

МИНСКОЕ С К Б А Л

УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер С К Б А Л

А.В.КУДЯНОВ

24.03 1978 г.

РАСЧЕТ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ
В ПРИВОДАХ СТАНКОВ

РУКОВОДЯЩИЙ МАТЕРИАЛ

РМ 01.04-78

Мин. С К Б А Л
Материал
для СПРАВОК

Главный конструктор С К Б А Л

Ю.Н.ТАТАРОВ

12.03.78 1978 г.

Начальник КОС

С.М.БОРИСЕВИЧ

22.03.78 1978 г.

Начальник сектора
инженерных расчетов

В.З.ОЗЕРСКИЙ

22 марта 1978 г.

Разработчик

А.И.ТРОЯНСКИЙ

1978 г.

Подп. и дата	
Взят инж. №	
Взят инж. №	
Подп. и дата	
Инж. № подл.	

СОДЕРЖАНИЕ

№ № листов

1. Общие положения	2
2. Определение полных потерь мощности в приводах металлорежущих станков	3
2.1. Расчет потерь мощности в шпиндельных коробках	4
2.2. Потери мощности в зубчатых передачах	6
2.3. Потери мощности в подшипниках качения	6
2.4. Потери мощности в подшипниках скольжения и кондукторных втулках	9
2.5. Потери мощности в уплотнениях	10
2.6. Потери мощности в передачах червяк - червячное колесо	12
2.7. Потери мощности в ременных передачах	15
2.8. Потери мощности в направляющих качения	15
2.9. Потери мощности в направляющих скольжения	18
2.10. Потери мощности в передачах винт - гайка качения	23
2.11. Потери мощности в передачах винт - гайка скольжения	25

Мин. СЭБЛ
Материал
ДЛЯ СПРАВОК

PM 01.04-78

1	1	468	100	10.04.1980	Расчет потерь на трение в приводах станков	Лист	Лист	Листов
Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата		Руководящий материал			29
Разработ	Троицкий							
Пров.	Озерский			22.03.78				
Принят								
И. канц.								
Упр.								

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Определение потерь мощности в приводах металлорежущих станков по средним к.п.д. может привести к грубым ошибкам особенно для быстроходных и высоконагруженной передач.

Полные потери мощности в приводах определяются по формуле

$$N_{\text{пот}} = N_{\text{хх}} + N_{\text{пол}}(1 - \eta_{\text{нп}})$$

где: $N_{\text{хх}}$ — мощность холостого хода, практически не зависящая от полезной нагрузки, определяемая скоростью взаимных перемещений деталей в приводе, вязкостью масла, аэродинамическими потерями и т.д.,

$N_{\text{пол}}$ — мощность полезной нагрузки,

$\eta_{\text{нп}}$ — коэффициент нагрузочных потерь.

Методика расчета $N_{\text{хх}}$ и $\eta_{\text{нп}}$ разработана на основе руководящих материалов ЭНИМСа (1, 2).

Для упрощения расчета при определении потери мощности в отдельных элементах и звеньях приводов используются табличные данные, ориентированные на специфику производства агрегатных станков и автоматических линий.

Наряду с определением потерь в приводах при выборе электродвигателя для механизмов с большими вращающимися или перемещающимися массами и частыми включениями, необходимо производить проверку электродвигателя по условиям пуска.

Инв. № докум.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № докум.	Подп. и дата

РМ 01.04-78

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

Лист
2

Репропринт СКБ М. Тираж

Заказ №

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В ПРИВОДАХ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Потери мощности холостого хода определяются по формуле

$$N_{xx} = \sum N_{xx\text{п.з.}} + \sum N_{xx\text{п.к.}} + \sum N_{xx\text{п.с.}} + \sum N_{xx\text{уп.}} + N_{xx\text{ч.п.}} + N_{xx\text{р.п.}} + \\ + N_{xx\text{н.к.}} + N_{xx\text{н.с.}} + N_{xx\text{в.к.}} + N_{xx\text{в.с.}}$$

Нагрузочные потери мощности определяются как произведение коэффициентов нагрузочных потерь всех элементов, входящих в привод

$$\eta_{н.п.} = \eta_{п.з.} \cdot \eta_{п.к.} \cdot \eta_{п.с.} \cdot \eta_{ч.п.} \cdot \eta_{р.п.} \cdot \eta_{в.к.}$$

Расчет потерь мощности в отдельных элементах привода производится в соответствии с табл. I.

Таблица I

Обозначение в формуле		Наименование элемента	Расчет см. лист
Мощность холостого хода	Коэффициент нагрузочных потерь		
$N_{xx\text{п.з.}}$	$\eta_{п.з.}$	Передача зубчатая	6
$N_{xx\text{п.к.}}$	$\eta_{п.к.}$	Подшипник качения	6
$N_{xx\text{п.с.}}$	$\eta_{п.с.}$	Подшипник скольжения	9
$N_{xx\text{уп.}}$	—	Уплотнение	10
$N_{xx\text{ч.п.}}$	$\eta_{ч.п.}$	Передача червячная	12
$N_{xx\text{р.п.}}$	$\eta_{р.п.}$	Передача ремённая	15
$N_{xx\text{н.к.}}$	—	Направляющие качения	15
$N_{xx\text{н.с.}}$	—	Направляющие скольжения	18
$N_{xx\text{в.к.}}$	$\eta_{в.к.}$	Передача винт — гайка качения	23
$N_{xx\text{в.с.}}$	—	Передача винт — гайка скольжения	25

PM 01.04-78

Лист

3

2.1. Расчет потерь мощности в шпиндельных коробках

Ориентировочное значение потерь мощности в шпиндельных коробках агрегатных станков конструкции СКБ АЛ при предварительном выборе мощности электродвигателя определяется, как сумма потерь холостого хода и нагрузочных потерь по табличным данным

$$N_{ххшк} = K \cdot \sum N_{табл.} + \sum N_{п.м.} \text{ кВт}$$

где: $N_{табл.}$ - табличное значение мощности холостого хода для одного шпинделя коробки по табл. 2

Π - количество шпинделей в коробке

K - коэффициент, учитывающий количество промежуточных валов и передач, определяется по табл. 3 в зависимости от общего числа шпинделей в коробке

$N_{п.м.}$ - потребляемая мощность постоянно включенных механизмов (маслонасос $0,05$ кВт, счетчик $0,05$ кВт и т.д.)

Ориентировочное значение коэффициентов нагрузочных потерь шпиндельной коробки $\eta_{ш.к.}$ даны в табл. 3.

