

624.16

Л32

О. ЛАШЕ - В. КИЗЕР

МАТЕРИАЛЫ И КОНСТРУКЦИИ
В
ТУРБО И ДИНАМОСТРОЕНИИ



ИЗДАТЕЛЬСТВО
«ТЕХНИКА И ПРОИЗВОДСТВО»
ЛЕНИНГРАД

1991

О. ЛАШЕ—В. КИЗЕР

O. LASCHE—W. KIESER

621.16
132АГЕНСТВО НАУКИ И
ТЕХНИКИ И ТЕХНОЛОГИИ
Дата 2007

МАТЕРИАЛЫ И КОНСТРУКЦИИ В ТУРБО И ДИНАМОСТРОЕНИИ

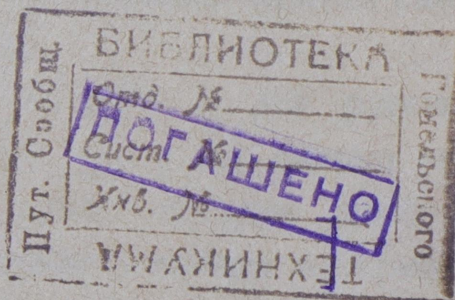
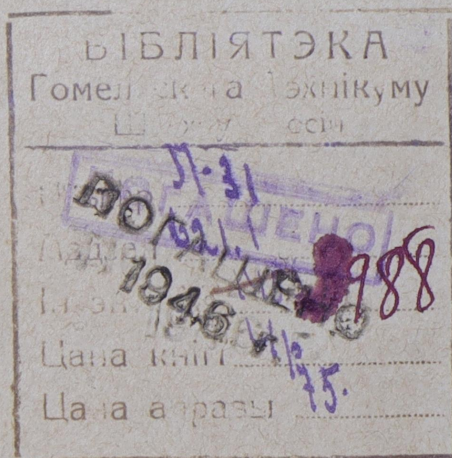
KONSTRUKTION UND MATERIAL IM BAU
VON DAMPFTURBINEN UND TURBODYNAMOS

ПЕРЕВОД

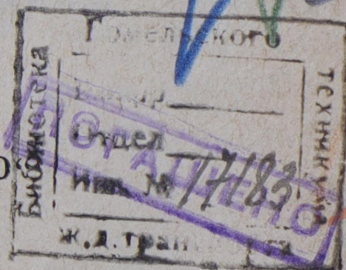
С ТРЕТЬЕГО НЕМЕЦКОГО ИЗДАНИЯ

ИНЖ.-ТЕХН. И. А. ОДИНГ

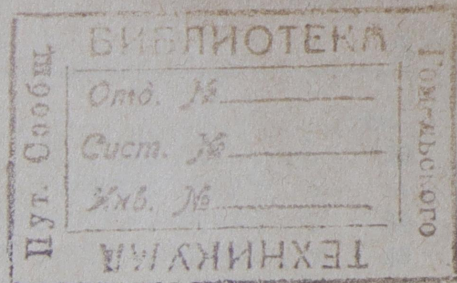
1414



ИЗДАТЕЛЬСТВО
„ТЕХНИКА И ПРОИЗВОДСТВО“
ЛЕНИНГРАД
1928



1975



ПРЕДИСЛОВИЕ К РУССКОМУ ИЗДАНИЮ.

Настоящая книга представляет собой сводку произведенных на заводах германской фирмы АЕГ испытаний металлов при постановке этой фирмой производства быстроходных машин — паровых турбин и турбогенераторов. Производство это предъявляет очень высокие требования к потребляемым материалам, в виду чего пришлось организовать особо тщательную проверку качеств их.

Если даже данные, приведенные в этой книге, иногда недостаточно широко характеризуют материал (отдел механических испытаний, структура сплавов), и если некоторые взгляды автора, касающиеся свойств материалов, можно теперь считать несколько устарелыми, все же книга полностью сохраняет свое значение; в ней изложено, каким образом в заводских условиях определялась чрезвычайно важная связь между конструкциями и материалами.

