

УДК 674.055:621.914.3

**С.А. Гриневич, А.Н. Матяс**

(S.A. Grinevich, A.N. Matas)

(БГТУ, г. Минск, РБ)

E-mail для связи с авторами: grinevich@belstu.by

**ИЗУЧЕНИЕ ВЛИЯНИЯ НАТЯЖЕНИЯ КЛИНОВЫХ РЕМНЕЙ  
В ПРИВОДАХ РЕЗАНИЯ ФРЕЗЕРНЫХ ДЕРЕВОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ  
НА МОЩНОСТЬ ХОЛОСТОГО ХОДА**

**INVESTIGATE THE INFLUENCE  
OF THE V-BELTS TENSION MILLING WOODWORKING MACHINES  
IN CUTING DRIVE ON IDLE POWER**

*Важным фактором для эффективного переноса мощности и достижения максимальной долговечности ремней является правильное их натяжение. Слишком малое или слишком большое натяжение очень часто является причиной преждевременного выхода из строя ремня. Слишком большое натяжение вызывает ускоренный износ подшипников ведущего и ведомого валов.*

*The important factor of effective power transfer and maximum durability of the belts is an right tension. Too small or too large tension often causes of premature failure of the belt. Excessive tension also causes accelerated wear of the bearings in the driven or operating machines.*

Для построения нагрузочной диаграммы и правильного подбора электродвигателя привода резания необходимо знать затраты мощности как при выполнении технологических операций, так и потери мощности на холостом ходу. Неверный подбор двигателя может привести к необоснованным потерям мощности.

Существуют различные методики и формулы для расчета потерь при работе оборудования на холостом ходу [1–5].

Ременная передача в деревообрабатывающих станках, как правило передает крутящий момент от электродвигателя к шпинделю.

Мощность холостого хода привода,  $P_{xx}$ , кВт, в общем виде может быть выражена формулой:

$$P_{xx} = P_{xш} + P_{xp} + P_a, \quad (1)$$

где  $P_{xш}$  – мощность холостого хода шпинделя, кВт;

$P_{xp}$  – мощность холостого хода ременной передачи, кВт.

$P_a$  – потери мощности на аэродинамическое сопротивление кВт.

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

$$P_{\text{хш}} = k_{\text{м}} k_{\text{шп}} d_{\text{шп}} \frac{n}{10^5}, \quad (2)$$

где  $k_{\text{м}}$  – коэффициент, характеризующий сложность конструкции элементов привода и качество изготовления; для более простых конструкций принимают  $k_{\text{м}} = 3$ , для более сложных  $k_{\text{м}} = 6$ ;

$k_{\text{шп}}$  – коэффициент, учитывающий потери на трение в шпиндельном узле;

$d_{\text{шп}}$  – диаметр шпинделя в передней опоре, см;

$n$  – частота вращения шпинделя,  $\text{мин}^{-1}$ .

Мощность холостого хода ременной передачи  $P_{\text{хр}}$ , кВт, определяется по формуле (2):

$$P_{\text{хр}} = C_{\text{р}} Z V_{\text{р}} \left( \frac{1}{d_{\text{ш1}}^2} + \frac{1}{d_{\text{ш2}}^2} \right), \quad (3)$$

где  $C_{\text{р}}$  – коэффициент, учитывающий тип ремня;

$Z$  – число ремней;

$V_{\text{р}}$  – скорость ремня, м/с;

$d_{\text{ш1}}$  – диаметр ведущего шкива ременной передачи, см;

$d_{\text{ш2}}$  – диаметр ведомого шкива ременной передачи, см.

Очевидно, что существующие формулы и зависимости для определения мощности холостого хода не учитывают силы начального натяжения ремней в ременной передаче, поэтому были проведены дополнительные исследования в данной области. Для проведения экспериментальных исследований была использована экспериментальная установка на базе промышленного фрезерного станка модели ФСШ-1А.10. Для регулирования частоты вращения двигателя к установке был подключен частотный преобразователь фирмы Toshiba. Для фиксации показаний мощности холостого хода использовался цифровой ваттметр ЦП8506/40.