0 Полная потеря мощности в шпиндельной коробке $N_{шк.пол} = N_{ххшк} + N_{полшк} (1 - \eta_{шк})$

Таблица 2

Число оборотов шпинделя в минуту	Диаметр отверстия шпинделя мм				
	14 + 20	25 + 28	36 + 44	48 + 50	60 + 80
До 100	0,03	0,04	0,05	0,06	0,10
Св. 100 до 200	0,04	0,05	0,06	0,07	0,11
Св. 200 до 300	0,05	0,06	0,07	0,08	0,12
Св. 300 до 400	0,06	0,07	0,08	0,09	0,13
Св. 400 до 500	0,07	0,08	0,09	0,10	0,14
Св. 500 до 600	0,08	0,10	0,11	0,11	0,15
Св. 600 до 800	0,10	0,11	0,12	0,12	0,16
Св. 800 до 1200	0,12	0,12	0,13	0,13	0,18

1 2 2660-1 02.07.84

РМ 01.04-78

Лист

4

Таблица 3

Значение коэффициента K и коэффициента
нагрузочных потерь $\Sigma_{ш.к.}$

Количество цилиндров коробки	1	2+3	4+6	7+10	11+13	14+17	18+22	23+27	28+32	33+37	38+42	43 и более
K	2,7	1,7	1,3	1	0,93	0,89	0,82	0,77	0,73	0,70	0,67	0,64
$\Sigma_{ш.к.}$	0,80	0,82	0,86	0,88	0,89	0,89	0,90	0,90	0,90	0,91	0,91	0,91

РМ 01.04-78

КЗМ Лист № докум. Подп. Дата

Ротапринт СКБ АМ Тираж

Заказ №

Лист
5

2.2. Потери мощности в зубчатых передачах (цилиндрической прямозубой и косозубой и конической)

Мощность холостого хода передачи

$$N_{\text{хх}} = N_{\text{табл.}} \cdot \frac{b}{32} \cdot \sqrt{\frac{\mu}{79}} = 0.0035 N_{\text{табл.}} \cdot b \cdot \sqrt{\mu} \text{ кВт}$$

где: b — ширина зубчатого венца, мм

$\mu(\sqrt{\mu})$ — вязкость масла в сантипуазах (рис. 7, лист 21)
 N табл. по табл. 4.

Коэффициент нагрузочных потерь

$\eta_{\text{зп.}}$ = 0,99 для прямозубых колес цилиндрических;

$\eta_{\text{зп.}}$ = 0,98 для цилиндрических косозубых;

$\eta_{\text{зп.}}$ = 0,97 для конических.

2.3. Потери мощности в подшипниках качения

Коэффициент нагрузочных потерь одного подшипника

$$\eta_{\text{п.к.}} = 0.998.$$

Мощность холостого хода одного подшипника

$$N_{\text{хх}} = K \cdot N_{\text{табл.}} \text{ кВт}$$

где: K = 2 для левых роликовых подшипников;

K = 3 для конических роликовых подшипников;

K = 1 для остальных.

N табл. по табл. 5

Инд. № докум. Подп. и дата
Взам. инв. № Инв. № докум. Подп. и дата

ФМ 01.04-78

Лист

6

Ротапринт СКБ М. Тираж

Заказ №

Инв. № докум.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № докум.	Подп. и дата

Значение $N_{\text{табл. кВт для зубчатых передач.}}$ Таблица 4

Число оборотов колеса в минуту	Диаметр колеса, мм									
	до 36	св. 36 до 48	св. 48 до 64	св. 64 до 80	св. 80 до 112	св. 112 до 152	св. 152 до 200	св. 200 до 280	св. 280 до 376	св. 376 до 496
до 100	0,002	0,002	0,003	0,004	0,005	0,007	0,010	0,014	0,021	0,033
св. 100 до 135	0,002	0,003	0,004	0,005	0,007	0,010	0,014	0,021	0,033	0,050
св. 135 до 182	0,004	0,004	0,005	0,007	0,010	0,014	0,021	0,033	0,050	0,075
св. 182 до 246	0,004	0,005	0,007	0,010	0,014	0,021	0,033	0,050	0,075	0,110
св. 246 до 332	0,005	0,007	0,010	0,014	0,021	0,033	0,050	0,075	0,110	0,175
св. 332 до 448	0,007	0,010	0,014	0,021	0,033	0,050	0,075	0,110	0,175	0,300
св. 448 до 605	0,010	0,014	0,021	0,033	0,050	0,075	0,110	0,175	0,300	-
св. 605 до 817	0,014	0,021	0,033	0,050	0,075	0,110	0,175	0,300	-	-
св. 817 до 1100	0,021	0,033	0,050	0,075	0,110	0,175	0,300	-	-	-
св. 1100 до 1489	0,033	0,050	0,075	0,110	0,175	0,300	-	-	-	-

РМ 01.04-78

Лист 7

Таблица 5

Значение N табл. кВт для подшипников качения.

Число оборотов вала в минуту

Диаметр шейки
вала
мм

	до 100	св. 100 до 135	св. 135 до 182	св. 182 до 246	св. 246 до 332	св. 332 до 448	св. 448 до 605	св. 605 до 817	св. 817 до 1100	св. 1100 до 1500
До 20	0,001	0,001	0,002	0,002	0,002	0,002	0,003	0,003	0,003	0,004
Св. 20 до 40	0,002	0,002	0,003	0,003	0,003	0,003	0,004	0,005	0,005	0,008
Св. 40 до 60	0,002	0,003	0,004	0,004	0,004	0,005	0,005	0,008	0,010	0,012
Св. 60 до 80	0,003	0,004	0,005	0,005	0,006	0,007	0,009	0,011	0,015	0,021
Св. 80 до 100	0,003	0,005	0,006	0,007	0,008	0,010	0,013	0,018	0,025	0,032
Св. 100 до 120	0,004	0,006	0,008	0,008	0,009	0,016	0,020	0,027	0,036	0,047
Св. 120 до 140	0,004	0,008	0,009	0,010	0,016	0,021	0,029	0,038	0,054	0,065
Св. 140 до 160	0,005	0,009	0,011	0,013	0,019	0,027	0,036	0,048	0,061	0,090
Св. 160 до 180	0,006	0,010	0,015	0,018	0,024	0,032	0,047	0,059	0,078	0,126
Св. 180 до 200	0,007	0,012	0,017	0,023	0,031	0,041	0,060	0,071	0,093	0,172
Св. 200 до 220	0,009	0,014	0,020	0,027	0,038	0,050	0,071	0,086	0,111	0,207
Св. 220 до 240	0,011	0,016	0,023	0,031	0,044	0,059	0,078	0,108	0,134	0,250
Св. 240 до 260	0,013	0,018	0,027	0,038	0,051	0,069	0,090	0,132	0,161	0,273
Св. 260 до 280	0,015	0,022	0,032	0,044	0,058	0,078	0,105	0,162	0,193	0,311

ФМ 01.04-78

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

Ротапринт СКБ М. Тираж

Заказ №

Лист
8

2.4. Потери мощности в подшипниках скольжения и кондукторных втулках

Мощность холостого хода одного подшипника (направляющей втулки)

$$N_{xx_{п.с.}} = C \cdot \frac{L}{d} \cdot N_{xx} \text{ кВт}$$

где

L — длина втулки, мм;

d — диаметр втулки, мм;

C — для подшипника скольжения по табл. 6.

$C = 3$ для кондукторной втулки;

N_{xx} — по рис. 1 по величине диаметра и линейной скорости на шейке вала.

