

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕГУЛИРОВКИ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ СТУПИЦ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ

Изучение работоспособности подшипников только по признаку усталостного выкрашивания далеко не охватывает всех явлений, которые определяют работоспособность подшипников в условиях их практического применения. Бывают случаи, когда подшипник становится непригодным к дальнейшей работе по причинам, совершенно не связанным с его способностью сопротивляться выкрашиванию рабочих поверхностей, и наоборот. Поэтому к вопросу определения работоспособности подшипников следует подходить шире, чем это предусмотрено стандартными методами расчета подшипника.

Современный уровень развития машиностроения, в том числе и автомобильной промышленности, требует более точных методов расчета, а также правильного выбора типов и габаритов подшипников качения, от которых зависят не только долговечность и надежность подшипникового узла, но в значительной мере — надежность всего агрегата. Расчет и выбор подшипников качения должен основываться не только на выборе нагрузочного режима машины, но и учитывать некоторые особенности работы подшипников в агрегате.

Однако многие вопросы, касающиеся особенностей работы подшипников качения в агрегатах ходовой части автомобилей, недостаточно еще изучены и освещены в литературе. Это прежде всего относится к исследованию условий работы радиально-упорных подшипников качения ступиц колес автомобилей.

От правильного выбора оптимальной величины зазора (натяга), т. е. от правильной регулировки подшипника, зависят следующие параметры, характеризующие его работоспособность: величина упругой деформации элементов подшипника в точках контакта тел качения с беговыми дорожками, определяющая их нагруженность, а следовательно, и долговечность; рабочая температура подшипника; величина износа деталей подшипника; шумность; сопротивление вращению подшипника и др. Так, от регулировки подшипника в значительной мере зависит температура подшипникового узла.

По результатам исследований НИИАТ известно, что при затяжке регулировочной гайки на 180° относительно нулевого положения температура подшипникового узла увеличивалась примерно в 2 раза [1]. Уменьшение радиального зазора при регулировке под-

шипников снижает их долговечность в 2—4 раза [2]. При малых значениях зазора наблюдается увеличение шумности, происходит интенсивный износ тел качения и т. д. [2]. Таким образом, оптимальная величина зазора (натяга) подшипника может быть назначена только после изучения конкретных условий работы подшипника.

Настоящая работа посвящена экспериментальному исследованию нагруженности подшипников ступиц передних колес автомобиля в зависимости от их регулировки.

Выбор метода исследования и подготовка объекта к испытаниям. О характере и величине нагрузки в подшипнике качения можно судить по величине деформации деталей в нагруженной

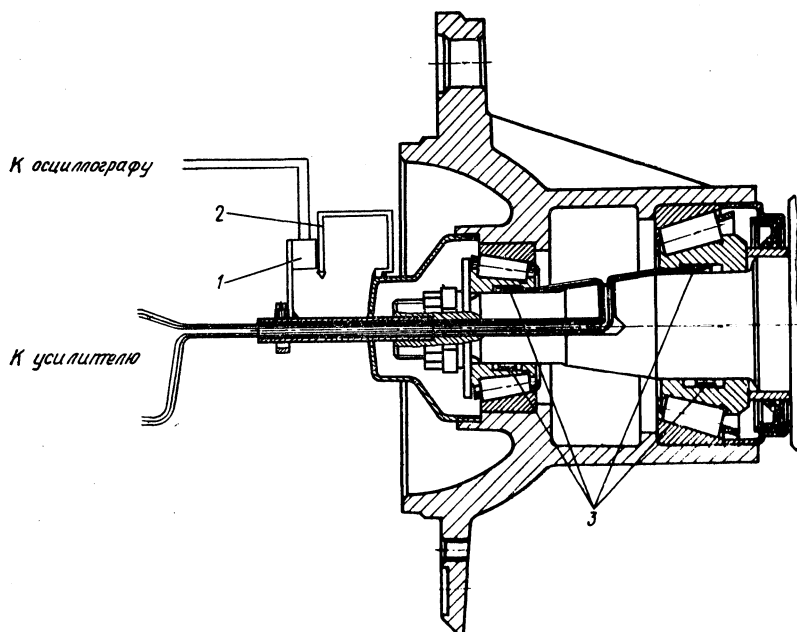


Рис. 1. Схема расположения тензодатчиков на подшипниках ступицы колеса:

1 — катушка индукционного датчика; 2 — индуктор; 3 — датчики

зоне подшипника. Ввиду того, что непосредственное измерение усилий в элементах подшипника качения представляет большие трудности, пользуются косвенными методами.

