

УДК 674.055.621.54(035)

**В. Н. Гаранин**, ассистент (БГТУ);  
**Д. А. Ревяко**, студент (БГТУ)

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАТРАТ МОЩНОСТИ НА ХОЛОСТОЙ ХОД В ПРИВОДЕ МЕХАНИЗМА РЕЗАНИЯ СТАНКА UNIMAT 23 EL

Определены затраты мощности привода двигателя механизма резания станка Unimat 23 EL, рассмотрены и изучены методы и анализ полученных результатов, а также предлагается способ совершенствования проектирования.

The definition of expenses capacity on idling of a drive of the mechanism of cutting machine Unimat 23 EL settlement and skilled methods and the analysis of the received results, and also offers on improvement of a considered design procedure.

**Введение.** Современные дереворежущие станки являются высокопроизводительным оборудованием. Рост производительности деревообрабатывающих станков сопровождается увеличением частоты вращения инструмента. Это ведет к увеличению затрат мощности, не связанных с резанием.

Мощность, расходуемая приводом резания на обработку заготовки, включает в себя:

- мощность на резание;
- мощность холостого хода.

Мощность холостого хода затрачивается источником энергии на вращение привода при отсутствии отдельной нагрузки. Эта мощность затрачивается в основном:

1) на работу сил трения в опорах, возникающих под действием:

- веса движущихся частей;
- предварительного натяжения ременной передачи и натяга подшипников;
- различного рода перекоса валов в подшипниках, являющихся результатом неизбежных отклонений при изготовлении и сборке деталей привода, центробежных сил, возникающих из-за дисбаланса быстровращающихся частей;
- динамических нагрузок, возникающих из-за ошибок изготовления элементов привода;

2) работу сил трения, возникающих в уплотнениях подшипников и других элементов;

3) аэродинамические потери;

4) работу сил трения в зубчатых колесах, возникающих вследствие ошибок изготовления и других причин;

5) переливание масла в масляной ванне.

В данной работе исследуем влияние частоты вращения элементов привода на мощность холостого хода, для чего применяем методику расчета мощности холостого хода для металло-режущих станков, поскольку для деревообрабатывающих станков соответствующей точной методики не существует.

**Основная часть.** Экспериментальной установкой служит четырехсторонний продольно-

фрезерный станок проходного типа Unimat 23 EL, предназначенный для четырехстороннего строгания и продольного профилирования, а также для исследования процесса плоского и профильного фрезерования. На производстве станок используется для получения погонажных изделий (доска, вагонка и др.).

Станок состоит из шкафа управления и станка, где на чугунной литой станине установлены два вертикальных, три горизонтальных и один универсальный фрезерные шпиндели.

Для определения мощности холостого хода в данной работе используем привод правого вертикального шпинделя. Закрепление инструмента на валу правого вертикального шпинделя производится с помощью системы HSK.

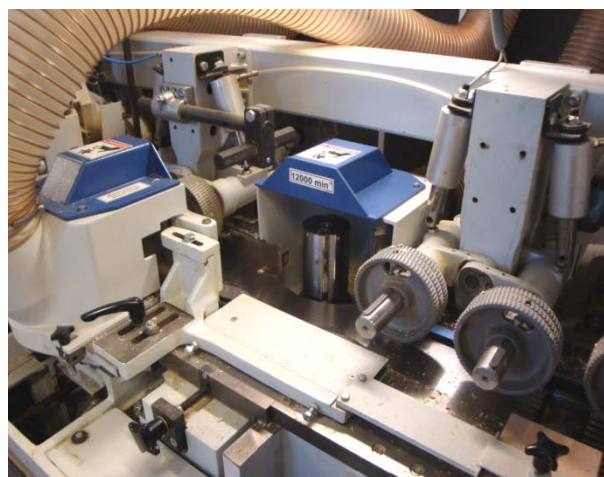


Рис. 1. Внешний вид привода правого вертикального фрезерного шпинделя станка Unimat 23 EL

Частота вращения правого вертикального шпинделя регулируется частотным преобразователем, использование которого с помощью специального оборудования позволяет измерить мощность холостого хода для различных частот вращения. Расчетная схема привода правого вертикального фрезерного шпинделя станка Unimat 23 EL представлена на рис. 2.

