

ЖЕСТКОСТЬ СИСТЕМЫ СТАНОК- ИНСТРУМЕНТ-ДЕТАЛЬ ПРИ ОБКАТЫВАНИИ ДЕТАЛЕЙ РОЛИКАМИ

Б.И.Бутаков, доктор технических наук, профессор

А.В.Зубехина, студент

Николаевский государственный аграрный университет

У статті представлено результати розрахунку жорсткості технологічної системи верстат-інструмент-деталь при обкатуванні валів і розкатуванні отворів роликами

Реализация оптимального режима обкатывания связана с возможностями используемых станков. Одним из условий при этом является возможность создания и стабилизации рабочего усилия необходимой величины.

При односторонней схеме обкатывания универсальными однороликовыми устройствами усилие обкатывания полностью воспринимается узлами станка, поэтому оно ограничивается размерами и фирменными особенностями станков. В табл. 1 указано допустимое усилие обкатывания на станках разных типов и размеров.

Постоянство необходимого усилия непосредственно связано с жесткостью технологической системы станок – инструмент – деталь. Жесткость j системы, состоящей из нескольких звеньев, определяется по А.П. Соколовскому:

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_2} + \frac{1}{j_3} + \dots \quad (1)$$

Одна из основных составляющих жесткости системы – жесткость станка. На жесткость металлорежущих станков оказывает большое влияние соотношение составляющих усилия резания. Соотношение $P_z : P_y : P_x$, на которое рассчитаны универсальные металлорежущие станки, отличается наибольшим значением P_z . При довольно широких колебаниях указанное соотношение, в среднем характерное для процесса

резания, составляет **1:0,4:0,25**. В отличие от этого процесс обкатывания характеризуется превалирующим значением P_y при незначительной величине остальных составляющих. Непосредственные измерения усилий обкатывания валов диаметром **100** мм роликами различных размеров, выполненные динамометром УДМ конструкции ВНИИ с записью осциллограмм, показали, что для обкатывания характерно соотношение $P_z : P_y : P_x = 0,03 : 1 : 0,3$ [1]. У большинства конструкций станков максимальная жесткость достигается при отношении $P_y : P_z = 0,4$ и резко падает при его увеличении.

Таблица 1

Усилие, допустимое при обкатывании одним роликом на металлорежущих станках¹

Токарные станки			Карусельные станки			Продольно-строгальные станки	
Высота центров, мм	Усилие, допускаемое при эксплуатации, кН		Диаметр планшайбы, мм	Усилие в кН, допускаемое при обкатывании суппортом		Длина стола, мм	Допускаемое усилие, кН
	длительной	кратковременной		вертикальным	боковым		
200	3	5	800	4,5	6	2000	10
300	6-10	9-15	850-1400	5	8	3500	24
500	15	16-25	1400-1850	6,5-8	10	4000	30
550-650	20-30	30-50	2000-2500	8,5-10	15	5000	40
800-1000	50	60	2600-3700	10-16	20	6000	50
1250-1500	60	70	4000-4600	16	30	8000-	60-
			5000-6000	25-30	40	12000	80

¹ Уточняется в зависимости от особенностей станков.

В смысле сохранения оптимального режима обкатывания представляет опасность не столько снижение жесткости, сколько ее непостоянство. Например, при обкатывании на токарных станках концов вала, кроме жесткости суппорта, на жесткость системы существенно влияет жесткость передней

и задней бабок. Принято считать, что по мере передвижения суппорта от передней бабки к задней жесткость снижается на **40-60%**. По данным Санкт-Петербургского технического университета у токарных станков с высотой центров **200-300 мм** перепад жесткости составляет **50-100%**, достигая в отдельных случаях четырехкратного. Аналогичная картина наблюдается у крупных токарных станков с высотой центров **500-1500 мм**.

Очевидно изменение жесткости в процессе обработки на расточных и карусельных станках. При увеличении вылета шпинделя в **3** раза жесткость шпиндельного узла расточного станка с диаметром шпинделя **90 мм** падает в **4** раза, а станка с диаметром шпинделя **150 мм** – в **3,5** раза [2].

