

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 62-187.4

doi: 10.30987/2782-5957-2022-12-26-35

## МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ МОДУЛЕЙ ЛИНЕЙНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ НА БАЗЕ УНИФИЦИРОВАННЫХ МОДУЛЕЙ

**Александр Григорьевич Федук**✉

Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия  
fedukov.lvdu@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8245-8610>

### Аннотация

Цель исследования: конструкторское и технологическое обеспечение точности модулей линейного перемещения на базе унифицированных деталей и узлов рельсовых направляющих и шарико-винтовых передач (ШВП).

Задача, решению которой посвящена статья: уточнение методик при проектировании модулей линейных перемещений станочного оборудования

Методы исследования: экспериментальные исследования и уже существующие расчетные методы исследования по определению величины контактного сближения.

Новизна работы: разработан метод проектирования модулей линейных перемещений

на базе унифицированных модулей с учетом величин контактных сближений, где критерием оценки качества являются силовые характеристики модуля линейных перемещений.

Результаты исследования: разработан метод проектирование модулей линейных перемещений на базе унифицированных модулей.

Выводы: при проектировании линейных модулей перемещения технологического оборудования, включение в расчеты величины контактного сближения, как правило, актуально для высокоточных линейных модулей.

**Ключевые слова:** точность, модули, шарико-винтовая пара, направляющие, жесткость.

Ссылка для цитирования:

Федук А.Г. Метод проектирование модулей линейных перемещений на базе унифицированных модулей / А.Г. Федук // *Транспортное машиностроение*. – 2022. - № 12. – С. 26 – 35. doi: 10.30987/2782-5957-2022-12-26-35.

Original article

Open Access Article

## METHOD TO DESIGN LINEAR DISPLACEMENT MODULES BASED ON UNIFIED MODULES

**Aleksandr Grigoryevich Feduk**✉

Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia  
fedukov.lvdu@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8245-8610>

### Abstract

The study objective is the design and technological support of the accuracy of linear displacement modules based on unified parts and assemblies of rail guides and ball screws.

The task to which the paper is devoted is to refine techniques in the design of linear displacement modules of machining equipment.

Research methods: experimental studies and existing computational research methods to determine the value of contact approach.

Novelty of the work: a method of designing linear displacement modules based on unified modules is developed, taking into account the values of contact

approaches, where the criterion for assessing quality is the power characteristics of the linear displacement module.

Research results: a method for designing linear displacement modules based on unified modules is developed.

Conclusions: when designing linear modules for displacing technological equipment, including the value of contact approach in the calculations is usually relevant for high-precision linear modules.

**Keywords:** precision, modules, ball-screw pair, guides, rigidity.

Reference for citing:

Fedukov AG. Method to design linear displacement modules based on unified modules. *Transport Engineering*. 2022; 12:26-35. doi: 10.30987/2782-5957-2022-12-26-35.

## Введение

При проектировании технологического оборудования на базе унифицированных модулей конструктору необходимо компоновать такие изделия (направляющие, корпуса, муфты, шарико-винтовые передачи с оригинальными деталями (сборками)).

При этом для модульных конструкций характерно большое число стыков. Известно, что жесткость технологического оборудования в значительной мере определяется жесткостью стыков [1]. Как правило, производители унифицированных

модулей предлагают некоторые рекомендации по выбору точности деталей (узлов), способов сборки, назначению эксплуатационных параметров и т.п. Однако, в большинстве случаев эти рекомендации носят общий характер и лишь частично могут быть полезны при выполнении проектных процедур. Сказанное в большой степени относится к вопросам учета жесткости стыков. Также возникает много вопросов на стадии определения номинальных размеров и их допусков, образующих сложные размерные цепи.

## Основная часть

Рассмотрим некоторые аспекты этой задачи на примере одной из возможных компоновок модуля линейного перемещения на основе ШВП и рельсовых направляющих.

Конструкция включает в себя основание 1, на которой устанавливаются линейные рельсовые направляющие 2 с ка-

ретками 3 и комплектная ШВП 4, которая включает в себя винт, гайку с корпусом, подшипниковые опоры, а также стол. Сочетание номинальных размеров отдельных модулей при монтаже их на плоскости требует использования проставок 5 для монтажа кареток.