Этот вопрос имеет крупный интерес и для русских конструкторов и производственников, ибо у нас сильно развиваются те отрасли машиностроения, которые требуют в высшей степени серьезного отношения к выбору материала, применяемого для изготовления ответственных деталей.

И. Одинг.

О Г Л А В Л Е Н И Е.

	СТР.
Введение	
1. Взаимоотношения между конструкцией и свойствами материалов . .	7
2. Свойства материалов и методы испытания их	8
 I. Сопротивление и удлинение материалов.	
3. Остаточные удлинения в материале	12
4. Упругие удлинения в материале	13
5. Кажущееся повышение прочности материала	17
6. Длина наиболее нагруженных участков деталей	19
7. Опыт с насаженным на вал и вращающимся диском	—
8. Ход разрушения пробной модели	24
 II. Сопротивление удару.	
9. Испытание на удар и сопротивление удару	30
10. Форма прорези и величина образцов	—
11. Влияние ширины образца на сопротивление удару при испытании одним ударом	32
12. Влияние ширины образца на сопротивление удару при испытании многими ударами	—
13. Преимущества способа испытания многими ударами перед способом испытания одним ударом	35
14. Удельная работа сопротивления удару и угол изгиба	36
15. Испытание многими ударами	37
16. Заключение	39
 III. Испытание на усталость.	
17. Необходимость испытания на усталость	40
18. Аппараты для испытания на усталость	—
19. Образцы для испытания на усталость и нагрузка их	41
20. Результаты испытания на усталость	43
21. Резкие переходы и жесткие соединения	46
22. Вид изломов материалов, разрушившихся от усталости	51
23. Заключение	—
 IV. Турбинные диски.	
24. Материал турбинных дисков	53
25. Текущие испытания материалов по определению предела текучести и сопротивления удару	55
26. Ковка дисков	56
27. Влияние отжига	57

СТР.

28. Влияние термической обработки	58
29. Горячая обработка металлов	—
30. Расчетные напряжения в дисках	64
31. Однородность материала дисков	65
32. Изменение формы диска при угоне турбины	68
33. Обод, сконструированный как наиболее слабое место диска	69
34. Замок обода для укрепления лопаток	70
35. Изменение размеров диска при неправильном нагреве	71
36. Укрепление диска на валу	73

V. Лопатки паровых турбин.

37. Общие требования	75
38. Изготовление рабочих и направляющих лопаток	76
39. Конструкция ножек рабочих лопаток	77
40. Конструкция промежуточных перегородок	81
41. Материал рабочих лопаток	82
42. Недостатки 25%-никелевой стали при службе в качестве турбинных лопаток	87

Условия службы лопатки.

43. Влияние химически загрязненного пара на рабочие лопатки	88
44. Влияние химически загрязненного пара на направляющие лопатки	93
45. Разрушение лопаток высокой температурой	94
46. Механический износ лопаток частицами воды и котельного камня, увлекаемыми паром	96
47. Покрытие лопаток котельным камнем	98
48. Влияние на лопатки ударов частичек воды	99
49. Исследование причин ржавления	101
50. Ржавление во время перерыва в работе турбины	103

VI. Колебания турбинных колес и лопаток.

51. Причины колебания	107
52. Меры предупреждения колебаний	—
53. Исследование колебаний	109

VII. Чугун как материал для паропроводных деталей.

54. Увеличение объема чугуна и причина этого явления	112
55. Выбор состава чугуна	113

VIII. Роторы турбогенераторов.

56. Разгон при повышенном числе оборотов	116
57. Устройство индукторов АЕГ	119
58. Индукторный вал	121
59. Призматические пакеты	125
60. Контроль механических свойств материала	127
61. Пороки в материале	128