Коэффициент нагрузочных потерь

$$\eta_{п.с.} = 0,98$$

Таблица 6

Значение коэффициента C

Посадка в подшипнике скольжения	Сорт масла				
	И-12А	И-20А	И-30А	И-40А	ВНИИ ВН 40Г
$\frac{H7(A)}{f7(X)}; \frac{H9(A_3)}{f9(X_3)}$	0,90	1,00	1,10	1,30	1,05
$\frac{H6(A)}{g5(D_1)}; \frac{H7(A)}{g6(D)}$	1,35	1,50	1,65	1,95	1,57

Инв. № докум. Подп. и дата. Изм. № докум. Подп. и дата. Взам. инв. №

РМ 01.04-78

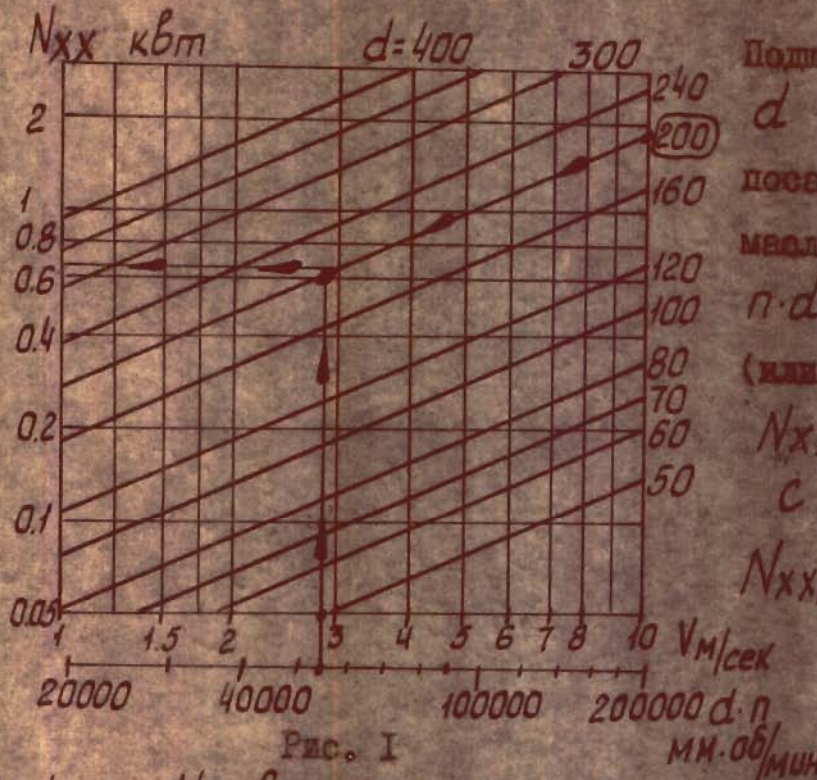
Лист
9

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

Ротапринт СКБ АМ. Тираж

Заказ №

Пример:



Подшипники скольжения

$d = 200$ мм $l = 300$ мм
 посадка $\frac{H7}{f7}$ $n = 270$ об/мин

масло И-30А.

$n \cdot d = 54000$ мм.об/мин

(или $V = 2.83$ м/сек)

$N_{xx} = 0.64$ кВт (по рис. I)

$C = 1.10$ (по табл. 6)

$N_{xx_{п.с.}} = 1.10 \cdot \frac{300}{200} \cdot 0.64 =$
 $= 1.056$ кВт

Значение N_{xx} в подшипниках скольжения.

2.5. Потери мощности в уплотнениях

2.5.1. Мощность холостого хода в манжете резиновой армированной для вала

$$N_{xx_{у.п.}} = \frac{M_{xx_{у.п.}} \cdot n}{97400} \text{ кВт.}$$

где: n — число оборотов вала в минуту,

$M_{xx_{у.п.}}$ — момент холостого хода по табл. 7 в кг.см

2.5.2. Мощность холостого хода в уплотнении войлочном определяется по рис. 2.

РМ 01.04-78

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

Ротопринт СКБ АМ. Тираж

Заказ №

Лист
10

Инв. № докум.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № докум.	Подп. и дата

Коп.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Таблица 7

Значение $M_{xx,уп}$ кг·см для манжет резиновых, по ГОСТ 8752-70

Диаметр вала, мм	20	25	30	32	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100	110	130	140	170	220	
Манжета типа I	0,7	1,2	1,5	1,9	2,2	2,2	2,9	3,6	4,4	5,4	6,5	7,6	8,8	10	12	14	18	22	30	34	48	70
Манжета типа 2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	25	30	42	47	67	-

РМ 01.04-78

Лист
11

Ротационный СКБ М. Тираж

Заказ №

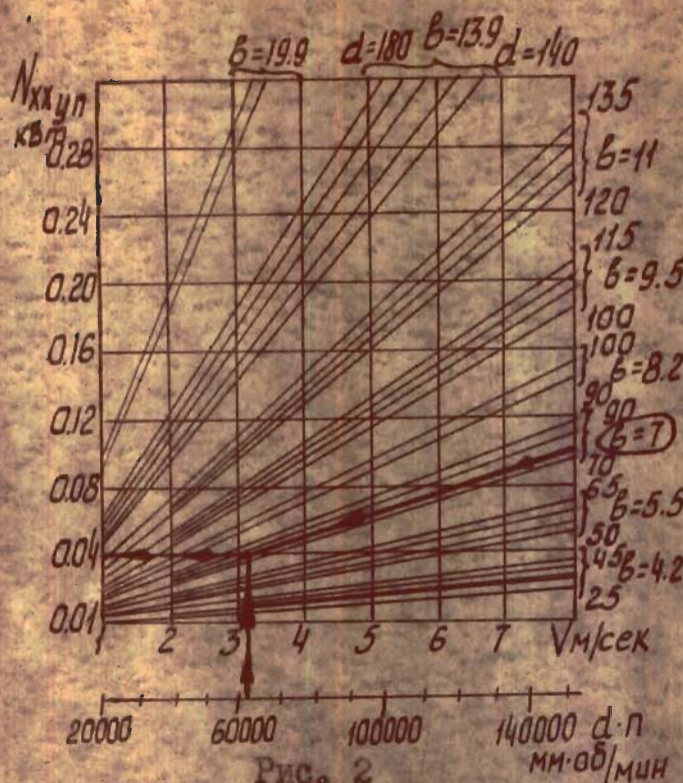


Рис. 2
Значение $N_{хх_{уп}}$ в войлочных уплотнениях.

2.6. Потери мощности в передачах червяк - червячное колесо

Мощность холостого хода одной передачи

$$N_{хх_{пч}} = N_{табл.} \cdot \frac{b}{30} \cdot \sqrt{\frac{M}{79}} = \frac{N_{табл.} \cdot b \cdot \sqrt{M}}{267} \quad \text{кВт}$$

где: b - ширина червячного колеса, мм.

$M(\sqrt{M})$ - вязкость масла в сантипуазах (рис. 7, лист 21)

$N_{табл.}$ по табл. 9 по $V_{ск_{пр.}} = 10^{-2} \cdot n \cdot K$

где: n - число оборотов червяка в минуту;

K - по табл. 8

Коэффициент нагрузочных потерь определяется по табл. 10

Пример:

$d = 75$ мм - диаметр шейки

вала под уплотнение.

$b = 7$ мм - ширина уплотне-
ния.