При проведении исследований переменными факторами были приняты: сила натяжения ремня (от 150 до 500 Н.), частота вращения электродвигателя (от 400 до 3 200  $\text{мин}^{-1}$ ), передаточное число ременной передачи (0,42; 0,52; 0,68).

Контроль натяжения ремня проводился с помощью метода измерения прогиба тяговой ветви ремня. Этот метод позволяет косвенно определить статическую силу в тяговой ветви ремня  $T_s$ , путем измерения прогиба измерительного отрезка ремня под воздействием проверочной силы.

Статическая сила  $T_s$  – это минимальная сила выступающая в тяговой ветви ремня, которая позволяет перенести номинальную мощность в приводе при скольжении, которое не превышает допустимого. Этот метод может применяться для ремней сечения: SPZ, SPA, SPB, SPC, Z, A, B, 20, C, 25, D. Принцип контроля натяжения показан на рисунке 1 [3].

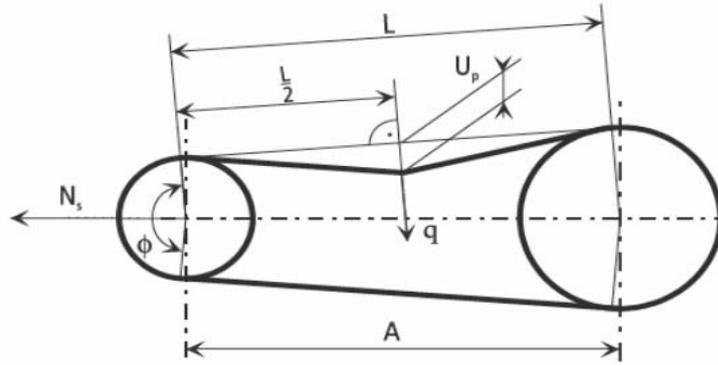


Рис. 1. Контроль натяжения ремня путем измерения прогиба тяговой ветви ремня

По этому методу определяется величина  $U$  на 100 мм длины измеряемого отрезка ремня, затем вычисляется величина прогиба  $U_p$  для существующей длины  $L$  [3].

$$U_p \approx \frac{UL}{100}, \quad (5)$$

$$L = A \sin \frac{\varphi}{2}. \quad (6)$$

По диаграмме, представленной на рисунке 2 [3], выбирается нужное натяжение, и в зависимости от профиля ремня определяется величина прогиба  $U$ , мм.