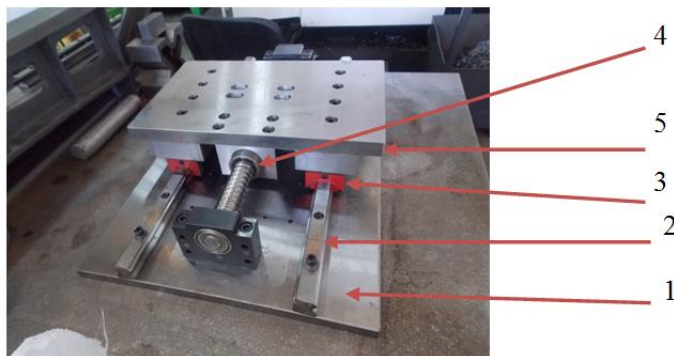


Рис. 1. Линейная координата на базе ШВП  
Fig. 1. Linear coordinate based on ball screws

Подобная конструкция модуля линейного перемещения рассматривалась в работах [2, 3]. В данной схеме конструктор, как правило решает задачу определения размера проставки  $L$  и высотой между основанием и столом  $H$ . Остальные размеры и их допуски известны, т.к. унифицированных модулей такая информация указывается в каталогах для выпускаемых классов (степеней, квалитетов) точности. Хотя допуски размеров унифицированных

деталей линейной координаты малы, сложные размерные цепи приводят к ситуациям, при которых погрешность замыкающего звена может стать чрезмерной. Поскольку монтаж ведется на незакаленных базовых деталях (плитах, столах, проставках) контактные смещения в стыках могут достигать существенных величин. Исследования показали [3], что величина сближения может достигать половине допуска на размер компенсирующего элемента

(проставки). Поэтому пренебрегать контактными сближениями не всегда допустимо. Расчетная схема для одного из типоразмеров модулей, учитывающая контактные сближения, представлена на рис. 2.

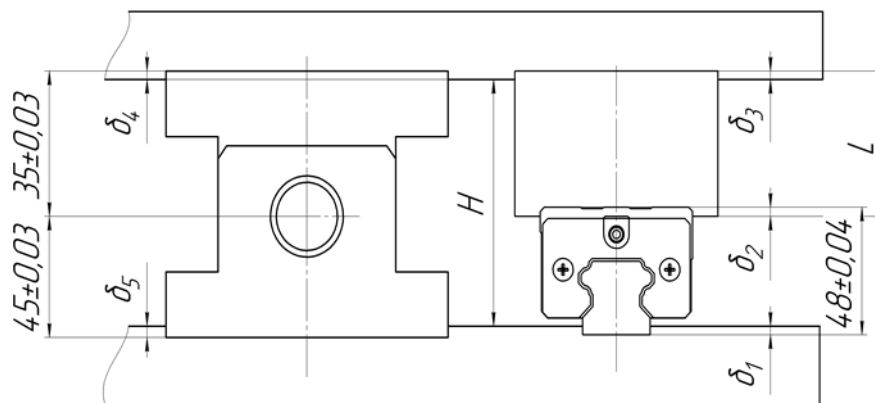


Рис. 2. Расчетная схема линейной координаты  
Fig. 2. Calculation scheme of the linear coordinate

Контактными сближениями второго порядка малости (пара «рельс-каретка», «винт-гайка» ШВП) в данной схеме пренебрегаем.

Контактное сближение является одной из характеристик контактной жесткости. Исследованиями данной темы посвящены работы К.В. Вотина, И.Г. Горячевой, И.Т. Гусева, Н.Б. Демкина, Ю.Н. Дроздова, А.С. Иванова, В.В. Измайлова, И.В. Крагельского, З.М. Левиной, Д.М. Решетова, Э.В. Рыжова, А.П. Соколовского, А.Г. Сулова, Г.Е. Чихладзе, В.В. Шелофаста и др.

Широкое распространение для определения контактного сближения получила следующая формула (1) [4-7]:

$$\delta = C \cdot \sigma^m \quad (1)$$

где  $\sigma$  – среднее давление в стыке, кг/см<sup>2</sup>; показатель степени  $m = 0,5$ ; коэффициент  $C$  учитывает влияние качества обработки контактирующих поверхностей, его значение меняется от 1,5 при черновом шабрении до 0,07 при притирке [4-7].

Предложенная формула пригодна для предварительных расчетов, качество поверхностных слоев деталей в стыке учитывается в первом приближении коэффициентом  $C$  и параметром  $m$ .

В первом приближении она включает в себя сближения следующих стыков:  $\delta_1$  – стык «рельс – базовая плита»,  $\delta_2$  – стык «каретка-проставка»,  $\delta_3$  – стык «проставка-каретка»,  $\delta_4$  – стык «корпус гайки-стол»,  $\delta_5$  – стык «подшипниковая опора-базовая плита».