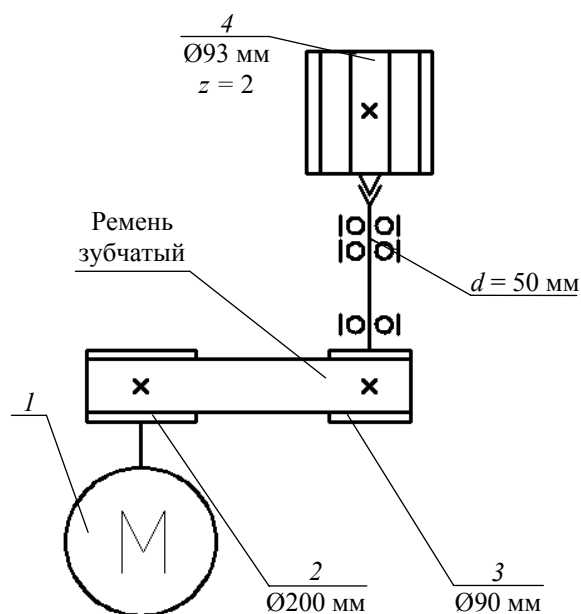


Рис. 2. Расчетная схема привода правого вертикального фрезерного шпинделя станка Unimat 23 EL

Определим мощность холостого хода для различных частот вращения шпинделя расчетным методом согласно [1]. Результаты расчетов сводим в табл. 1.

Мощность холостого хода шпинделя  $P_{\text{хш}}$ , кВт, определяется по формуле (согласно [1]):

$$P_{\text{хш}} = k_{\mu} \cdot k_{\text{шп}} \cdot d_{\text{шп}} \cdot n / 10^6, \quad (1)$$

где  $k_{\mu}$  – коэффициент, характеризующий сложность конструкции элементов привода и качество изготовления (принимается  $k_{\mu} = 5$ , так как согласно [1] для более простых конструкций принимают  $k_{\mu} = 3$ , для более сложных –  $k_{\mu} = 6$ );

$k_{\text{шп}}$  – коэффициент, учитывающий потери на трение в шпиндельном узле ( $k_{\text{шп}} = 1,5$  для подшипников качения согласно [1]);  $d_{\text{шп}}$  – диаметр шпинделя механизма резания в передней опоре, мм (принимается  $d_{\text{шп}} = 50$  мм [2]);  $n$  – частота вращения шпинделя,  $\text{мин}^{-1}$  (значения  $n$  приведены в табл. 1).

Скорость ремня зубчаторемненной передачи  $V_p$ , м/с, определяется по формуле

$$V_p = \frac{\pi d_3 n}{60000}, \quad (2)$$

где  $d_3$  – диаметр ведомого шкива ремненной передачи, мм.

Коэффициент  $C_{\text{оп}}$ , необходимый для определения мощности холостого хода зубчаторемненной передачи, определяется по формуле (согласно [1]):

$$C_{\text{оп}} = 0,1(k_3 b + k_4 V_p \sqrt{b}), \quad (3)$$

где  $k_3 = 1,6$ ,  $k_4 = 0,4$  – согласно табл. 2 для модуля зуба  $m = 5$  мм и ширины ремня  $b = 20$  мм.

Мощность холостого хода зубчаторемненной передачи  $P_{\text{xp}}$ , кВт, определяется по формуле (согласно [1]):

$$P_{\text{xp}} = C_{\text{оп}} \cdot Z_{\text{э}} \cdot V_p \cdot \left( \frac{1}{d_2^2} + \frac{1}{d_3^2} \right), \quad (4)$$

где  $Z_{\text{э}}$  – число ремней зубчаторемненной передачи ( $Z_{\text{э}} = 1$ );  $d_3$  – диаметр ведущего шкива ремненной передачи, мм ( $d_3 = 200$  мм).