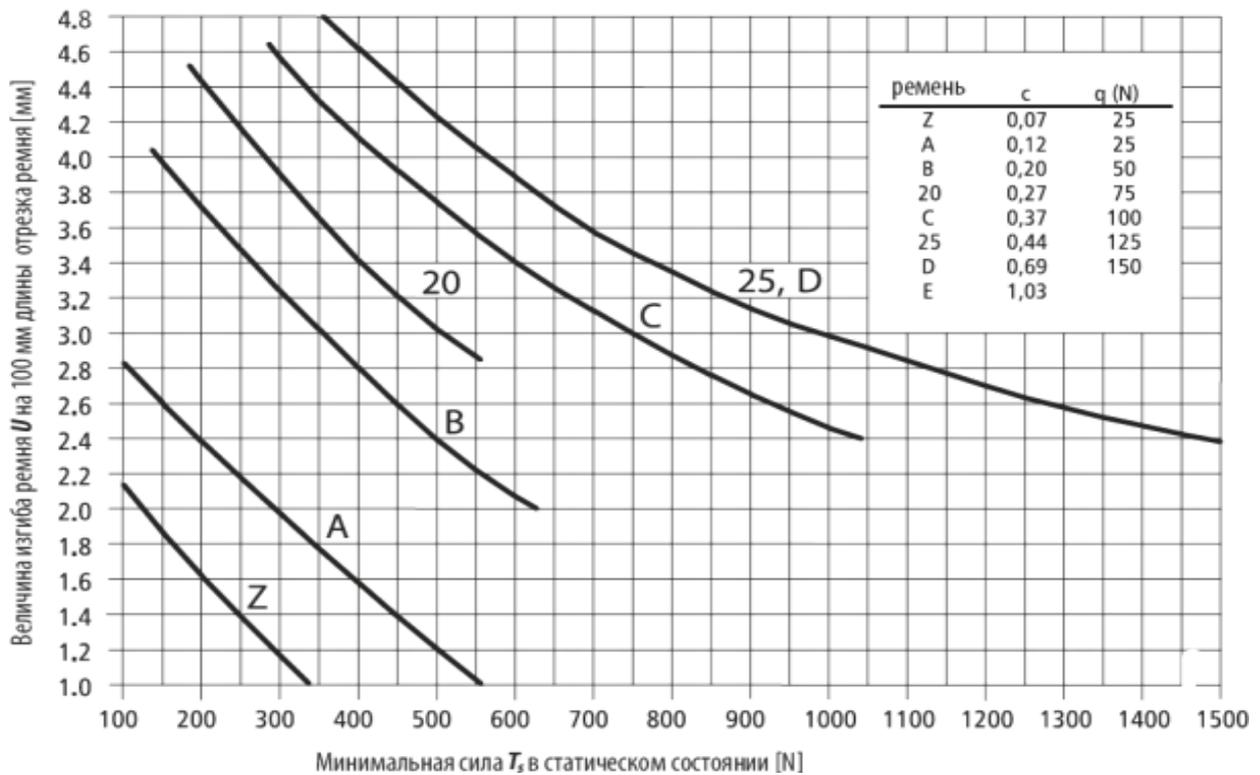


Рис. 2. Зависимость прогиба  $U$  от силы  $T_s$  (для классических ремней)

Эксперимент дублировался 3 раза. По полученным в результате проведения серия экспериментов усредненным данным, построены графические зависимости, представленные на рисунках 3–5.