$n = 800$ - число оборотов

вала в минуту.

$$d \cdot n = 75 \cdot 800 = 60 \cdot 10^3$$

По рис. 2 $N_{хх_{уп}} = 0,04$ кВт

Инв. № докум. Подп. и дата
Вып. инв. № докум. Подп. и дата

Инв. № докум. Лист № докум. Подп. Дата

РМ 01.04-78

Лист
12

Роталпринт СКБ АМ. Тираж

Заказ №

Инв. № докум.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № докум.	Подп. и дата

Таблица 8

Значение коэффициента K и угла α для пары червяк - червячное колесо.

Модуль червяка m , мм	1,5	2	2,5	3	3	4	4	5	5	6
Диаметр d_a , мм	30	36	45	36	51	60	44	50	60	70
Число заходов червяка	1	1	1	1	1	1	2	1	1	1
Коэффициент K	0,51	0,64	0,77	0,64	0,87	1,04	0,80	0,92	1,08	1,23
Угол α в градусах	2,9	3,0	3,2	4,8	3,4	3,8	10,3	5,7	4,8	4,1

РМ 01.04-78

Роталпринт СКБ М. Тираж

Заказ №

Лист
13

Ив. № докум.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ив. № докум.	Подп. и дата
--------------	--------------	--------------	--------------	--------------

Таблица 9

Значение N табл. для пары червяк - червячное колесо.

$V_{ск, пр.}$	м/сек	до 0,5	св. 0,5 до 0,7	св. 0,7 до 0,85	св. 0,85 до 1,1	св. 1,1 до 1,35	св. 1,35 до 1,7	св. 1,7 до 2,1	св. 2,1 до 2,6
N табл.	кВт	0,005	0,007	0,009	0,011	0,013	0,018	0,025	0,037
$V_{ск, пр.}$	м/сек	св. 2,6 до 3,2	св. 3,2 до 4,1	св. 4,1 до 5,1	св. 5,1 до 6,4	св. 6,4 до 8	св. 8 до 10	св. 10 до 12,5	св. 12,5 до 15,6
N табл.	кВт	0,052	0,075	0,10	0,14	0,23	0,28	0,40	0,50

Таблица 10

Наименование параметров	Расчетные формулы и указания
Скорость скольжения	$V = 0,34 \cdot V_{ск, пр.}$ м/сек
Условный коэффициент трения	f_y по рис. 6 по V
Коэффициент нагрузочных потерь	ρ по рис. 10 по α° и $tg \rho$ по табл. 8, $tg \rho \cdot \rho = f_y$

2.7. Потери мощности в ременных передачах

Мощность холостого хода

$$N_{xx_{р.п.}} = Z \cdot \frac{1}{d_{пр}^2} \cdot V \cdot C \cdot 10^{-4} \text{ кВт}$$

где: Z - количество ремней;

$d_{пр}^2$ - по табл. II

V - окружная скорость ремня, м/сек.

$$V = \frac{d_1 n_1}{19100} = \frac{d_2 n_2}{19100} \quad \text{м/сек}$$

d_1 - диаметр первого шкива, мм;

n_1 - число оборотов первого шкива в минуту.

C - коэффициент зависящий от профиля шкива

профиль О $C = 0,14 + 0,019V$

А $C = 0,25 + 0,015V$

Б $C = 0,72 + 0,011V$

В $C = 1,32 + 0,009V$

Коэффициент нагрузочных потерь $\varphi_{ал.} = 0,985$

2.8. Потери мощности в направляющих качения

Мощность холостого хода

$$N_{xx_{н.к.}} = \frac{P_T \cdot V}{102} \text{ кВт}$$

где: V - скорость линейного перемещения рабочего органа, м/сек.

P_T - тяговое усилие согласно табл. I2.

РМ 01.04-78

Лист

15

Инв. № докум.	Подп. и дата	Взам инв. №	Инв. № докум.	Подп. и дата

Таблица II

Значение $\frac{1}{d_z}$ пр для ременных передач.

Диаметр меньшего шкива, мм	Диаметр большего шкива, мм											
	св. 50 до 63	св. 63 до 78	св. 78 до 100	св. 100 до 125	св. 125 до 155	св. 155 до 190	св. 190 до 240	св. 240 до 300	св. 300 до 375	св. 375 до 470	св. 470 до 590	св. 590 до 740
св. 50 до 63	5,03	4,16	3,56	3,18	2,95	2,79	2,64	2,63	2,59	2,56	2,54	2,53
св. 63 до 78		3,28	2,68	2,30	2,07	1,91	1,82	1,75	1,71	1,69	1,67	1,66
св. 78 до 100			2,08	1,70	1,47	1,31	1,22	1,15	1,11	1,08	1,07	1,07
св. 100 до 125				1,32	1,09	0,93	0,83	0,77	0,73	0,71	0,69	0,69
св. 125 до 155					0,85	0,70	0,60	0,54	0,50	0,47	0,46	0,46
св. 155 до 190						0,54	0,45	0,38	0,34	0,32	0,30	0,30
св. 190 до 240							0,35	0,29	0,25	0,22	0,20	0,20
св. 240 до 300								0,22	0,18	0,16	0,14	0,14
св. 300 до 375									0,094	0,12	0,10	0,10
св. 375 до 470										0,09	0,07	0,07
св. 470 до 590											0,06	0,04

РМ 01.04-78

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

Лист
16

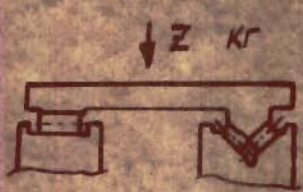
Ротапринт СКБ АМ Тираж

Заказ №

Таблица 12

Схемы направляющих и действующих сил

Расчетные формулы и указания



$$P_T = 1,2 + \frac{15}{r} \cdot f_k \cdot Z + P_{oc} \text{ кг}$$

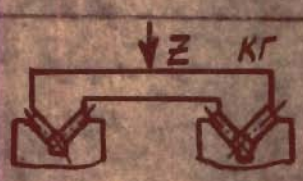
где: r - радиус ролика, мм;

$f_k = 0,001$ для стальных направляющих;

$f_k = 0,0025$ для чугунных направляющих;

Z - нагрузка перпендикулярная плоскости перемещения, кг (например, вес узла);

P_{oc} - при наличии осевой нагрузки, кг



$$P_T = 1,6 + \frac{14}{r} \cdot f_k \cdot Z + P_{oc} \text{ кг}$$



$$P_T = 0,8 + \frac{15}{r} \cdot f_k \cdot Z + P_{oc} \text{ кг}$$



$$P_T = 1,6 + \frac{28}{r} \cdot f_k \cdot P_H + P_{oc}$$

где: P_H - сила предварительного натяга, рекомендуется P_H по [4] кг

где: n - число роликов в одном сепараторе;

$\frac{l}{d}$ - длина ролика, мм;

d - диаметр ролика, мм.



$$P_T = 0,8 + \frac{28}{r} \cdot f_k \cdot P_H + P_{oc} \text{ кг}$$



$$P_T = 0,8 + \frac{28}{r} \cdot f_k \cdot P_H + P_{oc} \text{ кг}$$

РМ 01.04-78

Лист
17

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

Ротопринт СКБ М. Тираж

Заказ №

Изм. № докум. Подп. и дата. Изм. № докум. Подп. и дата.

2.9. Потери мощности в направляющих скольжения

Мощность холостого хода рассчитывается в соответствии с табл. 13.