Мощность холостого хода привода  $D_{\text{xx}}^{\text{дв}}^{\text{дв}}$ , кВт, определяется по формуле (согласно [1]):

$$P_{\text{xx}}^{\text{расч}} = P_{\text{хш}} + P_{\text{xp}}. \quad (5)$$

Таблица 1

Результаты расчетов мощности холостого хода для различных частот вращения шпинделя

Частота вращения шпинделя $n$ , $\text{мин}^{-1}$	Мощность холостого хода шпинделя $P_{\text{хш}}$ , кВт	Скорость ремня зубчаторемненной передачи $V_p$ , м/с	Коэффициент $C_{\text{оп}}$	Мощность холостого хода зубчаторемненной передачи $P_{\text{xp}}$ , кВт	Мощность холостого хода привода $P_{\text{xp}}^{\text{расч}}$ , кВт
1 000	0,375	4,71	80,13167	0,056031	0,431031
2 000	0,75	9,42	90,26334	0,12623	0,87623
4 000	1,5	18,84	110,5267	0,309135	1,809135
6 000	2,25	28,26	130,79	0,548715	2,798715
8 000	3	37,68	151,0533	0,84497	3,84497
10 000	3,75	47,1	171,3167	1,1979	4,9479
12 000	4,5	56,52	191,58	1,607505	6,107505

Таблица 2  
Значения коэффициентов  $k_3$  и  $k_4$  для разных значений модуля зуба ремня зубчатой передачи

$m$	1	1,5	2	3	4	5
$k_3$	0,4	0,9	2,3	4,0	21	35
$k_4$	0,63	0,95	1,45	1,9	2,21	4,81

По результатам расчетов строим график зависимости  $P_{xx}^{\text{расч}} = f(n)$  (рис. 3).

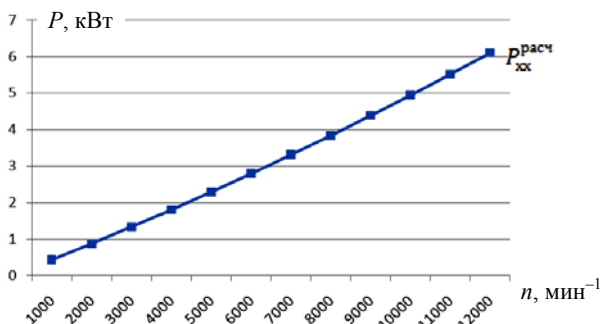


Рис. 3. График зависимости  $P_{xx}^{\text{расч}} = f(n)$

По рис. 3 видно, что с увеличением частоты вращения шпинделя  $n$  мощность холостого хода  $P_{xx}^{\text{расч}}$  увеличивается.

Определим мощность холостого хода для различных частот вращения шпинделя экспериментальным методом с помощью персонального компьютера, подключенного к приводу станка. Результаты измерений заносим в табл. 3.

Таблица 3  
Результаты измерений мощности холостого хода

Частота вращения шпинделя $n$ , мин <sup>-1</sup>	Мощность холостого хода привода $P_{xx}^{\text{опыт}}$ , кВт
1 000	0,07
2 000	0,14
4 000	0,37
6 000	0,74
8 000	1,28
10 000	1,43
12 000	1,63

По данным таблицы 3 строим график зависимости  $P_{xx}^{\text{опыт}} = f(n)$  (рис. 4).

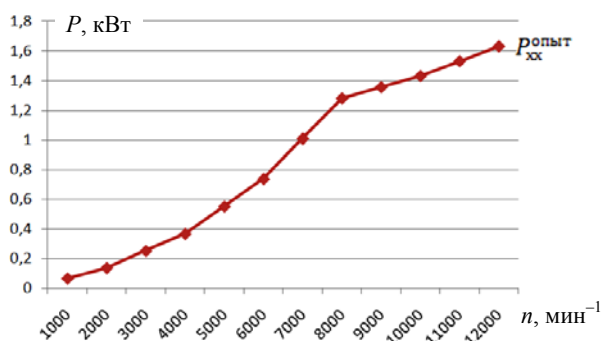


Рис. 4. График зависимости  $P_{xx}^{\text{опыт}} = f(n)$

На рис. 4 видно, что с увеличением частоты вращения шпинделя  $n$  мощность холостого хода  $P_{xx}^{\text{опыт}}$  увеличивается.

Сопоставляем графики  $P_{xx}^{\text{расч}} = f(n)$  и  $P_{xx}^{\text{опыт}} = f(n)$  (представляем их на рис. 5).