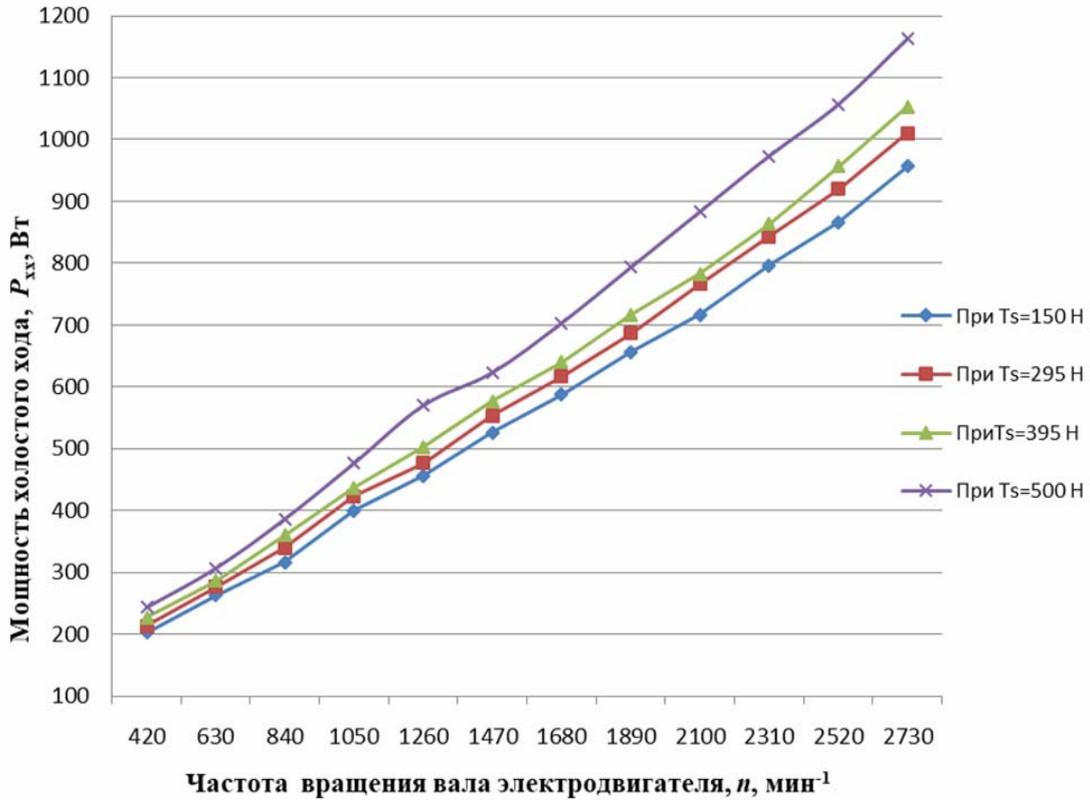


Рис. 3. График зависимости мощности холостого хода от частоты вращения электродвигателя при  $d_1 = 65$  мм и  $d_2 = 155$  мм

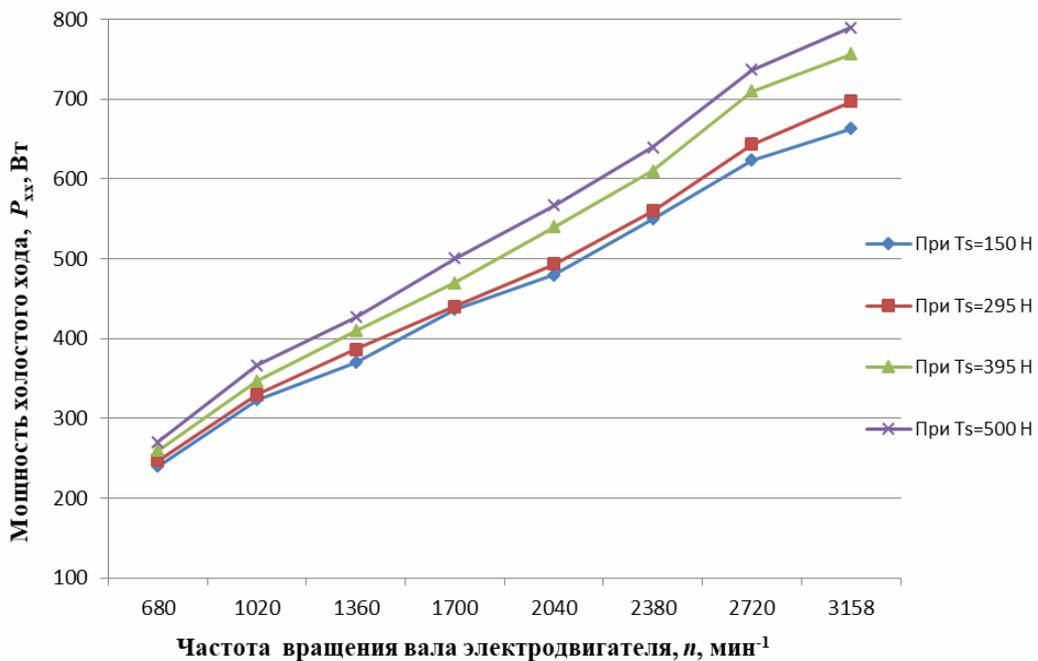


Рис. 4. График зависимости мощности холостого хода от частоты вращения электродвигателя при  $d_1 = 85$  мм и  $d_2 = 125$  мм