Таблица 13

Наименование параметров	Расчетные формулы и указания
Исходные данные и расчету	P - удельная нагрузка в направляющих, кг/см^2 (см. лист 22) R - суммарная реакция в направляющих, кг (см. лист 22) V - скорость скольжения направляющих, м/сек M - вязкость масла в сантипуазах (см. лист 21, рис. 7) l - длина направляющих, мм b - ширина направляющих, мм (самой широкой) K - число поперечных смазочных канавок (продольные канавки равносильны одной поперечной)
Характеристика режима работы	$\lambda = \frac{M \cdot V}{P} \quad \frac{\text{сп.з.} \cdot \text{м/сек}}{\text{кг/см}^2}$
Граничная характеристика режима работы	$(\lambda_{кр} \cdot e)$ находим по рис. 3, 4 лист 19, 20 по значению K и отношению $\frac{e}{b}$ $\lambda_{кр} = \frac{(\lambda_{кр} \cdot e)}{e}$
Коэффициент смешанного трения	f по рис. 5 по значению $\frac{\lambda}{\lambda_{кр}}$
Мощность холостого хода	$N_{xx} = \frac{R \cdot V \cdot f}{102} \cdot K_0$ где $K_0 = 1,8$ для горизонтальных направляющих $K_0 = 2,2$ для вертикальных

РМ ОI.04-78

Лист

18

Уч. № докум. Подп. и дата
 Взам инв. № Уч. № докум. Подп. и дата
 Подп. и дата
 Уч. № докум. Подп. и дата

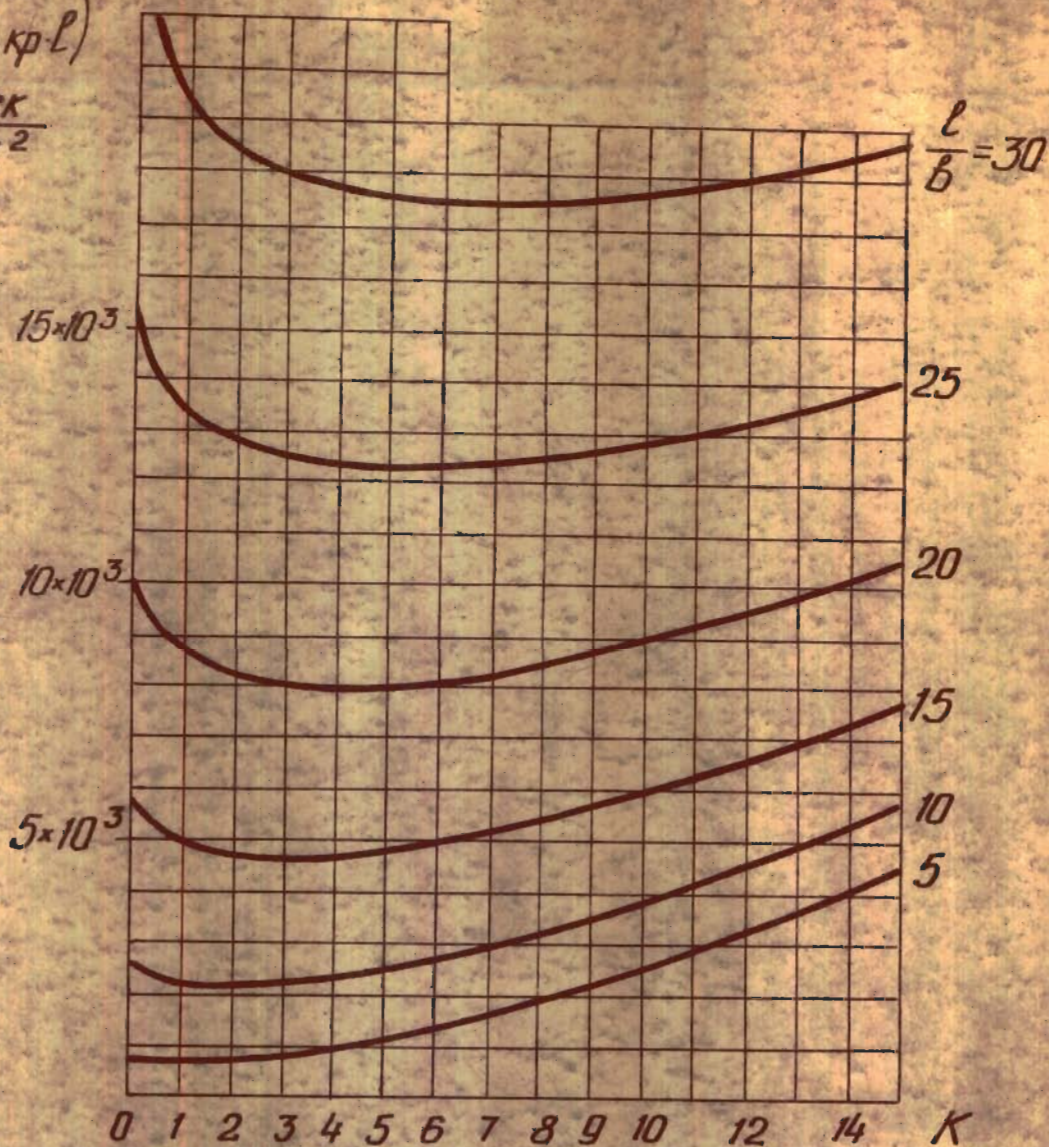
$$\frac{\text{СПЗ} \cdot \text{М/СЕК}}{\text{КГ/СМ}^2}$$


Рис. 4 ($\lambda_{кр} \cdot l$) для пар трения сталь-чугун, сталь-сталь, текстолит-чугун, гетенакс-чугун.



Рис. 5 Зависимость коэффициента f от $\frac{\lambda}{\lambda_{кр.}}$

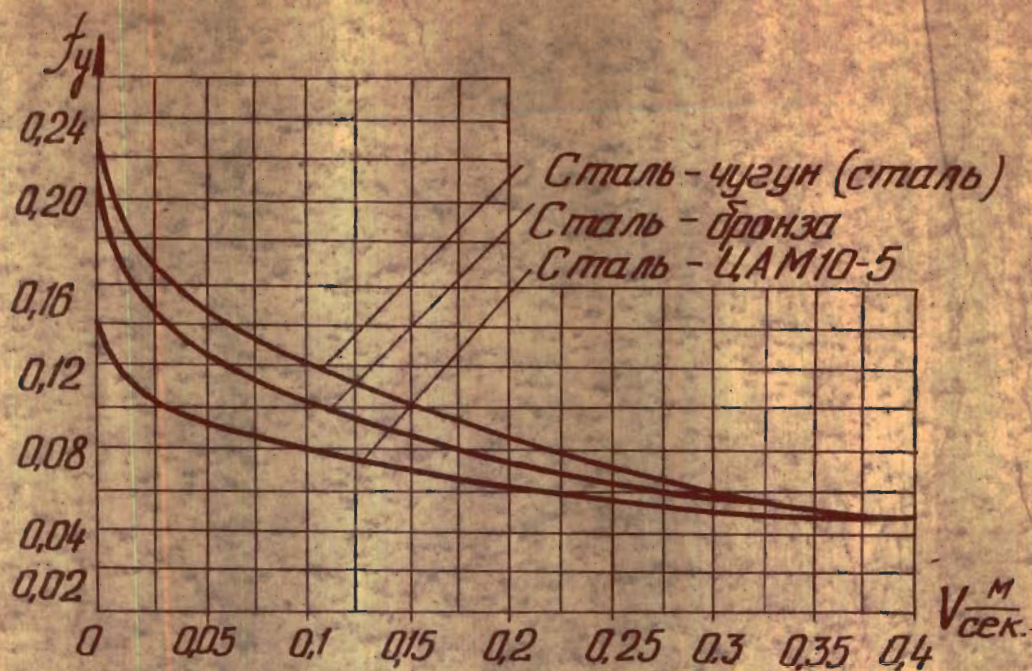


Рис. 6

Зависимость условного коэффициента трения от V (сантиспуаз)