При характерном для обкатывания роликами распределении усилий увеличивается гистерезис кривой зависимости усилие-отжатие. Это связано с определяющей ролью стыков в деформации узлов станков [3]. Упругие деформации входящих в них деталей составляют лишь небольшую долю деформации узлов.

На рис.1 приведены экспериментальные зависимости деформации от радиального усилия для трех токарных станков разных размеров [4]. В начале разгрузки усилие резко падает при очень малых перемещениях, связанных с упругой деформацией деталей без участия стыков. В этот момент жесткость системы весьма высока; она измеряется сотнями килоньютонов на миллиметр. В процессе обкатывания эксцентричное закрепление детали, радикальное биение роликов и другие погрешности приводят к тому, что система работает в колебательном режиме разгрузка-нагрузка вблизи максимума приложенной нагрузки. Моделирование этого процесса путем шести последовательных циклов изменения нагрузки в пределах **8,5-10,5 кН**, выполненное на станке с высотой центров **286 мм**, представлено кривой **1** в увеличенном масштабе на рис.1. Полученный график показывает, что жесткость системы при этом остается в области весьма высоких значений, характерных для разгрузочной ветви кривой $P=f(y)$. Зада-

ча стабилизации усилия обкатывания в пределах допустимых отклонений решается введением в конструкцию обкатных устройств упругих элементов пониженной жесткости.

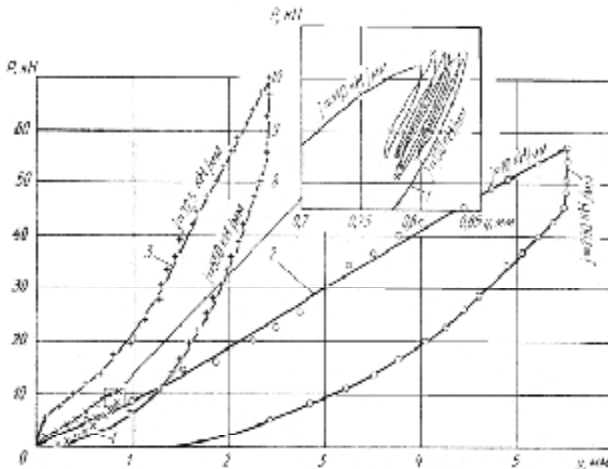


Рис.1. Зависимость отжима суппорта токарного станка от радиального усилия при высоте центров: 1 – 286 мм; 2 – 500 мм; 3 – 1250 мм

Объединяя в выражении (1) жесткость станка, детали, крепежных приспособлений общим символом j_c и выделив жесткость инструмента для обкатывания j_u , найдем жесткость системы [4]:

$$j = \frac{j_c j_u}{j_c + j_u}. \quad (2)$$

Предположим, что отношение жесткости инструмента к жесткости остальных элементов m , тогда

$$j_u = m j_c. \quad (3)$$

Если жесткость j_c колеблется в пределах от $j_{c \max}$ до $j_{c \min}$, причем $j_{c \max} = n j_{c \min}$, то введение в технологическую систему

инструмента с жесткостью по формуле (3) приведет к уменьшению этих колебаний:

$$\Delta j = j_{\max} - j_{\min} = \frac{m}{1+m}(n-1)j_{c\min}.$$

Необходимое для стабилизации рабочего усилия обкатывания снижение жесткости технологической системы достигается применением инструментов с пружинящими элементами. На рис.2 показано однороликовое устройство с пружинящим корпусом для обкатывания вала. Важное достоинство инструментов этого типа заключается в их простоте. Требуемое снижение жесткости достигается за счет только изменения конфигурации корпуса без введения дополнительных деталей. Пружинящий корпус представляет собой консольный, круговой брус прямоугольного поперечного сечения. Его прогиб на уровне оси ролика может быть рассчитан в зависимости от усилия обкатывания P и геометрических размеров b, h, d, l (рис.2):

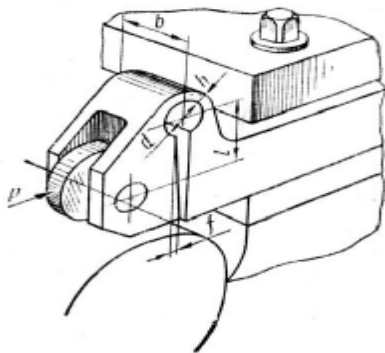


Рис.2. Универсальное однороликовое устройство с пружинящим корпусом

$$f = \frac{12}{E} \cdot \frac{P}{b} \left[\frac{\pi}{16} \left(\frac{d}{h} + 1 \right)^3 + \frac{l}{h} \left(\frac{d}{h} + 1 \right)^2 + \frac{\pi}{2} \left(\frac{l}{h} \right)^2 \left(\frac{d}{h} + 1 \right) \right], \quad (4)$$

где E – модуль упругости материала.