Для определения общего уровня нагрузки на подшипник использован тензометрический метод, основанный на принципе замера упругих деформаций участка внутреннего невращающегося кольца подшипника, смонтированного в ступице колеса.

Сущность выбранного метода исследования состоит в том, что при перекачивании тел качения по беговой дорожке кольца в по-

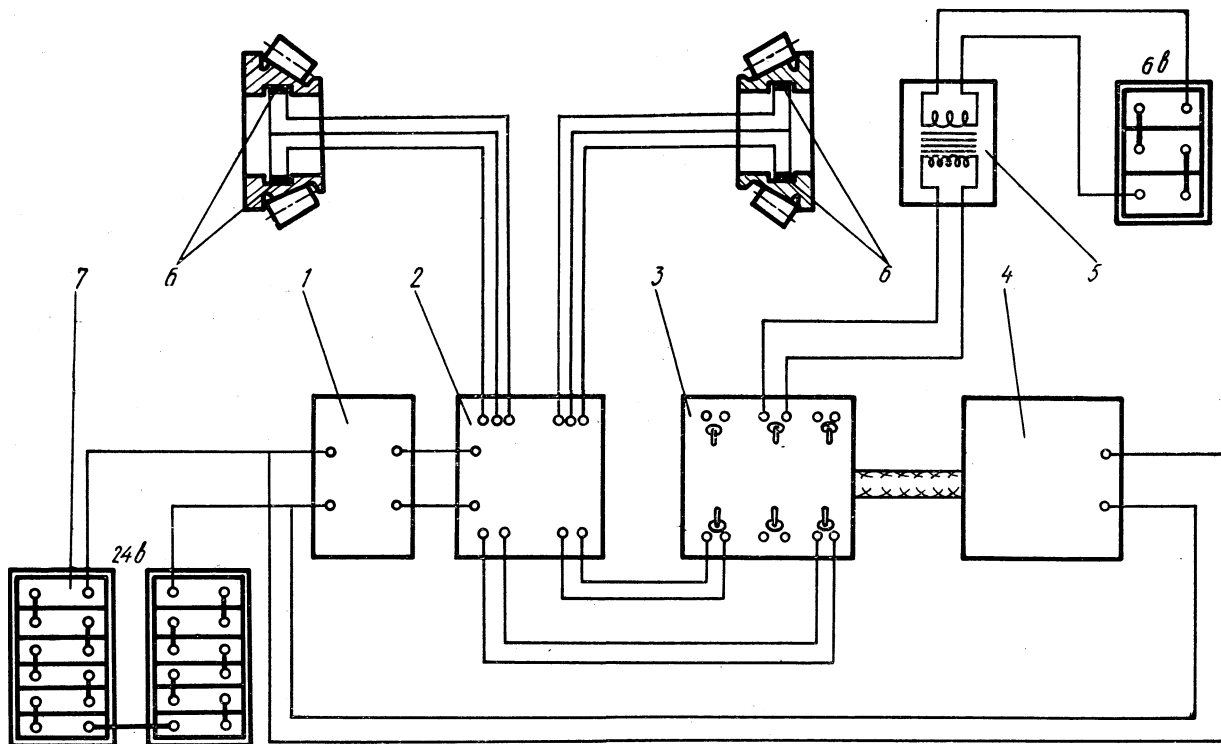


Рис. 2. Блок-схема измерительной установки:

1 — преобразователь ППР-120; 2 — усилитель ТА-5; 3 — переходное коммутационное устройство; 4 — осциллограф; 5 — индукционный датчик; 6 — тензометрические датчики; 7 — аккумуляторная батарея (24 в) для питания измерительной аппаратуры

следнем возникают знакопеременные напряжения растяжения-сжатия, величина которых пропорциональна величине нагрузки, действующей в данный момент на тело качения.