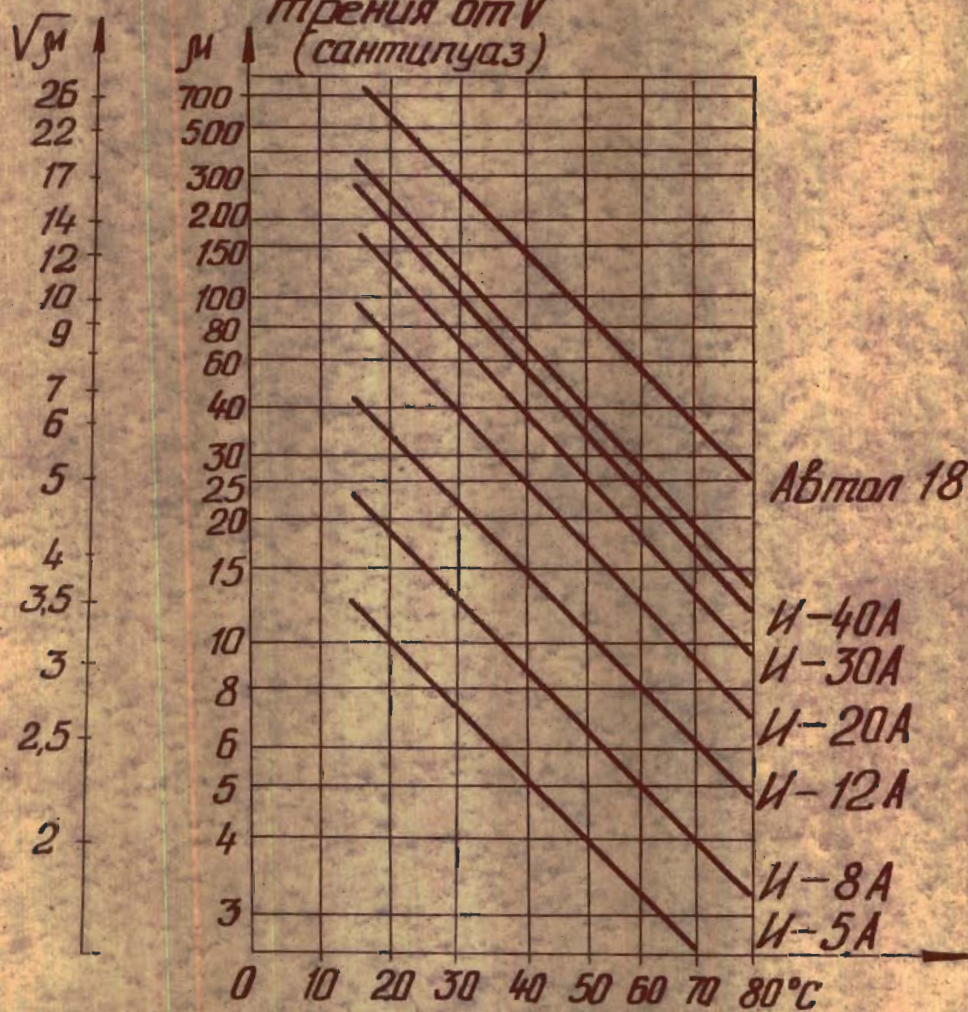


Рис. 7

Температура масла

Зависимость вязкости масла от температуры.

2.9.1. Для круговых направляющих $R = Q$, кг
 где Q - вес стола с приспособлением и деталями (например, для поворотных столов)

S - площадь рабочих поверхностей направляющих, мм²

Удельная нагрузка в направляющих $P = 150 \frac{Q}{S}$ кг/см²

2.9.2. Удельная нагрузка в прямолинейных направляющих

$$P = 100 \frac{R}{S} \text{ кг/см}^2$$

где R , кг и S , мм² согласно табл. I4

Таблица I4

Расчетное усилие R , кг

Горизонтальные направляющие

Вертикальные направляющие

$$R = Q$$

$$R = \frac{Q \cdot z_0 - T \cdot z_T}{0,67L}$$

Обозначения согласно рис. 8.

Расчетная площадь рабочей части направляющих S мм²

Схема рабочих направляющих

S - для вертикальных

S - для горизонтальных



$$S = 0,15(S_1 + S_2 + S_3 + S_4)$$

$$S = \frac{L - XQ}{L} \cdot (S_1 + S_3)$$



$$S = 0,11(S_1 + S_2 + S_3 + S_4) + 0,15(S_5 + S_6)$$

$$S = \frac{L - XQ}{1,4L} (S_1 + S_2 + S_3 + S_4)$$



$$S = 0,15(S_1 + S_4 + S_5) + 0,11(S_2 + S_3)$$

$$S = \frac{L - XQ}{L} [S_1 + \frac{1}{1,4}(S_2 + S_3)]$$

РМ 01.04-78

Лист

22

Q - вес сборочной единицы, кг; Z_Q - расстояние от центра тяжести узла до плоскости направляющих (рис. 8б), мм;
 L - длина направляющих узла, мм; T - усилие натяжения цепи от противовеса, кг (рекомендуется $T = Q + 10 \div 200$); Z_T - расстояние от оси действия усилия T до плоскости направляющих, мм (рис. 8б); X_Q - расстояние от центра тяжести узла до середины направляющих (вдоль направляющих), мм (рис. 8а).

Схемы расчетных усилий.