Прогиб от усилия, приходящегося на единицу ширины пружинящей части корпуса, определяется его относительными размерами.

Корпуса подобной формы в продольном сечении и одинаковой ширины при равных прогибах дают одинаковые усилия. Однако прогиб, а следовательно, и допустимое усилие ограничиваются упругостью корпуса:

$$\frac{P}{b} < \frac{\sigma_T h}{1 + \frac{\left(2 \frac{l}{h} + \frac{d}{h} + 1 \right) \left(1 - k \frac{d}{h} - k \right)}{k \frac{d}{h} \left(\frac{d}{h} + 1 \right)}}, \quad (5)$$

где σ_T – предел текучести материала корпуса; k – коэффициент, определяющий положение нейтрального слоя кругового бруса в зависимости от d/h .

Обозначим:

$$c_f = \frac{12}{E} \left[\frac{\pi}{16} \left(\frac{d}{h} + 1 \right)^3 + \frac{l}{h} \left(\frac{d}{h} + 1 \right)^2 + \frac{\pi}{2} \left(\frac{l}{h} \right)^2 \left(\frac{d}{h} + 1 \right) \right];$$

$$c_p = \frac{1}{1 + \frac{\left(2 \frac{l}{h} + \frac{d}{h} + 1 \right) \left(1 - k \frac{d}{h} - k \right)}{k \frac{d}{h} \left(\frac{d}{h} + 1 \right)}}.$$

Тогда

$$f = c_f \frac{P}{b}; \quad \frac{P}{b} < c_p \sigma_T h. \quad (6)$$

Значения коэффициентов c_f и c_p в зависимости от d/h и l/h приведены в табл.2; там же приведены и значения $k=F(d/h)$ необходимые для расчета коэффициентов c_p . Зависимости $P/b=F(f)$ для корпусов с толщиной пружинящей части $h=10$ мм в графической форме могут быть получены по рис.3; они рассчитаны для предела текучести $\sigma_T=1$ МПа. Луч, проведенный из начала в точку пересечения координат P/b и f , позволяет определить необходимые размеры корпуса. Такая задача может быть решена при конструировании обкатных инструментов.

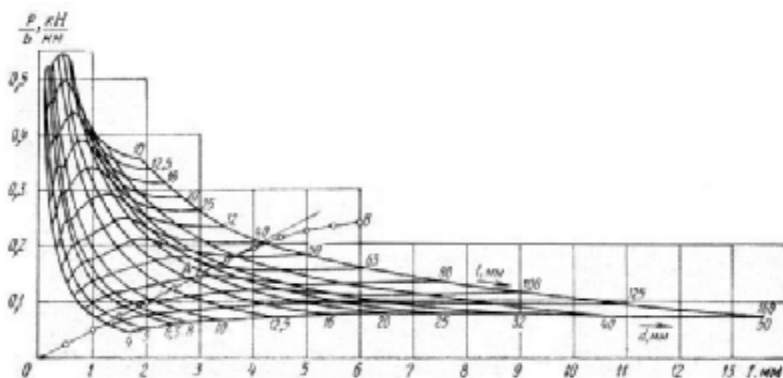


Рис.3. Зависимость усилия обкатывания от прогиба пружинящих корпусов приспособлений с толщиной пружинящей части 10 мм

Для имеющихся устройств графики дают возможность по геометрическим размерам корпусов построить характеризующие их зависимости (1) и (2).