Подготовка подшипников, ступиц, а также всего автомобиля к проведению экспериментов состояла в следующем. На внутренних кольцах подшипников правого переднего колеса автомобиля ГАЗ-51А были шлифованы круговые канавки глубиной 1,5 мм и шириной 8 мм, на подготовленную поверхность которых наклеивались рабочий (активный) и компенсационный датчики с базой 10 мм и номинальным сопротивлением 100 ом. Оба тензодатчика соединялись в измерительный полумостик и через специальные каналы в цапфе подключались к измерительной аппаратуре. Во избежание повреждения датчиков и проводов внутренние кольца обоих подшипников фиксировались от возможного проворачивания во время движения автомобиля.

Для замера скорости движения автомобиля во время испытаний был использован индукционный датчик оборотов колеса, катушка которого жестко закреплялась на удлинительной трубке, а металлический индуктор, возбуждающий во вторичной обмотке э. д. с. индукции, закреплялся на колпаке вращающейся ступицы (рис. 1).

Измерительная аппаратура и режимы испытания. Замеры деформаций исследуемых подшипников производились при помощи четырехканального тензоусилителя типа ТА-5 и двенадцатиканального магнитоэлектрического осциллографа типа Н-700. Питание аппаратуры осуществлялось от аккумуляторных батарей через преобразователь постоянного тока типа ППР-120. На рис. 2 приведена блок-схема коммутации измерительной аппаратуры.

Запись показаний тензодатчиков производилась на осциллографную бумагу шириной 120 мм. Скорость записи в зависимости от условий экспериментов варьировалась в пределах 40—160 мм/сек.

Исследование нагруженности подшипников производилось при двух режимах движения автомобиля и различных вариантах регулировки. При этом за нулевое значение угла было принято оптимальное положение гайки, при котором отсутствовал осевой люфт ступицы и обеспечивалось свободное вращение подшипников.

1-й режим. Автомобиль с номинальной нагрузкой 2,5 т равномерно двигался по гладкому горизонтальному асфальтированному участку дороги со скоростью 5 км/ч. При этом нагрузка на колесо, измеренная при помощи динамометра сжатия ДС-3, была равна 820 кг.

2-й режим. Автомобиль с номинальной нагрузкой 2,5 т равномерно, со скоростью 28 км/ч двигался по дороге с булыжным покрытием.

Методика обработки осциллограмм и результаты испытаний. Обработка осциллограмм заключалась в измерении величины \dot{h} отклонений луча вибратора от нулевой линии, соответствующей не-

нагруженному подшипнику, до контура линии деформации подшипника при условии его нагружения.

Диапазон изменения измеряемой величины разбивался на несколько промежутков с интервалом в 2 мм. Отсчет ординат производился через равные промежутки времени (0,1 сек — при скорости записи 40 мм/сек и 0,025 сек — при скорости записи 160 мм/сек).

Результаты отсчетов сводились в таблицу, представляющую собой вариационный ряд измерений, образец которой приведен ниже (табл. 1). Данные, входящие в таблицу, имеют следующие обозначения [3]: h — варианты или абсолютные значения ординат классовых промежутков; n — частота повторения вариантов в каждом классомом промежутке; a — порядковый номер отклонения от вероятного среднего значения A измеряемой величины, относительно которого рассматривается отклонение фактических замеров. При этом средняя арифметическая ордината h_{cp} записи деформации внутренней обоймы подшипника на осциллограмме определялась по выражению

$$h_{cp} = A + m_1 \lambda, \quad (1)$$

где λ — величина классового промежутка;

$m = \frac{\sum na}{\sum n}$ — момент первой степени.

Образец осциллограммы деформации внутренней обоймы подшипников переднего колеса автомобиля ГАЗ-51А при медленном движении по ровной асфальтированной площадке с нагрузкой на колесо 820 кг приведен на рис. 3.

Значения величины h_{cp} для каждого подшипника при разных вариантах регулировки и различных режимах испытаний приведены в табл. 2.

Графические зависимости изменения деформации подшипников от угла поворота регулировочной гайки представлены на рис. 4, а, б.