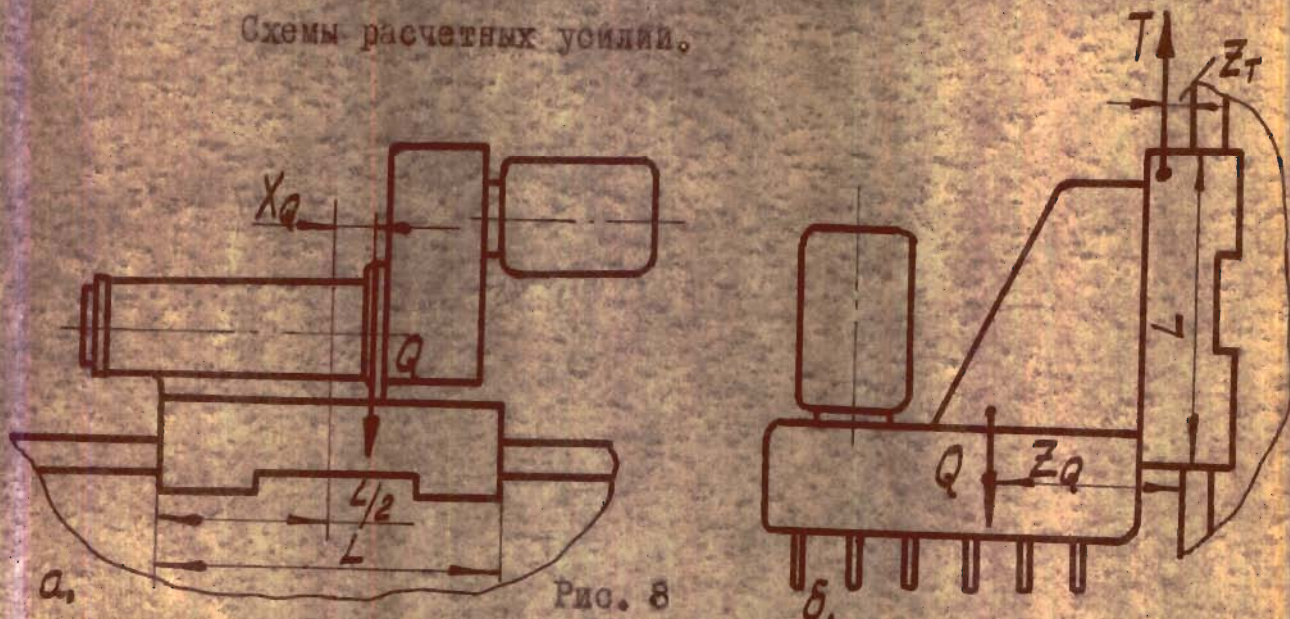


Рис. 8

горизонтальные направляющие вертикальные направляющие
 2.10. Потери мощности в передаче винт-гайка качения

Мощность холостого хода передачи

$$N_{xx_{в.к.}} = \frac{M_{xx} \cdot n}{97400} \text{ кВт}$$

где: n - число оборотов винта (гайки) в минуту;

$$M_{xx} = M_{табл.} \cdot K$$

где: M табл. в кг.см по табл. 15

$K = 1$ при числе витков гайки 5,

$K = 2$ при числе витков гайки 10.

Коэффициенты нагрузочных потерь передачи винт-гайка качения даны в табл. 15.

РМ 01.04-78

Лист

23

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

Ротапринт СКБ АА. Тираж

Заказ №

Изд. № докум. Подп. и дата Взам. инв. № Инв. № докум. Подп. и дата

Таблица 15

Значение $M_{\text{табл.}}$ и $2\sigma_K$ для передачи винт - гайка качения.

d_0 , мм	20	25	32	32	40	40	50	50	50	63	80	80	100	100
Шаг t , мм	5	5	5	5	5	10	10	5	10	10	10	20	10	20
$\varnothing$ парика $d_{ш}$, мм	3	3	3	3	3	6	6	3	6	6	6	10	6	10
M табл., кг. см	2,3	2,6	3,3	3,3	4,6	5,2	5,2	9,1	10,4	13	10,4	16,3	25,5	
η вк.	0,95	0,94	0,93	0,97	0,92	0,96	0,90	0,96	0,95	0,95	0,98	0,95	0,97	

2.II. Потери мощности в передаче винт-гайка скольжения

Мощность холостого хода определяется согласно табл. I6

Таблица I6

Наименование параметров	Расчетные формулы и указания
Скорость скольжения	$V_{ск} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60 \cdot \cos \alpha} = \frac{d \cdot n}{18900} \frac{м}{сек}$ где: d - средний диаметр резьбы, мм n - число оборотов винта (гайки) в минуту
Начальная осевая сила трения в резьбе	$T_0 = V_{ск} \cdot l \cdot \mu \cdot T \cdot 10^{-4} \text{ кг}$ где: l - число витков гайки; μ - вязкость масла в сантипуазах (рис. 7 лист 21) T - по табл. I7
Условный коэффициент трения	f_y - по рис. 6 по значению $V_{ск}$
Коэффициент трения	f_b - по рис. 9 по f_y и $\frac{T_0}{Q}$ где: Q - осевое усилие на перемещение рабочего органа на холостом ходу, кг (см. табл. 12, 13)*
Коэффициент потерь	η_b - по рис. 10 по $tg \rho$ и α где: $tg \rho = 1,04 f_b$ α - по табл. I7
Мощность холостого хода	$N_{ххос} = 1,63 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{Q \cdot n \cdot S}{\eta_b} \text{ кВт}$ где: S - шаг резьбы мм

* $Q = R \cdot f \cdot K_0$

или $Q = P_T$

где: R , f и K_0 по табл. I3

где: P_T по табл. I2

Инд. № докум. Подп. и дата
 Взам инв. № Инв. № докум. Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

PM 01.04-78

Лист
25

Инв. №-докум.	Подп. и дата	Выпущен №	Инв. №-докум.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Роталпринт СКБ АА

Тираж

Заказ №

РМ 01.04-78

Лист
26

Таблица Г7

Значение величины T и угла α
для передач винт - гайка скольжения.

	2		3		4		5		6		8		12	
	Шаг резьбы, мм													
Номинальный диаметр, мм	14	20	26	28	30	32	36	44	60	80	24	32	36	40
T при степени точности 8	1,01	1,53	2,04	2,29	3,10	3,31	3,34	4,61	6,35	10,3	3,10	4,49	5,11	6,19
T при степени точности 7	2,27	3,32	4,37	4,90	6,26	6,70	7,58	9,33	12,9	20,6	6,27	8,98	10,2	12,4
α° для одной заходной резьбы	2,6	2,0	1,6	1,3	1,8	1,7	1,5	1,2	0,9	0,9	3,8	3,4	3,0	2,7
α° для двух заходной резьбы	5,2	4,1	3,2	2,6	3,6	3,4	3,0	2,5	1,8	1,8	7,5	6,8	6,1	5,5