На рис.3 нанесены точки, характеризующие связь усилия с деформацией корпуса размерами $h=10$, $d=16$, $l=80$, $b=50$ мм. Такой корпус был изготовлен из улучшенной стали 34ХН1М и испытан на прессе. Корпус нагружался различными усилиями, при этом измерялась его деформация. Расчетная прямая зависимостей для этого корпуса – OA . Опытная кривая, проведенная по точкам замеров OB , совпадает с расчетной в зоне упругой деформации и отклоняется от нее правее точки A ,

Коэффициенты c_f (верхние значения), c_p (средние значения) и k в зависимости от размеров пружинящих корпусов

l/h	d/h												
	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	
1	0,0028 0,044	0,0032 0,0475	0,0035 0,0524	0,0044 0,0515	0,0052 0,0520	0,0067 0,054	0,0086 0,0545	0,0114 0,053	0,0158 0,047	0,0228 0,042	0,0346 0,0375	0,0530 0,0356	
1,25	0,0039 0,038	0,0042 0,0415	0,0043 0,0463	0,0058 0,0465	0,0069 0,0465	0,0088 0,0495	0,0110 0,0495	0,0144 0,046	0,0195 0,043	0,0270 0,039	0,041 0,035	0,0615 0,0336	
1,6	0,0056 0,0335	0,0062 0,0357	0,0068 0,040	0,0082 0,0393	0,0098 0,0405	0,0123 0,0430	0,015 0,044	0,0191 0,043	0,025 0,0392	0,0350 0,0354	0,051 0,0322	0,0750 0,0312	
2	0,0079 0,028	0,0088 0,0307	0,0097 0,0344	0,0120 0,0343	0,0132 0,0353	0,0168 0,0376	0,0200 0,0388	0,0253 0,0383	0,0332 0,035	0,0450 0,0320	0,064 0,0294	0,0914 0,0287	
2,5	0,0116 0,0242	0,0127 0,0260	0,0140 0,0294	0,0162 0,0295	0,0186 0,0304	0,0235 0,0330	0,027 0,0340	0,0342 0,0346	0,045 0,0313	0,0585 0,0286	0,082 0,0266	0,1146 0,0262	
3,15	0,0171 0,0196	0,0186 0,0180	0,0200 0,0246	0,0235 0,0243	0,0261 0,0258	0,0344 0,0280	0,0396 0,0290	0,0485 0,0292	0,0630 0,027	0,0800 0,0252	0,108 0,0236	0,150 0,0235	
4	0,026 0,0164	0,0284 0,0180	0,0312 0,0204	0,0354 0,0206	0,0406 0,0214	0,0510 0,0232	0,058 0,0245	0,070 0,0247	0,087 0,0233	0,112 0,0217	0,150 0,0205	0,202 0,0207	
5	0,039 0,0135	0,0425 0,0149	0,0465 0,0169	0,0525 0,0172	0,060 0,0180	0,075 0,0195	0,083 0,0208	0,101 0,0210	0,125 0,0198	0,157 0,0187	0,207 0,0179	0,275 0,0181	
6,3	0,060 0,0112	0,065 0,0121	0,0715 0,0139	0,0800 0,0141	0,0904 0,0148	0,114 0,0161	0,122 0,0174	0,150 0,0177	0,184 0,0168	0,230 0,0159	0,295 0,0152	0,385 0,0157	
8	0,093 0,0089	0,101 0,0098	0,110 0,0112	0,124 0,0114	0,139 0,0121	0,176 0,0131	0,161 0,0141	0,226 0,0143	0,276 0,0138	0,340 0,0133	0,435 0,0133	0,560 0,0133	
10	0,144 0,0072	0,154 0,0080	0,168 0,0092	0,188 0,009	0,212 0,0099	0,266 0,0109	0,290 0,0117	0,339 0,0120	0,41 0,0115	0,500 0,0111	0,633 0,0108	0,803 0,0112	
12,5	0,220 0,0059	0,236 0,0065	0,260 0,0075	0,286 0,0076	0,325 0,0081	0,405 0,0090	0,427 0,0095	0,508 0,0098	0,610 0,0095	0,740 0,0092	0,93 0,0089	1,17 0,0095	
16	0,360 0,0047	0,382 0,0052	0,416 0,0059	0,463 0,0061	0,520 0,0064	0,650 0,0071	0,70 0,0076	0,810 0,0079	0,97 0,0077	1,170 0,0075	1,460 0,0073	1,81 0,0073	
k	0,204	0,173	0,149	0,112	0,09	0,072	0,055	0,041	0,028	0,019	0,013	0,0093	

соответствующей максимально допустимому прогибу – 3 мм. Корпус таких размеров используют для однороликовых устройств с рабочим усилием 7 кН, применяемых на токарных станках с высотой центров 200-300 мм; жесткость его 0,25 кН/мм.