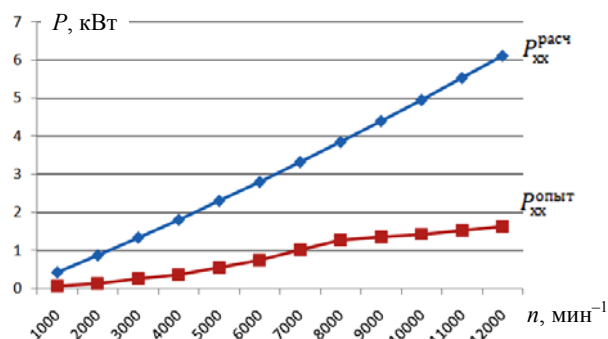


Рис. 5. Графики зависимостей  $P_{xx}^{\text{расч}} = f(n)$  и  $P_{xx}^{\text{опыт}} = f(n)$

На рис. 5 видно, что значения  $P_{xx}^{\text{расч}}$  и  $P_{xx}^{\text{опыт}}$  для соответствующих частот вращения шпинделя  $n$  значительно различаются.

Отклонение мощности холостого хода, полученной расчетным методом, от мощности холостого хода  $W$  (полученной опытным методом), определяем по формуле

$$W = \frac{P_{xx}^{\text{расч}} - P_{xx}^{\text{опыт}}}{P_{xx}^{\text{опыт}}} \cdot 100\%. \quad (6)$$

Результаты расчетов заносим в табл. 4.

Таблица 4  
Результаты расчетов отклонения  $W$ , %

Частота вращения шпинделя $n$ , мин <sup>-1</sup>	Отклонение $W$ , %
1 000	515,758
2 000	525,8785
4 000	388,9554
6 000	278,2047
8 000	200,3883
10 000	246,007
12 000	274,6936

По данным табл. 4 строим график зависимости  $W = f(n)$  (рис. 6).

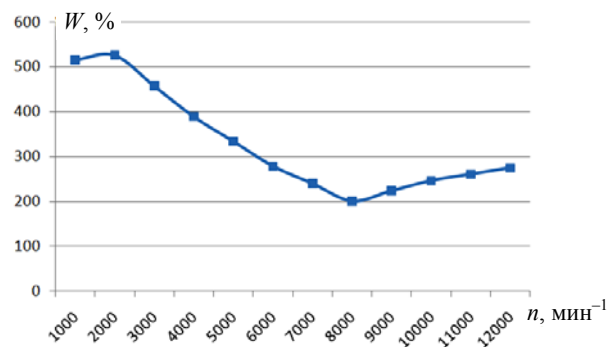


Рис. 6. График зависимости  $W = f(n)$

В данной работе использовалась методика расчета мощности холостого хода для металлорежущих станков, рабочие частоты вращения элементов приводов которых значительно меньше, чем частоты вращения элементов привода правого вертикального фрезерного шпинделя станка Unimat 23 EL (рассматриваемой экспериментальной установки). Поэтому можно было бы предположить, что чем меньше частота вращения  $n$ , тем меньше должно быть отклонение  $W$ . Однако из рис. 6 видно, что максимального значения  $W \approx 515...525\%$  в рассматриваемом диапазоне частот отклонение достигает при  $n \approx 1000...2200 \text{ мин}^{-1}$ ; при увеличении частоты вращения ( $n \approx 8000 \text{ мин}^{-1}$ ) отклонение уменьшается до  $W \approx 200\%$ . Следовательно, нельзя полагать, что основной причиной расхождения являются низкие частоты вращения металлорежущих станков, на которые рассчитана рассматриваемая методика определения мощности холостого хода.

К причине возникновения расхождений можно отнести возможную неточность коэффициентов  $k_{\mu}$ ,  $k_{\text{пш}}$ ,  $k_3$ ,  $k_4$ , примерное принятие значения коэффициента  $k_{\mu}$  из определенного интервала, а также возможное несоответствие применяемых для расчета зависимостей деревообрабатывающих станков.