В более поздних работах были предложены зависимости и методики расчета, учитывающие шероховатость и другие геометрические параметры контактирующих поверхностей деталей. Такие зависимости получены Э.В. Рыжовым, Н.Б. Демкиным [7], А.Г. Суловым [5] и др.

Дальнейшее развитие методики расчета контактных сближений (деформаций) получили в работах А.С. Иванова и В.В. Измайлова [8].

В частности, для сопряжения «вал – втулка» предложена зависимость между сближением  $\delta$  и давлением  $p$  в контактном слое, учитывающая параметры, известные конструктору на стадии проектирования.

$$\frac{\delta}{Ra} = C_0 \varepsilon \sqrt{\frac{\sigma}{E}} \quad (2)$$

где  $Ra = (Ra_1 + Ra_2)/2$ ,  $Ra_1$ ,  $Ra_2$  – средние арифметические высоты микронеровностей контактирующих поверхностей деталей;  $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$  – приведенный модуль упругости контактирующих поверхностей деталей;  $C_0$  – коэффициент, учитывающий взаимное расположение микронеровностей;  $\varepsilon$  – коэффициент влияния масштаба, учитывающий влияние волнистости и отклонений формы (масштабный фактор).

Несмотря на существенное совершенствование расчетной формулы, она не в полной мере соответствует реальной картине контактирования деталей линейной координаты. Рельсовые направляющие имеют значительную длину, значительную площадь и ограниченную жесткость. Очевидно, что на величину контактных сближений большое влияние будут оказывать волнистость, макроотклонения, в первую очередь деталей, на которые монтируются

унифицированные детали (плиты, столы, проставки).

Степень корректности существующих зависимостей требует оценки. Для модели линейной координаты (рис. 1), были рассчитаны контактные деформациями (схема на рис. 3) по зависимостям (1) и (2), а также определены контактные смещения по методу, описанному в [9].

Результаты расчетов и измерений представлены в табл. 1.

Таблица 1  
Результаты расчета контактных сближений в плоских стыках линейной координаты  
*Table 1*

*Results of calculation of contact approaches in flat joints of linear coordinates*

Стык	Площадь контакта, см <sup>2</sup>	$\delta$ по зависимости (1), мкм	$\delta$ по зависимости (2), мкм	$\delta$ полученные экспериментальным методом, мкм
Базовая плита-рельс	136,5	2,46	2,0	2,6
Каретки-проставка	28	4,5	2,8	7,8
Базовая плита-опора плавающая	31,8	4,2	3,4	8,3
Базовая плита-опора фиксированная	44,5	3,56	5,0	8,3
Проставки-стол	225,9	1,58	2,7	7,2
Корпус гайки-стол	47,5	2,94	5,2	8,0

После определения всех величин контактных сближений, был проведен размерный анализ для схемы (рис. 2) для каждого метода оценки контактных сближений. Поскольку погрешность расчетов между собой и между результатами изме-

рений незначительна, номинальные значения, полученные при анализе, практически не отличаются друг от друга. Результаты оценки полученных величин размеров  $H$  и  $L$  представлены в табл. 2.

Таблица 2  
Результаты определения размеров с учетом величины контактного сближения  
*Table 2*

*Results of sizing taking into account the magnitude of the contact convergence*

Размер	Величина, с учетом контактных сближений рассчитанных по формуле (1), мм	Величина, с учетом контактных сближений рассчитанных по формуле (2), мм	Величина, с учетом контактных сближений измеренных в ходе эксперимента, мм
$H$	$82,99 \pm 0,06$	$82,99 \pm 0,06$	$82,98 \pm 0,06$
$L$	$38,00 \pm 0,02$	$38,00 \pm 0,02$	$38,00 \pm 0,02$

Таким образом, при выполнении размерного анализа размер проставки  $L$  не

меняется. Величина  $H$  отличается от полученной традиционным расчетом на 0,01-

0,02 мм, что соответствует 17 % от допуска на размер. В определенных узлах такой погрешностью можно пренебречь, но для более точных узлов следует учитывать.