Если в соответствии с данными табл. 1 принять j_c жесткость средних токарных станков при обкатывании равной 10 кН/мм, то согласно выражению $j_u = mj_c$, где m – отношение жесткости инструмента к жесткости остальных элементов системы, при $m=0,25$ колебания жесткости технологической системы уменьшатся не менее чем в 5 раз. Учитывая же работу системы по разгрузочной ветви кривой усилие-отжатие (см. рис.3) [4], можно ожидать еще большего эффекта. Небольшое биение детали, погрешности ее формы и другие нарушения исходных условий деформации компенсируются соответствующими смещениями ролика за счет незначительных колебаний рабочего усилия обкатывания в пределах упругой деформации корпуса устройства. Соединяя два таких упругих корпуса в пару, можно создать устройство для раскатывания отверстий диаметрами от 200 до 1200 мм [4].

Одним из радикальных путей стабилизации режима обкатывания роликами является исключение из общей жесткости технологической системы поперечной жесткости станка. В производстве широко применяется обкатывание валов многороликовыми охватывающими устройствами разных типов. А раскатывание отверстий большой длины было бы невозможно без использования многороликовых головок с уравновешенным радиальным давлением. Разгрузка суппорта станка от рабочего усилия обкатывания упрощает силовую схему процесса. Усилие замыкается между деталью и обкатным устройством. Если при этом деталь имеет стенки достаточно большой толщины, то величина и постоянство усилия определяются конструкцией и жесткостью инструмента. При обкатывании или раскатывании тонкостенных деталей их жесткость должна быть учтена.

Рассмотрим жесткость системы инструмент-деталь на примере раскатывания втулок. Представим втулку в процессе раскатывания в виде тонкой цилиндрической оболочки, шарнирно опертой на концах и нагруженной в среднем сечении радиальными составляющими усилия, равномерно разнесенными по окружности и приложенными в точках контакта роликов. Такой случай рассмотрен в работе П.П. Бейларда [5].

Дифференциальные уравнения оболочки решаются методом разложения перемещений и нагрузок в двойные ряды Фурье.

В результате получено выражение для радиального перемещения ω , пригодное для численных расчетов:

$$\omega = \frac{12kl^3(1-\mu^2)P}{\pi h^3 E\rho} \left[\sum_n (-1)^{\frac{n-1}{2}} \frac{\sin \frac{n\pi}{l} x}{n^4 \pi^4 + 12(1+\mu^2)\alpha^4 \gamma^2} + \sum_m \sum_n (-1)^{\frac{n-1}{2}} \frac{2(m^2 \alpha^2 + n^2 \pi^2)^2}{T} \cos(Rm) \varphi \sin \frac{n\pi}{l} x \right],$$

где P – радиальное усилие на каждом ролике; k – количество роликов; E, μ – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала раскатываемой втулки; $\rho = \frac{|D_d|}{2}$, l, h – радиус, длина и толщина стенки втулки; $\alpha = \frac{2l}{|D_d|}$, $\gamma = \frac{|D_d|}{2h}$, x, φ – цилиндрические координаты;

$$T = (m^2 \alpha^2 + n^2 \pi^2) + 12(1-\mu^2)n^4 \pi^4 \alpha^4 \gamma^2 - m^2 \alpha^4 [2m^4 \alpha^4 + (6 + \mu - \mu^2)n^4 \pi^4 + (7 + \mu)m^2 \alpha^2 n^2 \pi^2].$$

Расчеты выполнены на ЭВМ для цилиндров диаметром $|D_d| = 300$ мм с различными отношениями радиуса к толщине стенки $\gamma = |D_d|/2h$ и длины к радиусу $\alpha = 2l/|D_d|$.