Для анализа несоответствия расчетной и экспериментальной мощностей выполним аппроксимацию графиков зависимостей  $P_{\text{xx}}^{\text{расч}} = f(n)$  и  $P_{\text{xx}}^{\text{опыт}} = f(n)$ . Чтобы упростить анализ, делаем допущение – принимаем линейный тип линии тренда. Результаты аппроксимации графиков зависимостей  $P_{\text{xx}}^{\text{расч}} = f(n)$  и  $P_{\text{xx}}^{\text{опыт}} = f(n)$  представлены на рис. 7 и 8 соответственно.

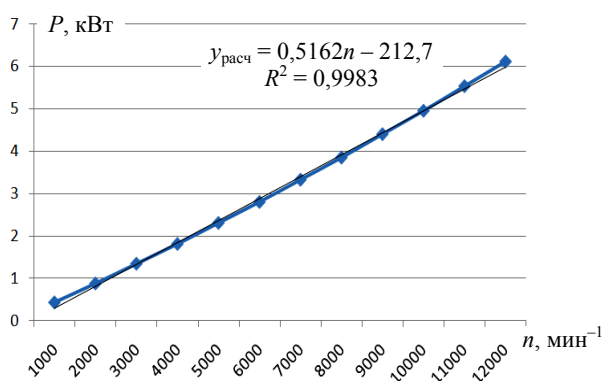


Рис. 7. Результаты аппроксимации графика зависимости  $P_{\text{xx}}^{\text{расч}} = f(n)$

Для  $P_{\text{xx}}^{\text{расч}} = f(n)$  величина достоверности аппроксимации  $R^2$  составила  $R^2 = 0,9983$ , уравнение линии тренда имеет вид

$$y_{\text{расч}} = 0,5162n - 212,7. \quad (7)$$

Для  $P_{\text{xx}}^{\text{опыт}} = f(n)$  величина достоверности аппроксимации  $R^2$  составила  $R^2 = 0,977$ , уравнение линии тренда имеет вид

$$y_{\text{опыт}} = 0,1583n - 165. \quad (8)$$

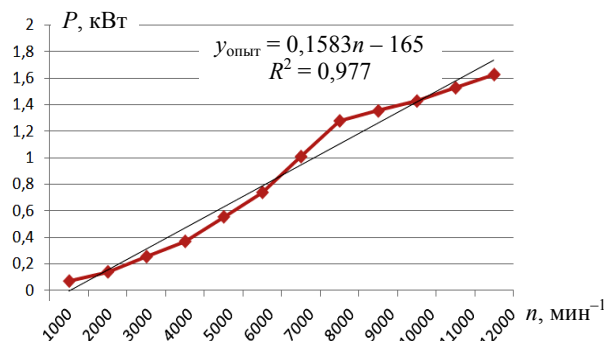


Рис. 8. Результаты аппроксимации графика зависимости  $P_{\text{xx}}^{\text{опыт}} = f(n)$

В обоих случаях величины достоверности аппроксимации  $R^2$  примерно равны единице, что говорит о небольшой погрешности принятого допущения.

Введем коэффициент  $K$ , равный отношению зависимостей (7) и (8). После преобразований получим

$$K = 3,261 + 325,365 / (0,158n - 165). \quad (9)$$

Согласно зависимости (9), при увеличении частоты вращения шпинделя  $n$  коэффициент  $K$  стремится к 3,261, при уменьшении – к 5,233.

**Закключение.** Рассматриваемая методика расчета мощности холостого хода неприменима к приводу станка Unimat 23 EL вследствие больших расхождений расчетных и опытных значений мощности холостого хода ( $W \approx 515...525\%$ ); методика нуждается в доработке (корректировке используемых при расчете коэффициентов, формул). Для сравнения опытных и экспериментальных данных предложено ввести коэффициент  $K$ , который позволяет приблизить расчетные данные к экспериментальным показателям мощности холостого хода привода механизма резания станка Unimat 23 EL.

## Литература

1. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник: в 3 т. / А. С. Проников [и др.]; под. общ. ред. А. С. Проникова. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана: Машиностроение, 1994. – Т. I: Проектирование станков. – 444 с.