Из графика (рис. 4, а) видно, что при статической нагрузке на колесо наименьшая деформация подшипников имеет место при их нормальной регулировке, т. е. при отсутствии осевого люфта ступицы, при котором обеспечивалось свободное вращение колеса. Увеличение деформации при ослаблении затяжки регулировочной гайки происходит вследствие перераспределения нагрузки, которая воспринимается меньшим числом тел качения подшипника. Более интенсивное возрастание деформации внутреннего подшипника (7608У) объясняется влиянием развала передних колес.

Возрастание деформации при создании преднатяга происходит из-за увеличения общего напряженного состояния подшипников. При этом деформация наружного подшипника 7605 растет быстрее, так как при затяжке гайки он первый воспринимает усилие затяжки, действие которого на подшипник 7608У несколько ослабляется вследствие трения в сопряжениях деталей ступицы.

Таблица 1

Расчет средней величины ординаты $h_{\text{ср}}$ деформации внутренней обоймы подшипника 7608 У при движении автомобиля по булыжной дороге со средней скоростью $v_a = 28 \text{ км/ч}$

Угол поворота регулировочной гайки, град	Показатели	Средние значения ординаты измеряемой деформации (h , мм) в интервале																Сумма	Момент первой степени m_1	Средняя арифметическая ордината $h_{\text{ср}}$, мм	Измерение деформаций, %	
		1	3	5	7	9	11	13	15 А	17	19	21	23	25	27	29	31					33
-90	n	2	3	3	11	10	15	23	25	24	21	14	12	8	3	2	1	—	$\Sigma n = 177$ — $\Sigma na = 62$	0,35	15,7	115
	a	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9				
	na	-14	-18	-15	-44	-30	-30	-23	0	24	42	42	48	40	18	14	8	0				
-45	n	10	7	9	10	13	15	17	18	22	20	19	17	9	3	2	1	—	$\Sigma n = 192$ — $\Sigma na = -11$	-0,0575	14,885	108,5
	a	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9				
	na	-70	-42	-45	-40	-39	-30	-17	0	22	40	57	68	45	18	14	8	0				
0	n	2	2	5	7	8	16	15	14	12	13	7	2	—	1	—	—	1	$\Sigma n = 105$ — $\Sigma na = -68$	-0,65	13,7	100
	a	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9				
	na	-14	-12	-25	-28	-24	-32	-15	0	12	26	21	8	0	6	0	0	9				
+45	n	1	2	5	11	9	27	26	26	19	7	5	4	3	2	2	1	—	$\Sigma n = 150$ — $\Sigma na = -82$	-0,545	13,91	101,5
	a	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9				
	na	-7	-12	-25	-44	-27	-54	-26	0	19	14	15	16	15	12	14	8	0				
+90	n	1	2	7	12	18	20	16	30	13	16	11	9	4	2	2	1	—	$\Sigma n = 164$ — $\Sigma na = -44$	-0,27	14,46	105,5
	a	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9				
	na	-7	-12	-35	-48	-54	-40	-16	0	13	32	33	36	20	12	14	8	0				
+135	n	1	2	7	8	9	14	15	19	22	11	10	11	6	6	1	—	—	$\Sigma n = 142$ — $\Sigma na = 35$	0,245	15,49	113
	a	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9				
	na	-7	-12	-35	-32	-27	-28	-15	0	22	22	30	44	30	36	7	0	0				

При движении автомобиля по дороге с булыжным покрытием (рис. 4, б) и при наличии в подшипнике больших зазоров (осевого и радиального) из-за наличия неровностей покрытия возникают дополнительные динамические нагрузки, действующие на подшипники.