Принятое при расчете шарнирное закрепление концов оболочки с бесконечной жесткостью в радиальном направлении не может служить моделью реального крепления втулок при раскатывании вблизи торцов. Из результатов расчета практическое значение имеют прогибы на достаточном удалении от концов оболочки при больших значениях α .

Полагая, что при $\alpha = 6,6$ влияние способа закрепления концов на прогиб в середине не существенно при любом количестве сил, рассчитаем прогибы и построим графики зависимости относительной жесткости от γ при разном количестве радиальных усилий в сечениях, удаленных от торцов. Под жесткостью j при этом понимается усилие, отнесенное к радиальному прогибу оболочки в точке приложения усилия. Полученные графики (рис.4) показывают, как жесткость возрастает при увеличении толщины стенки и количества приложенных усилий (количества роликов раскатного устройства).

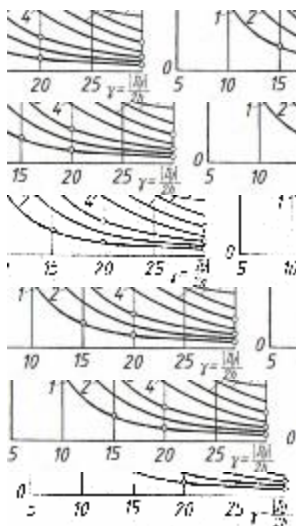


Рис.4. Жесткость втулок в сечениях, удаленных от торцов при двух (1), трех (2), четырех (3), шести (4), восьми (5), двенадцати (6) и шестнадцати (7) радиальных усилиях

Заслуживает внимания тот факт, что при увеличении количества усилий не во всех случаях монотонно растет жесткость. Превышение определенного количества усилий приводит к общему растягиванию втулки и соответствующему уменьшению жесткости в результате взаимодействия соседних усилий. Например, при отношении радиуса раскатываемой втулки к толщине стенки равном **23** жесткость одинакова при **12** и **16** усилиях. При уменьшении этого отношения до **16** (более толстостенная гильза) становятся равными жесткости втулок, нагруженных **16** и **8** усилиями и т. д. Графики 1-7, приведенные на рис.4, позволяют определить жесткость втулок с наиболее распространенными диаметральными размерами в сечениях, удаленных от торцов.

Вблизи торцов жесткость существенно снижается. Жесткость консольной оболочки, нагруженной радиальными усилиями, действующими в сечениях, лежащих вблизи торца, определяли экспериментально. Испытывали жесткость втулки длиной **600** мм с внутренним диаметром **300** мм. Толщина ее стенки была сначала **15** мм ($\gamma=10$), затем втулку протачивали снаружи до толщины **10** мм ($\gamma=15$); **7,5** мм ($\gamma=20$) и **5** мм ($\gamma=30$). Для нагружения втулки изготовлен специальный гидравлический динамометр (рис.5), имеющий восемь радиально расположенных рабочих цилиндров и нагрузочный цилиндр, вынесенный на противоположный конец центральной оправки. Оправка установлена в подшипниках центровика с конусом для крепления динамометра в пиноли задней бабки токарного станка. Нагрузку измеряли манометром. При необходимости часть рабочих цилиндров можно было отключать углублением резьбовых упоров, ограничивающих радиальный ход плунжеров. Таким образом, можно варьировать количество точек нагружения. Втулка нагружалась последовательно на расстоянии **5**, **10**, **100** и **300** мм от торца в **2**, **4** или **8** точках. Усилия, прикладываемые в каждой точке, составляли **3**, **2** и **1** кН. Усилие ограничивалось по мере уменьшения толщины стенки для предотвращения остаточных деформаций втул-

ки. Упругие деформации втулки измерялись при нагружении в диаметрально противоположных точках двумя микронными индикаторами, установленными на суппорте.