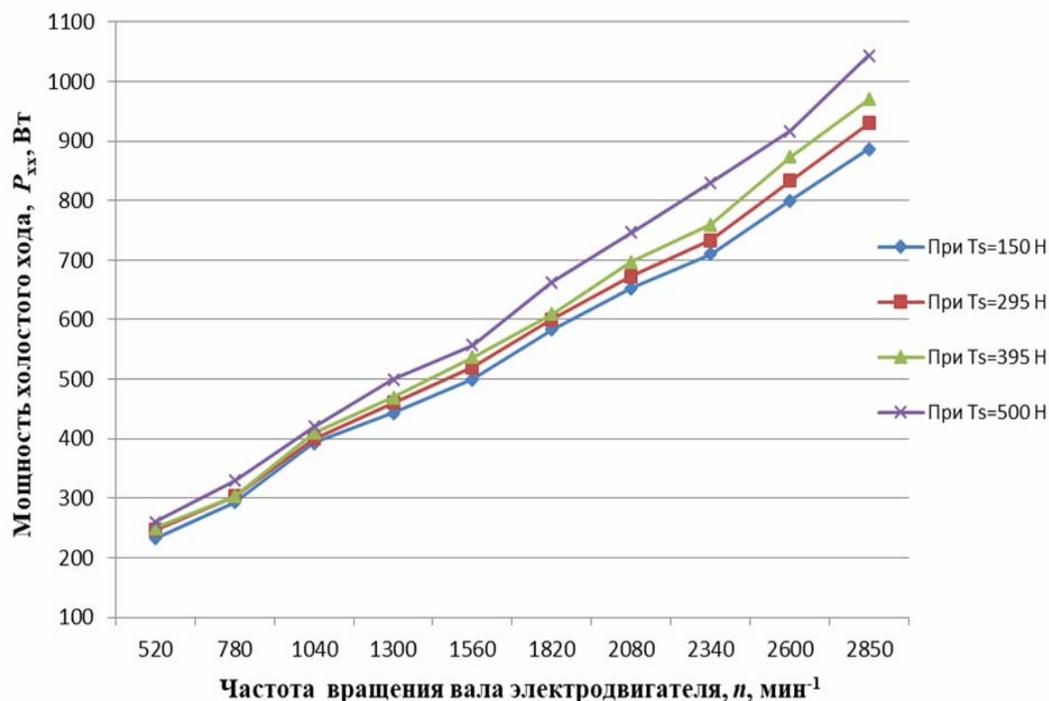


Рис. 5. График зависимости мощности холостого хода от частоты вращения электродвигателя при  $d_1 = 75 \text{ мм}$  и  $d_2 = 145 \text{ мм}$

#### Выводы

Установлено, что влияние натяжения ремня на мощность холостого хода близко к линейному. При малых частотах влияние натяжения ремня невелико, однако с ростом частоты вращения становится значительным. Так при частоте  $420 \text{ мин}^{-1}$  разница между мощностью холостого хода при максимальном и минимальном натяжениях составила около 40 Вт, а при частоте  $3000 \text{ мин}^{-1}$  – до 200 Вт. Так как на оборудовании может применяться до 8 ремней, то величина потерь может составлять значительную величину (порядка 1,6 кВт). Поэтому влияние натяжения ременной передачи должно быть учтено при проектировании привода резания фрезерных деревообрабатывающих станков.

#### Библиографический список

1. Левит Г.А. Расчет потерь на трение в приводах главного вращательного движения металлорежущих станков. М.: ЦБТИ, 1956. 72 с.
2. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учеб. пособие [для вузов]. Минск: Выш. шк., 1991. 382 с.
3. Клиноременные передачи: интернет-портал Российской федерации. URL: <http://engineercatalogues.narod.ru> (дата обращения: 27.04.2017).
4. Гриневич С.А., Гаранин В.Н. Исследование затрат мощности на холостой ход в приводе механизма резания станка Unimat 23 EL // Деревообработка: технологии, оборудование, менеджмент XXI века: Междунар. евразийск. симпозиум. 2011. URL: <http://symposium.forest.ru/article.php> (дата обращения: 14.06.2016).
5. Кучер И.М. Металлорежущие станки. Основы конструирования и расчета. М.: Машиностроение, 1975. 720 с.