Однако при выполнении проставки с вычисленными размерами и допуски неизбежно возникновение ситуации, когда плоскость стола, опираясь на каретки, не будет совпадать с плоскостью корпуса гайки ШВП. Т.е. между этими плоскостями возникнет зазор (или натяг). Поэтому на практике проставка является звеном регулирования, подшлифовкой которой обеспечивается допустимая величина этого зазора (натяга). Естественно, такая пригонка трудоемка и трудоемкость ее возрастает по мере повышения требований к минимизации этой погрешности. Поэтому целесообразно установить предельные значения допустимых зазора (натяга) в этом стыке с учетом обеспечения баланса требований к качеству сборочной единицы и трудозатратами по его обеспечению.

Рассмотрим один из возможных вариантов расчета точности замыкающего звена. Из-за зазора (натяга) в этом стыке при сборке происходит деформация наименее жесткой детали узла – винта ШВП. При этом возникает дополнительная радиальная сила, которая ухудшает условия работы подвижных механизмов – винтовой пары, подшипников. Это ухудшение условий можно принять в качестве критерия при назначении допустимой точности выполнения размера  $L$ . Количественной величиной, характеризующей это ухудшение (критерием), может быть дополнительная величина крутящего момента холостого хода на винте ШВП, возникающая из-за действия радиальной силы.

Оценим возможную величину максимального зазора (натяга), между корпусом гайки, и столом. Воспользуемся расчетной схемой рис. 3.

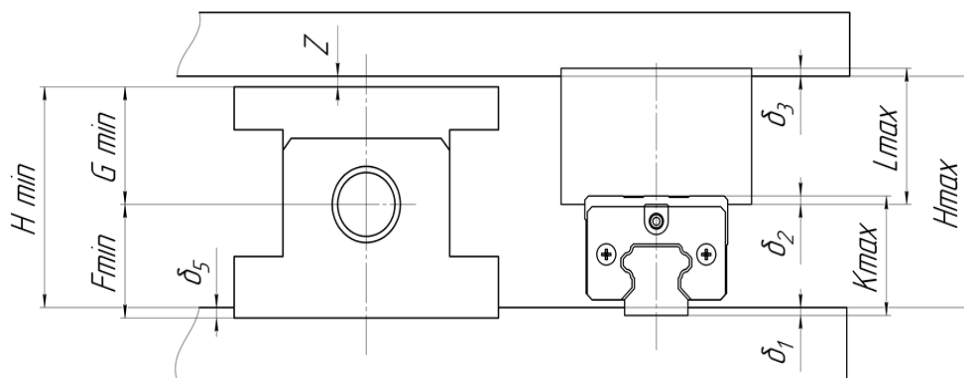


Рис. 3. Расчетная схема линейной координаты для определения максимального зазора  
Fig. 3. Calculation scheme of the linear coordinate to determine the maximum clearance

Максимальный зазор  $Z$  определяется методом максимума-минимума. Размеры со стороны направляющих берутся с максимальным допуском, а со стороны ШВП с минимальным. Без учета контактных сближений эта величина составляет 0,12 мм. С

учетом этих сближений общий зазор будет равняться:

$$Z_{\text{общ}} = Z + \delta_4 \quad (3)$$

Результаты расчетов представлены в табл. 3.

Таблица 3

Величина возможного максимального зазора (натяга) между корпусом гайки и столом

Table 3

The value of the possible maximum clearance (tension) between the nut body and the table

Величина зазора (натяга) $Z$ , мм			
Без контактного сближения	С учетом сближения рассчитанного по формуле 1	С учетом сближения рассчитанного по формуле 2	С учетом сближения измеренного в ходе эксперимента
0,12	0,123	0,125	0,128

Поскольку номинальные значения погрешности существенно больше поправки на контактные сближения в целом погрешность расчетов составляет около 10 % для первой зависимости и около 5 % для второй. При более жестких требованиях к размерам отдельных звеньев величина относительной погрешности может существенно вырасти.

Рассмотрим возможное влияние возможного зазора (натяга) на характеристики сборки.

Такая погрешность деформирует винт на фиксированную величину (рисунок 4). Причем величина деформации одинакова, независимо от места расположения гайки ШВП в пределах рабочей зоны. Производители в своих рекомендациях по

использованию ШВП не предусматривают их нагружение радиальными силами. Поскольку для точных передач используют передачи с преднатягом, компенсация указанной погрешности за счет зазоров в гайке невозможна.

Рассмотрим деформацию винта ШВП с преднатягом. Реальная схема является статически неопределимой. Для первого приближения упростим ее, рассматривая половину длины винта как балку с жесткой заделкой. Такая замена допустима, т.к. винт имеет большую длину, а наибольшие усилия в схеме возникнут при расположении гайки вблизи подшипниковой опоры. Величина изгиба  $\omega$  будет равна сумме зазора (натяга).