IX. Разъедание конденсаторных труб.	стр.
62. Общие замечания	131
63. Разъедания посторонними токами; способ предохранения Гепперта	132
64. Исследование разъедания конденсаторных труб	134
65. Разъедание конденсаторных труб посторонними токами	136
66. Соединение труб с днищем	137
67. Картина разрушения от разъедания блуждающими токами	139
68. Влияние на материал гальванических токов	141
69. Разрушение конденсаторных труб вследствие местных разностей потенциалов	143
70. Искусственное получение разъедания местными токами	144
71. Искусственное получение разъедания посторонними токами	149
72. Химическое разъедание	150
73. Предохранение разъедания конденсаторных труб при помощи защитных пластин	151
74. Защита от разъедания латунных конденсаторных труб при помощи защитных железных и цинковых пластин	153
75. Защита от гальванических токов по методу Гаррис-Андерсона	154
76. Защита от гальванических токов по методу Гепперт-Кумберленда и по методу Каппа	155
77. Опыт эксплуатации	156
X. Подшипники для турбин.	
78. Подшипники. Задачи исследования	159
79. Установки для испытания подшипников	160
80. Устройство для измерения местных давлений и температур вкладыша	162
81. Конструкция вкладышей подшипников и распределение смазки	165
82. Конструкция упорного подшипника	167
83. Местные давления в опорных подшипниках	170
84. Местные температуры в опорных подшипниках	174
85. Работа трения и зазор между цапфой и вкладышем	177
86. Момент трения $= M_{\text{тр}}$ и работа трения $= A_{\text{тр}}$	179
87. Коэффициент трения μ	183
88. Толщина слоя смазки	186
89. Влияние электрических токов	188
90. Подшипниковые сплавы	189
XI. Придание конструкциям внешних форм	199

ВВЕДЕНИЕ.

1. Взаимоотношения между конструкцией и свойствами материалов.

Взаимоотношения между конструкцией и свойствами материалов часто составляли, хотя это и не сознавалось нами, предмет творчества конструктора в высшем значении этого слова. Математика, одно из орудий конструктора, не является для него самоцелью и ни в коем случае не должна являться таковой. Конструктор не только должен быть знаком с материаловедением, с химией и с электрохимией, но и все физические законы должны быть ему хорошо известны. Это требование относится также к различным граничащим между собой отраслям техники. В судовом машиностроении, при постройке стационарных двигателей, как то паровых турбин или нефтяных двигателей, многие основные вопросы являются общими, так же как и при конструировании летательных аппаратов, мостов, легких и тяжелых стропильных ферм.

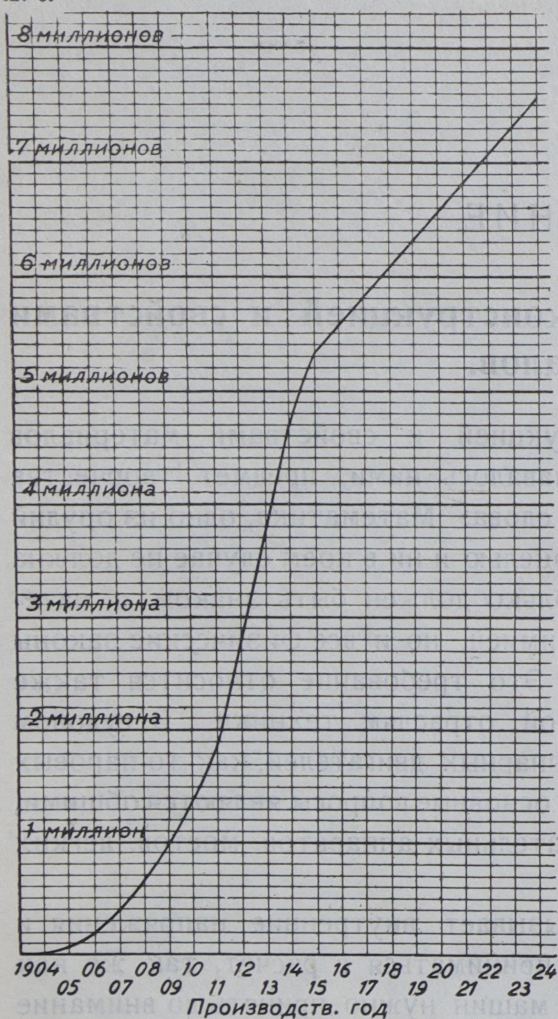
Нагрев мостов лучами солнца вызывает внутренние напряжения и местные деформации, которые должны приниматься в расчет, так же как и при монтаже вертикальных паровых машин нужно принять во внимание некоторое отклонение от вертикали основной оси машины; в паровых турбинах принимают в расчет неодинаковое расширение ротора и корпуса статора, в динамомашинках — величину расширения меди по сравнению со сталью.