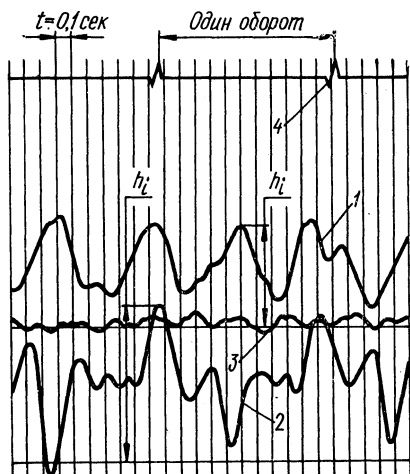


Рис. 3. Образец осциллограммы деформации внутренней обоймы подшипников переднего колеса при плавном движении автомобиля по асфальтированной площадке с нагрузкой на колесо 820 кг:

1 — внутреннего подшипника (7608У); 2 — наружного (7605); 3 — балки передней оси; 4 — обороты переднего колеса

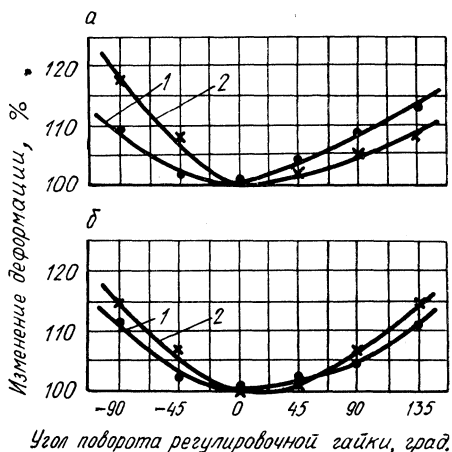


Рис. 4. Зависимость деформации внутренней обоймы подшипников ступицы переднего колеса от степени затяжки регулировочной гайки:

а — при плавном движении автомобиля ГАЗ-51А по ровной асфальтированной площадке с нагрузкой на колесо $Q_{ст} = 820$ кг; б — при движении автомобиля ГАЗ-51А по булыжной дороге со скоростью $v_a = 28$ км/ч; 1 — подшипник 7605; 2 — подшипник 7608У

Их влияние на деформацию отдельных элементов подшипника при затяжке регулировочной гайки менее значительно из-за создания преднатяга.

Практическое значение имеют результаты эксперимента, отражающие реальные условия работы автомобиля в эксплуатационных условиях. Анализ полученных данных при движении автомобиля по булыжной дороге показывает, что уровень нагруженности элементов подшипника имеет определенную вариацию. Для изучения закономерности распределения деформации подшипника определены основные статистические характеристики, наиболее полно отражающие характер распределения измеряемой величины.

Исходя из предположения, что случайная величина (частота деформации в каждом интервале) распределена по нормальному закону, рассчитаны вероятности и теоретические частоты.

Изменение деформации внутренней обоймы подшипников ступицы переднего колеса автомобиля ГАЗ-51А при различных вариантах их регулировки

Угол поворота регулировочной гайки, град	1-й режим				2-й режим			
	подшипник 7605		подшипник 7608У		подшипник 7605		подшипник 7608У	
	$h_{\text{ср}},$ мм	изменение деформации, %	$h_{\text{ср}},$ мм	изменение деформации, %	$h_{\text{ср}},$ мм	изменение деформации, %	$h_{\text{ср}},$ мм	изменение деформации, %
-90	14,05	108,5	16,54	117	15,35	112	15,7	115
-45	13,19	102	15,48	109	14,05	102,2	14,88	108,5
0	12,95	100	14,13	100	13,74	100	13,70	100
+45	13,56	104,6	14,44	102,3	14,0	102	13,91	101,5
+90	14,1	109	14,83	105	14,34	104	14,46	105,5
+135	14,6	112,5	15,25	108	15,22	111	15,49	113

Вероятность того, что величина h примет какое-нибудь значение из интервала x_{1i}, x_{2i} по формуле Муавра—Лапласа [4] равна

$$p_i = \frac{1}{2} \left[\Phi \left(\frac{x_{2i} - \bar{x}}{\sigma} \right) - \Phi \left(\frac{x_{1i} - \bar{x}}{\sigma} \right) \right], \quad (2)$$

где \bar{x} и σ — соответственно средняя арифметическая величина деформации ($h_{\text{ср}}$) и среднее квадратическое отклонение вариационного ряда.

Теоретическая частота нормально распределенной величины определяется по формуле

$$n_i^0 = \sum n_i p_i, \quad (3)$$

где $\sum n_i$ — общая численность эмпирических частот.

Результаты расчета по формулам (2) и (3) для одного из вариантов регулировки приведены в табл. 3.