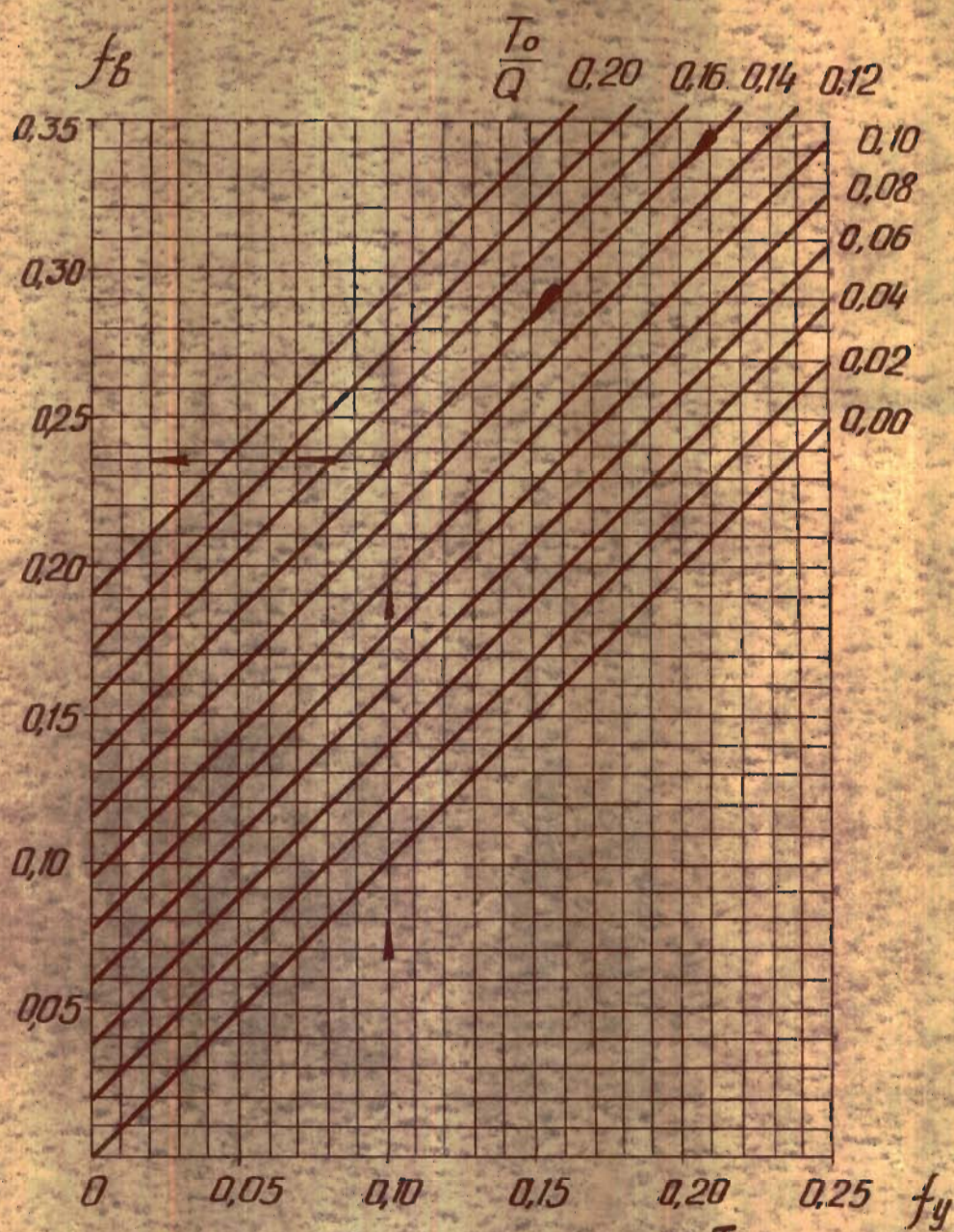


Рис. 9 Зависимость f_b от f_y и $\frac{T_o}{Q}$.

Пример: $\frac{T_o}{Q} = 0,14$ $f_y = 0,10$

тогда $f_b = 0,248$

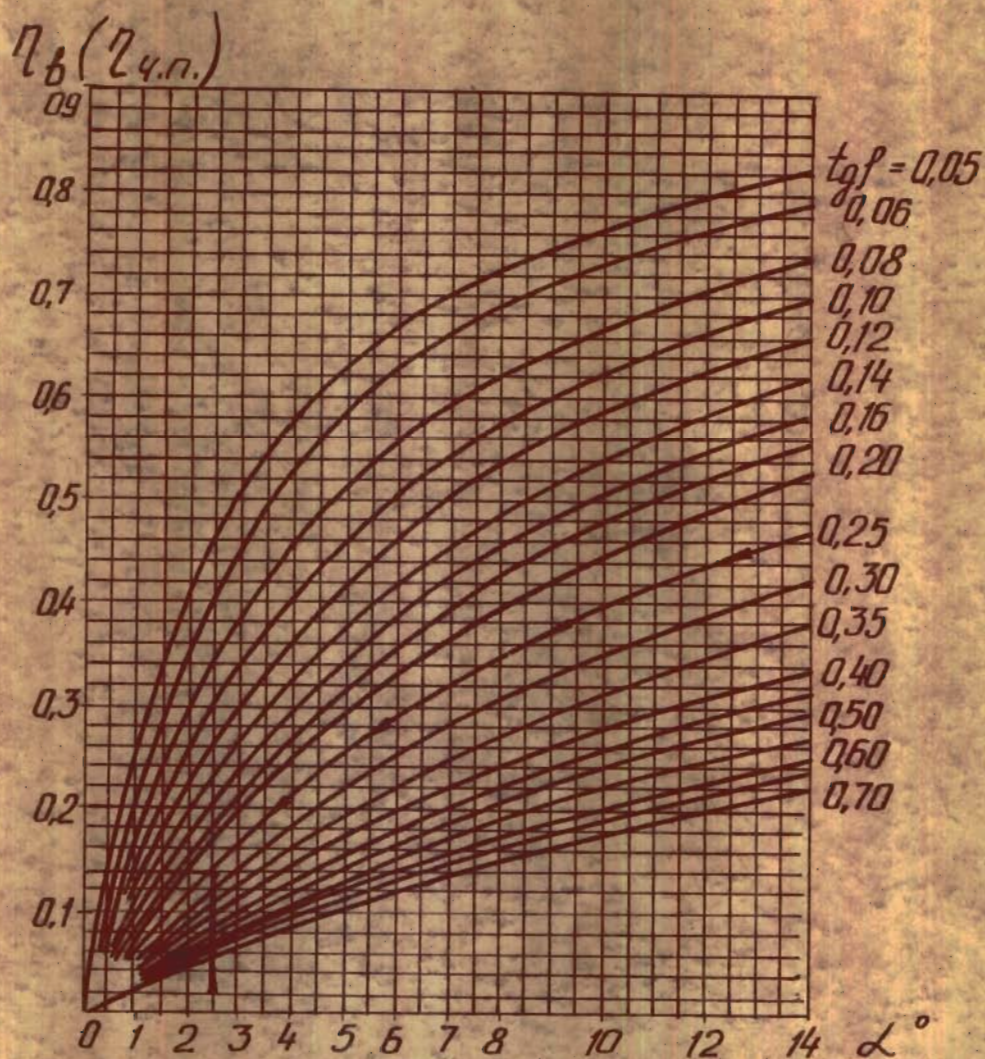


Рис. 10. Зависимость η_b от α° и $\text{tg } \rho$.

Пример: $\text{tg } \rho = 0.25$
 $\alpha = 2.4^\circ$
 тогда $\eta_b = 0.135$

ЛИТЕРАТУРА

1. Г.А. ЛЕВИТ, Б.Г. ЛУРЬЕ. "Определение потерь в элементах приводов подач станков и расчет направляющих скольжения по характеристикам трения" (РМС-34), М., ЭНИМС, 1961.

2. Г.А. ЛЕВИТ. "Расчет потерь на трение в приводах станков". "Станки и инструмент" № 9, 1959, стр. 1-10.

3. Д.И. Решетов. "Детали и механизмы металлорежущих станков", том I, М., "Машиностроение", 1972.

4. Направляющие качения РТМ2 РОЗ - 5 - 77.

Инд № докум	Подп. и дата	Взам инв №	Инд № докум	Подп. и дата

Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата

РМ 01.04-78

Лист
29