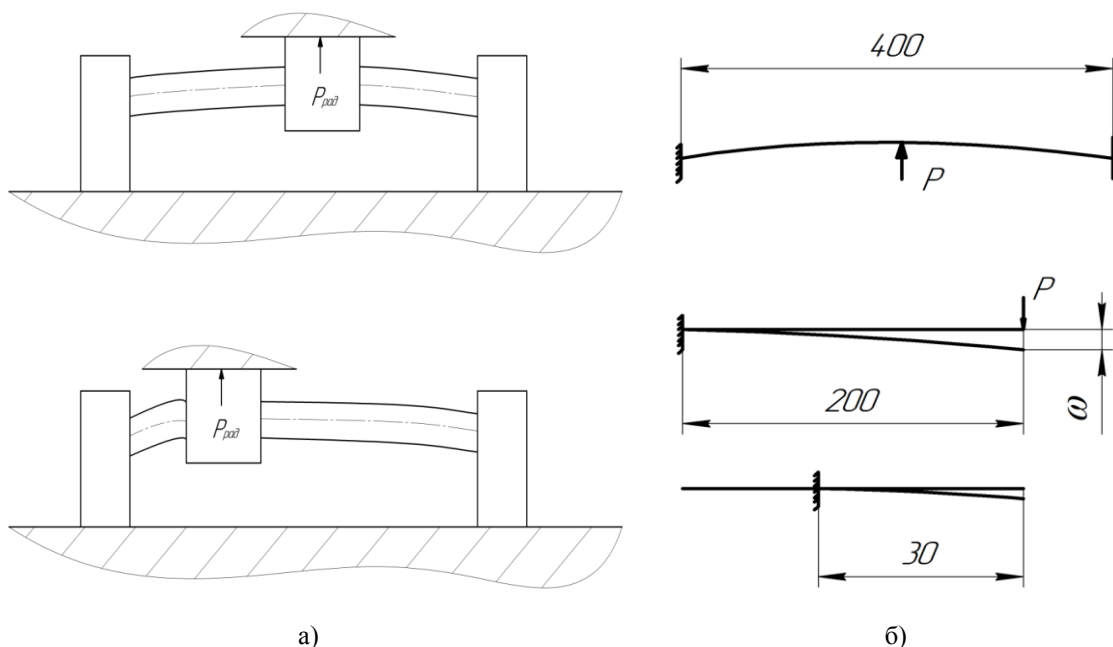


Рис. 4. Определение радиальной силы, возникающей в линейном модуле перемещения:

а - схема изгиба винта в линейной координате

б - расчётная схема для определения радиальной силы

Fig. 4. Definition of the radial force arising in the linear displacement modulus:

a) screw bending scheme in a linear coordinate

b) calculation scheme for determining the radial force

Длина консоли в этой схеме будет равна,

на каком расстоянии от подшипниковой опоры находится корпус гайки. Для определения силы воспользуемся известной формулой (3) [10].

$$\omega = \left( \frac{P \cdot l^3}{3EI} \right), \quad (4)$$

где:  $E$  – модуль упругости материала, Па;  $I$  – момент инерции сечения (в первом приближении – круг),  $\text{мм}^4$ ;  $l$  – длина консоли, мм;  $P$  – радиальная сила, кгс (Н).

Для расчётов были определены следующие длины консолей 30 мм, и 200 мм, при длине рабочей части винта 400 мм. Результаты расчётов представлены в табл. 4.

## Results of radial force calculations

Метод расчета зазора	Зазор (натяг) $w$ , мм	Длина	Усилие на винте, кгс (Н)
Без учета контактных деформаций	0,12	30	13719(137190)
		200	46 (460)
Зазор с учетом контактных деформаций рассчитанных зависимости (1)	0,123	30	14061 (140610)
		200	47,4 (474)
Зазор с учетом контактных деформаций рассчитанных по зависимости (2)	0,125	30	14290 (142900)
		200	48,2 (482)
Зазор с учетом контактных деформаций по результатам эксперимента	0,128	30	14633 (146330)
		200	49,4 (494)

По результатам расчетов, можно увидеть, что погрешность при расчетах также сохранилась. Разница при расчетах также достигает 10 %. Из полученных данных при небольшой консоли, т.е. когда гайка винта подходит к подшипниковой опоре, радиальная нагрузка резко возрастает.