Внутренние напряжения, вызванные неправильной холодной обработкой прутьев высоконикелевой стали, из которых изготовлялись лопатки паровых турбин, при повторных колебаниях температур неоднократно являлись причиной поломки машины, а порой и крупных аварий. Однако ответственность за эти случаи пришлось нести конструктору, так как поставщик материала обычно ответствен за материал лишь в течение двух-трех месяцев после его сдачи. С другой стороны, внутренние напряжения материала трудно обнаруживаются; сконструировать деталь так, чтобы напряжения не вызвали усталости материала, является другой задачей конструктора.

Нижеследующие сообщения базируются на опыте в постройке и эксплуатации паровых турбин, турбогенераторов и относящихся к ним

конденсационных установок со вспомогательными машинами суммарной мощностью более семи миллионов лошадиных сил (фиг. 1). Развитие

л. с.



Фиг. 1. Развитие турбостроения у фирмы AEG.

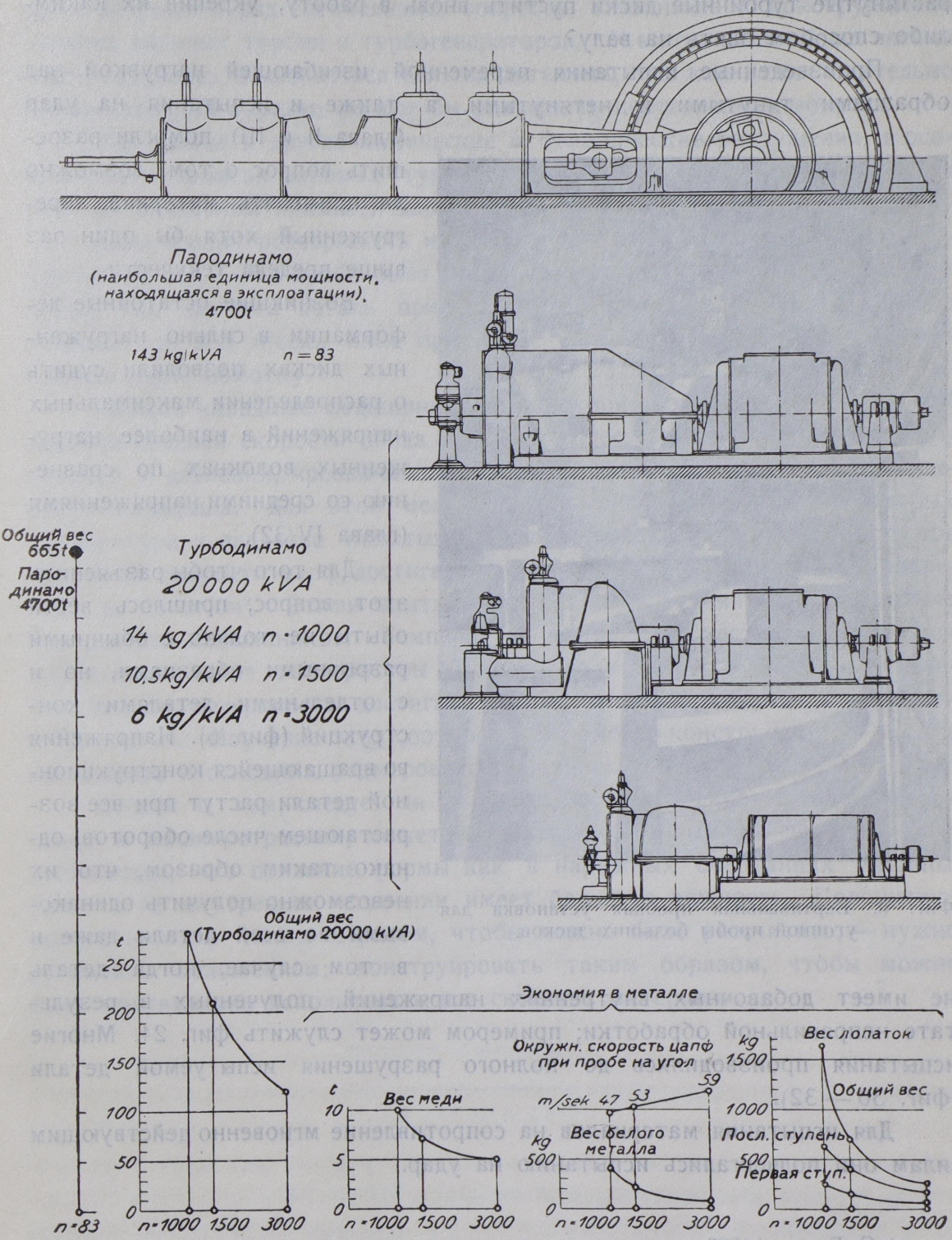
началось в 1903 году турбогенератором в 500 kVA при числе оборотов $n=3\,000$; затем следуют единицы в 3 000 kVA при $n=1\,500$ и 6 000 kVA при $n=1\,000$; далее судовые турбины, начиная с 3 000 л. с. для торговых судов, подводных лодок, крейсеров и линейных кораблей с очень низкими числами оборотов и кончая мощными установками в 30 000 kVA при $n=3\,000$ и в 60 000 kVA при $n=1\,000$ (см. фиг. 2—5). Общий вес турбогенераторной установки напр. в 20 000 kVA, изготовленной из