На рис. 5 приведены полигон 1 и теоретическая кривая 2 распределения ординат деформации внутренней обоймы подшипника 7608У, построенных по данным табл. 3.

Расчет вероятностей и теоретических частот

Подшипник	Угол поворота регулировочной гайки, град	Интервалы ординат измеряемой деформации h , мм ($x_{1i} - x_{2i}$)	Число ординат, n_i	Частость	Вероятность, p_i	Теоретические частоты, n_i^0
7608У	+135	0—2	1	0,0070	0,0080	1
		2—4	2	0,0140	0,0160	2
		4—6	7	0,0490	0,0300	4
		6—8	8	0,0560	0,0500	7
		8—10	9	0,0640	0,0750	11
		10—12	14	0,0990	0,0995	14
		12—14	15	0,1060	0,1200	17
		14—16	19	0,1340	0,1290	19
		16—18	22	0,1550	0,1265	18
		18—20	11	0,0775	0,1100	16
		20—22	10	0,0700	0,0875	12
		22—24	11	0,0775	0,0655	9
		24—26	6	0,0420	0,0395	6
		26—28	6	0,0420	0,0285	4
28—30	1	0,0070	0,0150	2		
		Итого...	142	1,0	1,0	142

Для оценки степени близости теоретического и эмпирического распределений принят критерий согласия Ястремского. В соответствии с методом Ястремского и принципом практической уверенности, если величина $I \leq 3$, то расхождение между теоретическим и эмпирическим распределениями несущественно и его можно объяснить случайными причинами (табл. 4).

Таблица 4

Результаты расчета величины I

Параметры	Угол поворота регулировочной гайки, град					
	-90	-45	0	+45	+90	+135
$Q = \Sigma \frac{(n_i - n_i^0)^2}{n_i^0 (1 - p_i)}$	9,076	30,285	6,470	16,459	12,714	10,382
$I = \frac{ Q - n }{\sqrt{2n + 4\theta}}$	1,18	2,44	1,37	0,083	0,56	0,812

Из табл. 4 следует, что для всех вариантов регулировки подшипников величина $I < 3$. Следовательно, расхождение между теоретическим (нормальным) и эмпирическим распределениями несущественно. Поэтому характер распределения нагрузки в подшипниках ступиц колес автомобилей согласуется с нормальным законом распределения.

Выводы

1. Регулировка подшипников ступиц колес автомобилей оказывает значительное влияние на их долговечность. Оптимальной следует считать регулировку, в процессе которой достигается отсут-

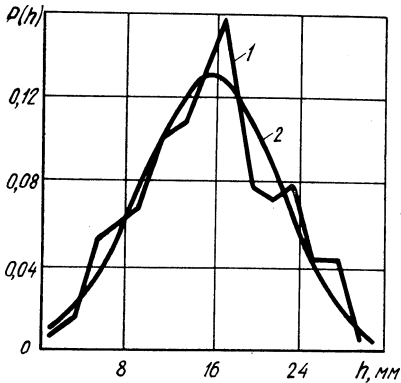


Рис. 5. Полигон (1) и теоретическая кривая (2) распределения ординат деформации внутренней обоймы подшипника 7608У при повороте регулировочной гайки на угол $+135^\circ$ относительно нормального положения

вие осевого люфта ступицы и свободное вращение колеса. Отклонение от данного варианта вызывает увеличение нагруженности элементов подшипника на 10—15%, что приводит к снижению его работоспособности и долговечности.

2. Характер распределения деформации элементов подшипника, а следовательно, и нагрузки, действующей на подшипник при движении автомобиля, подчиняется нормальному закону распределения.

3. Для повышения надежности и долговечности подшипниковых узлов в условиях эксплуатации необходимо более строго подходить к вопросам контроля за правильной регулировкой подшипников ступиц колес автомобилей.

Литература

- [1] Васильева З. Л. Температурный режим работы подшипников ступиц колес. — «Автомобильный транспорт», 1965, № 3. [2] Пинегин С. В. Работоспособность деталей подшипников. М., 1949. [3] Бухарин Н. А., Голяк В. К. Испытание автомобиля с использованием электрических методов измерения. М.—Л., 1962. [4] Карасев А. И. Теория вероятностей и математическая статистика. М., 1970.