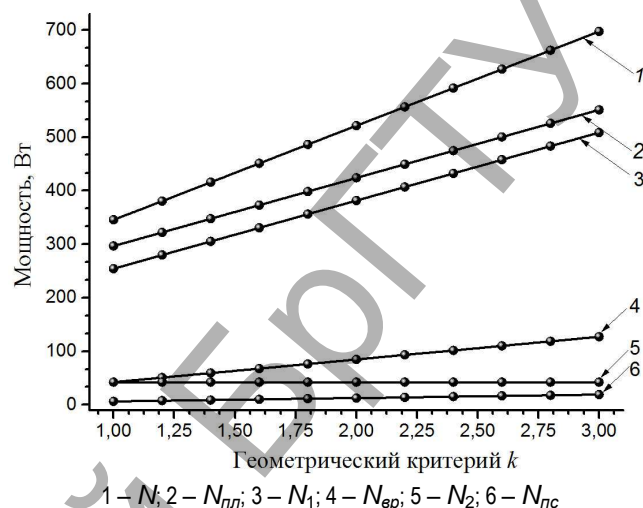


Рисунок 4 – Зависимость мощностей от геометрического критерия k
 1 – N_1 ; 2 – $N_{пл}$; 3 – N_1 ; 4 – $N_{ер}$; 5 – N_2 ; 6 – $N_{пс}$

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Болотный, А. А. Заглаживание бетонных поверхностей / А. А. Болотный. – Л.: Стройиздат, 1979. – 128 с.
2. Сидоров, Н. Н. Расчет заглаживающей способности дисковых машин / Н. Н. Сидоров, П. Е. Вайтехович // Вестник БНТУ. – 2006. – № 6. – С. 5–8.
3. Вайтехович, П. Е. Влияние геометрических параметров на динамику планетарных мельниц с внешней обкаткой / П. Е. Вайтехович, Д. В. Семененко // Химическая промышленность. – 2005. – Т. 82. – № 1. – С. 36–39.

Материал поступил в редакцию 26.03.2018

KHVES'KO G. M., VAYTEKHOVICH P. Ye., BOROVSKIY D. N. Drive power of a disk smoothing machine with planetary drive

The object of the study was a disk smoothing machine with a planetary drive. The purpose of the work is the development of a technique for determining the power consumption of a drive machine. A calculated dependence was obtained to determine the total power for the smoothing process and its individual components. The change in power as a function of the angular velocity, the radius of the smoothing disk, and the geometric relationships of its drive are analyzed. The proposed calculation technique can be used in the design of disk smoothing machines with planetary drive.

УДК 621.794.61:539.23

Онысько С. Р., Хвисевич В. М., Томашев И. Г.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ УПРОЧНЕННЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПУАНСОНОВ И ИХ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ДЕФОРМАЦИИ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ ПРОБИВКИ ОТВЕРСТИЙ

Введение. На машиностроительных предприятиях часто используются технологические процессы по обработке металлоизделий с помощью штамповой оснастки, эксплуатационные свойства которой оцениваются работоспособностью. Именно по ней определяется износ рабочих поверхностей наиболее нагруженных звеньев (пуансонов и матриц), который должен быть меньше своего критического значения [1]. Работа штампового оборудования всегда сопровождается комплексом сопутствующих процессов (вибрация, трение, нагрев и т. д.),

разрушающих узлы и детали штампа, главными из которых считаются износ и усталость металла [2, 3]. Рабочие инструменты штампа, например при пробивке отверстий, подвергаются значительному поверхностному давлению, а возникающие силы резания приводят к тому, что пуансон одновременно подвергается сжатию и продольному изгибу, если он даже несколько децентрирован [1, 4]. В результате многочисленных ударов кромки инструмента выкрашиваются, а иногда из-за недостаточной устойчивости происходит и поломка самого пуан-

Томашев Игорь Геннадьевич, ст. преподаватель кафедры прикладной механики Брестского государственного технического университета.

Беларусь, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.