Под действием радиальных сил возрастают силы трения в ШВП и в подшипниках винта. Также усилия трения возрастают в рельсовых направляющих. Однако наличие радиальных нагрузок являются для этих узлов штатной ситуацией, эти нагрузки оказывают на величину трения минимальное воздействие, которым можно пренебречь. Общий дополнительный крутящий момент холостого хода является суммой моментов, возникающие в подшипниковых опорах винта ШВП и в гайке ШВП. Рассчитать этот момент можно, воспользовавшись задачей распределения нагрузки между телами качения [4], расчетная схема которой представлена на рис. 5. Зависимость для оценки дополнительного крутящего момента холостого хода под действием радиальной силы имеет вид:

$$M_{\text{узел}} = z \sum_{i=1}^n M_i = z \sum_{i=1}^n N_i \cdot f, \quad (5)$$

где  $f$  – коэффициент трения качения,  $z$  – число тел качения,  $N_i$  – нормальная сила, действующая на  $i$ -е тело вращения (шарик). В общем случае коэффициент трения качения стальных тел  $f = 0,001 \dots 0,05$ , производители ШВП часто указывают величину этого коэффициента около 0,004 для своей продукции.

Зависимость (5) пригодна для расчета дополнительных нагрузок, возникающих как в гайке ШВП, так и подшипниках опор.

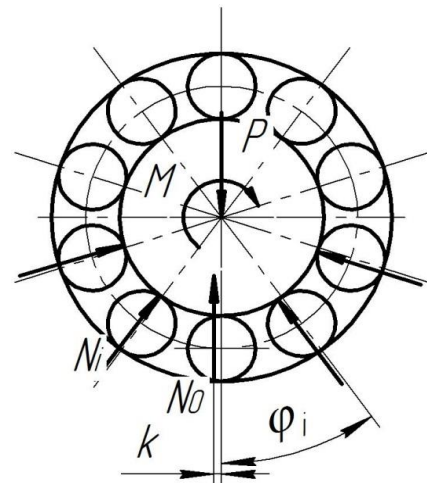


Рис. 5. Схема расчета дополнительного крутящего момента от радиальной силы, действующей на гайку ШВП  
Fig. 5. Scheme for calculating the additional torque from the radial force acting on the ball screw nut



Как было сказано выше, величина этого дополнительного крутящего момента может быть использована в качестве критерия допустимой погрешности замыкающего звена рассмотренной размерной цепи. В рекомендациях по проектированию приводов рекомендуют использовать коэффициент увеличения мощности привода из-за потерь на трение, характеризующий момент холостого хода. Величина этого коэффициента, в зависимости от требований к конструкции, составляет от 0,04 до 0,2 [11].

Таким образом, задавшись величиной указанного коэффициента, можно обоснованно сформулировать требования к точности звеньев размерной цепи, погрешности замыкающего звена и методам достижения требуемой точности. В ряде случаев проблемы точности сборки частично можно решить путем уменьшения фактической рабочей зоны от теоретически возможной. Результаты расчета исследуемого макета модуля линейных перемещений (рис. 1) представлены на рис. 6.