высококороткого материала, при $n=3\,000$ равен примерно половине веса такой же установки при $n=1\,000$. При этом последнем числе оборотов несколько лет тому назад для получения такой мощности пришлось бы установить несколько машин. Единица веса на 1 kVA в течение двадцати лет при переходе с поршневых паровых машин на паровые турбины средней мощности уменьшилась в двадцать раз, т. е. стала равной около 5% прежнего веса.

2. Свойства материалов и методы испытания их.

Материалы, применяемые при постройке паровых машин и турбогенераторов, должны нести весьма различную службу, а потому и испытание их должно вестись во многих направлениях.

Благодаря большой скорости вращения, в роторах турбин и турбогенераторов возникают напряжения, подобные тем, которые появляются при статическом испытании на растяжение и сжатие. При этом характерными величинами являются временное сопротивление разрыву, относительное удлинение при разрыве, а также предел текучести, который указывает предел для расчетных напряжений. Превышение предела текучести вызывает остаточные деформации; турбинные колеса, насаженные на вал, при разгоне ротора на двойное число оборотов в отношении

нормального увеличивали свой внутренний диаметр, сдвигались на валу, что вызывало беспокойный ход машины. Материал их был подвергнут растяжению, и последнее вызвало остаточную деформацию.



Фиг. 2 — 5. Вес и основные размеры турбодинамо одинаковой мощности, но с различными числами оборотов.