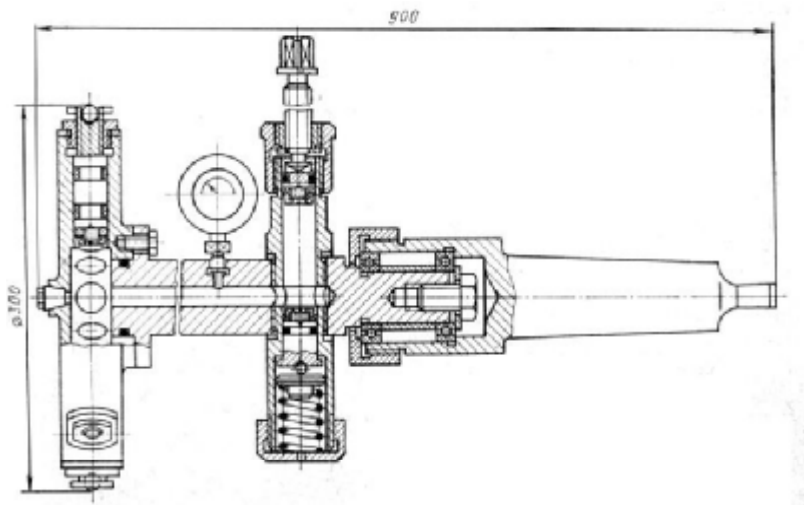


Рис.5. Динамометр для нагружения втулок радиальными усилиями

По деформациям и приложенным усилиям рассчитывалась жесткость втулок. Графики изменения жесткости по длине втулок с различной толщиной стенки приведены на рис.6. Графики показывают, что жесткость вблизи торца при двухроликовой схеме раскатывания примерно в 4 раза ниже жесткости на глубине, равной диаметру, причем на всей этой длине жесткость повышается по мере удаления от торца. Увеличение количества точек нагружения до 4 и тем более до 8 несколько сокращает перепад жесткости до трехкратного и существенно приближает к торцу сечение, в котором жесткость стабилизируется. Представляет интерес полное совпадение опытных значений жесткости, полученных на глубине, равной диаметру втулки, с расчетными значениями, для соответствующих γ и количества усилий. Экспериментальные точки отмечены на рис.6. Сказанное подтверждает практическую пригодность примененной методики расчета жесткости втулок при

раскатывании на глубине, равной диаметру и большей при различном количестве роликов в раскатном устройстве.

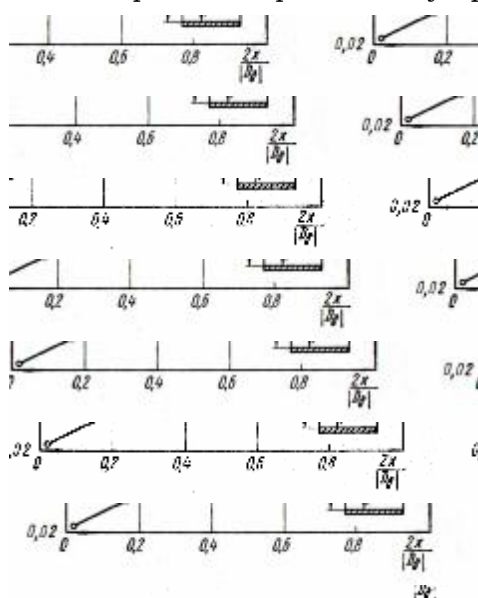


Рис. 6. Жесткость втулок вблизи торцов, нагруженных двумя (а), четырьмя (б) и восьмью (в) усилиями при $\alpha = 30$ (1), 20 (2), 15 (3), 10° (4)

ЛИТЕРАТУРА

1. Бабей Ю.И. Поверхностное упрочнение металлов / Ю.И. Бабей, Б.И. Бутаков, В.Г. Сысоев — К.: Наукова думка, 1995. — 256 с.
2. Фукс А.И. Определение оптимального состава гаммы горизонтально-расточных станков / А.И. Фукс, М. Е Эльясберг — М.: НИИМАШ, 1969. — 65 с.
3. Рыжов Э. В. Контактная жесткость деталей машин / Э. В. Рыжов — М.: Машиностроение, 1968.—180 с.
4. Браславский В.М. Технология обкатки крупных деталей роликами / В.М. Браславский — М.: Машиностроение, 1975. — 160 с.
5. Бейлард П. П. Напряжения от локальных нагрузок в цилиндрических сосудах давления / П. П. Бейлард // Вопросы прочности цилиндрических оболочек. — М.: Оборонгиз, 1960. — С. 43—65.