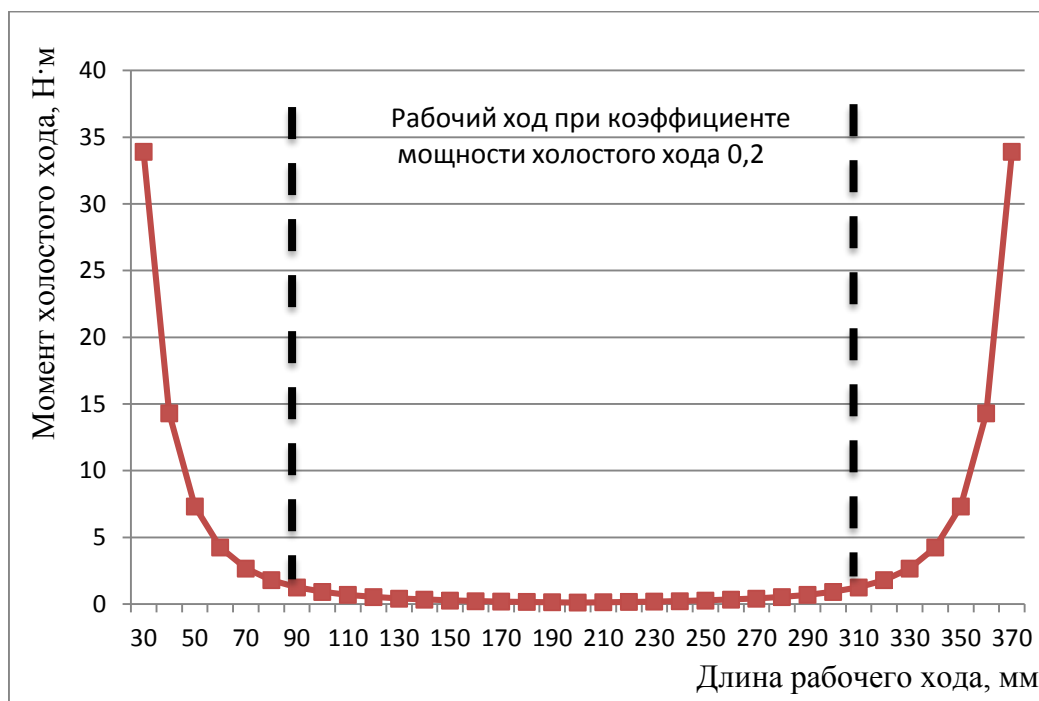


Рис. 6. График момента холостого хода  
Fig. 6. Idle moment graph

Анализ графика показывает, что при максимальном зазоре (натяге) между корпусом гайки и столом крутящий момент холостого хода возрастает до 35 Н·м при минимальном возможном расстоянии до подшипниковой опоры.

С учетом коэффициент мощности привода, например, с номинальным моментом 7 Н·м, момент холостого хода должен быть в диапазоне 0,42...1,4 Н·м. Такие силовые характеристики обеспечиваются только на длине от 90 до 310 мм. Таким образом, величина фактического рабочего хода составит 280 мм вместо теоретических 340 мм, т.е. уменьшение примерно на 18 %.

Помимо роста момента холостого хода, указанные погрешности влияют и на переходные процессы при старте и торможении привода, провоцируют возникновение вибраций.

Для компенсации (уменьшения) дополнительных сил, возникающих в модуле линейного перемещения на базе ШВП, на практике можно рекомендовать ряд конструкторско-технологических мероприятий, представленных в табл. 5.



Конструкторско-технологические рекомендации, по компенсации погрешностей сборки  
(дополнительных усилий, возникающих в модуле)

*Design and technological recommendations on compensation of assembly errors  
(additional efforts arising in the module)*

Конструкторские рекомендации	
Рекомендации	Недостатки
Использовать линейную передачу с полученными силовыми характеристиками на меньшей длине перемещения.	Уменьшение длины рабочего хода (увеличение габаритов устройства)
Увеличить мощность двигателя привода линейных перемещений.	Увеличение габаритов двигателя и его стоимости.
Повысить класс точности унифицированных и изготавливаемых деталей.	Увеличение себестоимости линейной передачи. Повышение сложности изготовления деталей и их трудоемкости.
Уменьшение контактных сближений за счет: повышения качества контактирующих поверхностей, увеличение твердости, рациональный выбор материалов базовых деталей.	Усложнение технологических процессов изготовления деталей
Переход от метода неполной взаимозаменяемости на метод пригонки.	Увеличение трудоемкости, повышение требований к квалификации исполнителей.

## Выводы

При проектировании линейных координатных осей технологического оборудования в качестве одного из критериев качества возможно использование величины крутящего момента холостого хода. Он зависит от ряда факторов, в том числе погрешностей изготовления деталей и сборки. Задавшись допустимой величиной крутящего момента холостого хода можно регламентировать точность замыкающего

звена размерной цепи направляющих и ШВП.

Включение в расчеты контактного сближения, как правило, актуально для высокоточных линейных координат. При снижении требований к точности конструкции, возникающие погрешности и дополнительные нагрузки можно компенсировать уменьшением фактической рабочей зоны, а также увеличением мощности двигателя.

## СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Стародубов В.С. Модульный принцип построения металлорежущих станков с числовым программным управлением. *Известия высших учебных заведений*. 2013;1:68-74.
2. Польский Е.А., Никонов О.А., Митраков Н.С., Звягинцев Ф.Д. Технологическое обеспечение точности наукоемких сборочных узлов на этапах жизненного цикла. *Известия ТулГУ. Технические науки*. 2017;8:328-338.
3. Федукон А.Г., Хандождо А.В., Польский А.Н., Щербаков А.Н. Обеспечение точности станочных узлов на базе унифицированных модулей с учетом контактной жесткости стыков. *Вестник Брянского государственного технического университета. Машиностроение машиноведение*. 2019;3:51 -59.
4. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков / Коллектив авторов под ред. д-ра т.н. Решетова Д.Н. М.: «Машиностроение», 1972, т.1. 664 с.
5. Суслов А.Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей. М.: Машиностроение, 1987. 208с.
6. Демкин Н.Б., Рыжов Э.В. Качество поверхности и контакт деталей машин. М.: Машиностроение, 1981. 244 с.
7. Рыжов Э.В., Суслов А.Г., Федоров В.П. Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин. М.: Машиностроение, 1979. 176 с.
8. Иванов А.С., Ермолаев М.М., Руднев С.К. Метод расчета соединения с натягом в общем случае нагружения. *Прогрессивные технологии и системы машиностроения*. 2015;1:75-83.
9. Fedukov A.G., Khandozko A.V. Technological quality assurance of assembling machine compo-

nents based on modular elements, taking into account the contact stiffness of the joints. *International Conference on AviaMechanical Engineering and Transport (AviaENT 2019)*. 2019. pp 109 -116.

## REFERENCES

1. Starodubov VS. Modular principle of constructing machine tools with computer numerical control. *Proceedings of Higher Educational Institutions*. 2013;1:68-74.
2. Polsky EA, Nikonov OA, Mitrakov NS, Zvyagintsev FD. Technological support of precision of high-tech assembly units at the stages of the life cycle. *Izvestiya Tula State University. Technical Sciences*. 2017;8:328-338.
3. Fedukov AG, Khandozhoko AV, Polsky AN, Shcherbakov AN. Machine unit accuracy assurance based on common modules, taking into account joint contact stiffness. *Bulletin of Bryansk State Technical University. Mechanical Engineering*. 2019;3:51-59.
4. Reshetov DN. *Parts and mechanisms of metal-cutting machines*. Moscow: Mashinostroenie; 1972.
5. Suslov AG. Technological support of parameters of component surface layer. Moscow: Mashinostroenie; 1987.
6. Demkin NB, Ryzhov EV. *Surface quality and contact of machine parts*. Moscow: Mashinostroenie; 1981.
7. Ryzhov EV, Suslov AG, Fedorov VP. Technological support of operational properties of machine parts. Moscow: Mashinostroenie; 1979.
8. Ivanov AS, Ermolaev MM, Rudnev SK. Method to calculate pressure coupling in the general case of loading. *Progressive Technologies and Systems of Mechanical Engineering*. 2015;1:75-83.
9. Fedukov AG, Khandozko AV. Technological quality assurance of assembling machine components based on modular elements, taking into account the contact stiffness of the joints. *International Conference on AviaMechanical Engineering and Transport (AviaENT 2019)*; 2019. p. 109 -116.
10. Pisarenko GS, Yakovlev AP, Matveev VV. *Handbook on resistance of materials*. 2nd ed. Kiev: Nauk. Dumka; 1988.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Данилов И.А. Общая электротехника с основами электроники : учеб пособие / И.А. Данилов, П.М. Иванов. – М.: Высш. шк., 2005. - 752 с.

## BIBLIOGRAPHIC LIST

1. Danilov IA, Ivanov PM. *General electrical engineering with the basics of electronics: textbook*. Moscow: Visshaya Shkola; 2005.

## Информация об авторе:

**Федуков Александр Григорьевич** – аспирант, зав. лабораторией кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» Брянского государственного техни-

ческого университета, г. Брянск, бул. 50 лет Октября, д. 7, 241035; тел. 8-906-502-59-67; Author-ID-РИНЦ 1134724.

**Fedukov Aleksander Grigoryevich** – Postgraduate Student, Head of the Laboratory of the Department of Metal-cutting Machines and Tools at Bryansk State

Technical University, Bryansk, 7, 50-let Oktyabrya Boulevard, 241035; phone: 8-906-502-59-67; Author-ID-RSCI 1134724.

**Статья опубликована в режиме Open Access.  
Article published in Open Access mode.**

**Статья поступила в редакцию 20.07.2022; одобрена после рецензирования 08.09.2022; принята к публикации 21.11.2022. Рецензент – Соловьев Д.Л., доктор технических наук, профессор Муромского филиала (института) Владимирского государственного университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение»**

**The article was submitted to the editorial office on 20.07.2022; approved after review on 08.09.2022; accepted for publication on 21.11.2022. The reviewer is Solovyov D.L., Doctor of Technical Sciences, Professor of Murom Branch (Institute) of Vladimir State University, member of the Editorial Board of the journal *Transport Engineering*.**