2. Unimat 23 E, Unimat 23 EL, Hydromat 23/2000, Hydromat 23 C /1000: руководство по эксплуатации.

Поступила 24.03.2011

УДК 674.055

**П. В. Рудак**, кандидат технических наук, ассистент (БГТУ);**Д. В. Куис**, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой (БГТУ)

### СНИЖЕНИЕ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УДАЛЕНИЯ СТРУЖКИ ИЗ ЗОНЫ РЕЗАНИЯ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДЕРЕВОРЕЖУЩИХ МАШИН

В статье приводятся результаты экспериментального исследования возможностей повышения эффективности удаления отходов обработки древесных материалов из зоны резания при сокращении уровней звукового давления (воздушного) шума. Предлагаются новые конструкции стружкоприемников с организацией воздушных потоков благоприятного направления и содержанием шумоизолирующих материалов.

In the article results over of experimental research of possibilities of increase of efficiency of delete of wastes of treatment of arboreal materials are brought from the area of cutting at reduction of levels of voice pressure (air) of noise. The new constructions of air scoops with organization of currents of air of favorable direction and containing noise insulation materials are offered.

**Введение.** Вопросы повышения эффективности удаления стружки и пыли из зоны резания, а также сокращения уровней звукового давления (воздушного шума) являются актуальными для деревообрабатывающей промышленности, особенно в наши дни, когда все более широко применяют оборудование высокой производительности. Повышенные частоты вращения инструмента и значительные скорости подачи зачастую формируют не соответствующий санитарным нормам шумовой фон в цеху, при этом усложняют задачу улавливания стружки стружкоприемником.

Оседая на элементах конструкций производственных зданий и сооружений, древесная пыль сокращает санитарно-гигиенические показатели, повышает пожарную опасность, уменьшает ресурс машин. Раздражение и ранение элементами пыли слизистых оболочек дыхательных путей вызывает воспалительные и катаральные состояния, пневмокониозы [1].

Производственный шум различной интенсивности и спектра, оказывая длительное воздействие на работающих, вызывает повышенное утомление, приводит к снижению остроты слуха, иногда – к развитию профессиональной глухоты.

Процесс фрезерования плитных древесных материалов на энерго- и ресурсосберегающих режимах характеризуется, как правило, энергопотреблением не более 1 кВт. При этом привод вентилятора системы аспирации характеризуется мощностями, в 5–10 раз превышающими мощность на резание. Данная мощность должна быть достаточной для обеспечения требуемого расхода воздуха. Однако даже такие высокие мощности привода вентилятора не обеспечивают требуемую полноту аспирации.

Процесс фрезерования характеризуется срезанием стружек переменного сечения. В ходе обработки многих композиционных материалов на основе древесины образуется крупковидная стружка, содержащая частицы различных размеров.

Элементы стружек большого сечения обладают высокой кинетической энергией и слабо теряют ее при воздействии воздушных потоков, устремленных в воздухозаборник. Подобные частицы, зачастую, имеют дальность распространения от зоны резания более 2 м, приводя к обширному загрязнению рабочего пространства.

При использовании многозубых хвостовых фрез стружка, не удаленная своевременно из области обработки, может скапливаться в межзубых впадинах, которые имеют малые размеры (рис. 1).

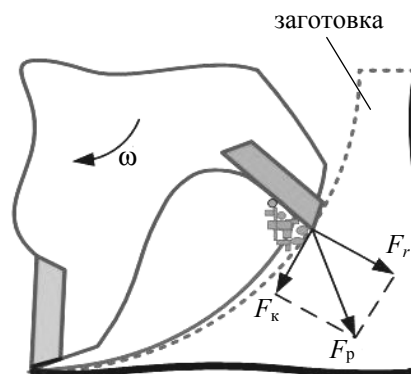


Рис. 1. Скопление стружки в межзубой впадине хвостовой фрезы

При этом скопившаяся стружка начинает уплотняться и оказывает давление на обрабатываемый материал, затрудняя процесс стружкообразования (рис. 2). Возрастают составляющие силы резания, увеличивается энергопотребление на процесс фрезерования. Многозубые хвостовые фрезы имеют меньшее поперечное сечение и чаще испытывают усталостные разрушения, которые могут быть спровоцированы в том числе и описанным дополнительным давлением стружки. Увеличенная нагрузка на инструмент сокращает ресурс его эксплуатации.