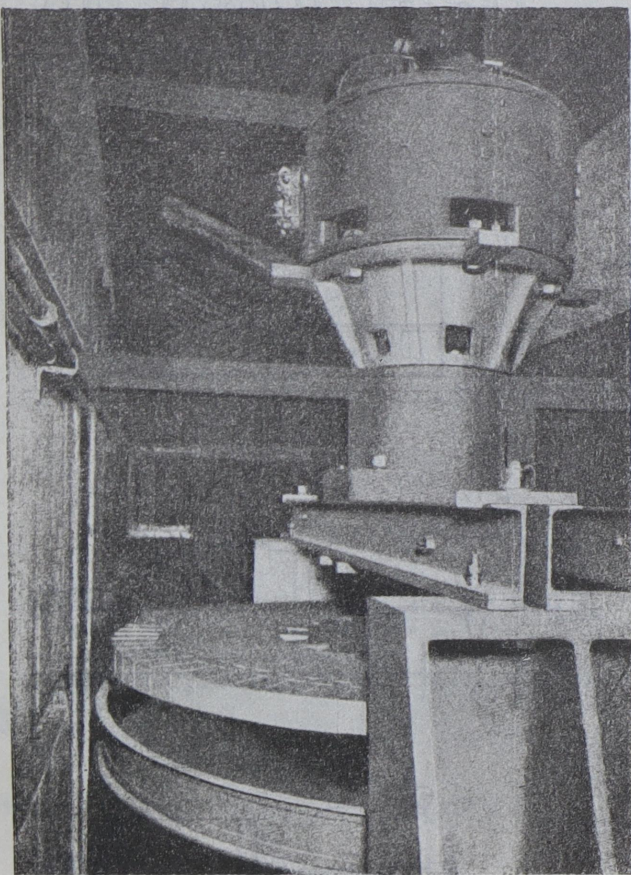
Баушингер еще в 1886 году сообщил о возможности повышения предела текучести при помощи растягивания материала; однако этот способ не нашел практического применения¹. Возник вопрос: возможно ли растянутые турбинные диски пустить вновь в работу, укрепив их каким-либо способом опять на валу?

Произведенные испытания переменной изгибающей нагрузкой над образцами тянутыми и нетянутыми, а также и испытания на удар

(глава II и III) помогли разрешить вопрос о том, возможно ли применять материал, перегруженный хотя бы один раз выше предела текучести.

Возникшие остаточные деформации в сильно нагруженных дисках позволили судить о распределении максимальных напряжений в наиболее нагруженных волокнах по сравнению со средними напряжениями (глава IV/32).

Для того чтобы разъяснить этот вопрос, пришлось вести опыты не только с обычными разрывными образцами, но и с отдельными деталями конструкций (фиг. 6). Напряжения во вращающейся конструкционной детали растут при все возрастающем числе оборотов, однако таким образом, что их невозможно получить одинаковыми во всей детали даже и в том случае, когда деталь



Фиг. 6. Вертикальная пробная установка для угонной пробы больших дисков.

не имеет добавочных внутренних напряжений, полученных в результате неправильной обработки; примером может служить фиг. 24. Многие испытания производились до полного разрушения испытуемой детали (фиг. 30 — 32).

Для испытания материалов на сопротивление мгновенно действующим силам они подвергались испытанию на удар.

¹ С. Бах в 1883 г. предлагал подвергать цилиндры высокому давлению, для того чтобы повысить предел упругости материала, из которого изготавливались цилиндры.

Многие годы ушли на испытания материалов на усталость переменными нагрузками.

К этим испытаниям нужно прибавить еще и те, которые должны были разрешить ряд специальных вопросов, связанных с конструкциями деталей паровых турбин и турбогенераторов. И в этих испытаниях весьма часто пришлось пользоваться целыми деталями, так как даже тщательно приготовленный образец не мог бы разрешить поставленные вопросы.

Разъедание и другие химические и механические разрушения, в особенности — лопаток паровых турбин, потребовали детального изучения влияния различных примесей пара и воды на материал этих лопаток.

Валы машин подвергались нагреву, и при этом испытывалось искривление их оси. Эта проба была особо важна для роторов турбогенераторов, так как эта деталь при разгонной пробе развивает окружную скорость до 200 м/сек.,нося при этом вложенную в нее медную или алюминиевую обмотку.

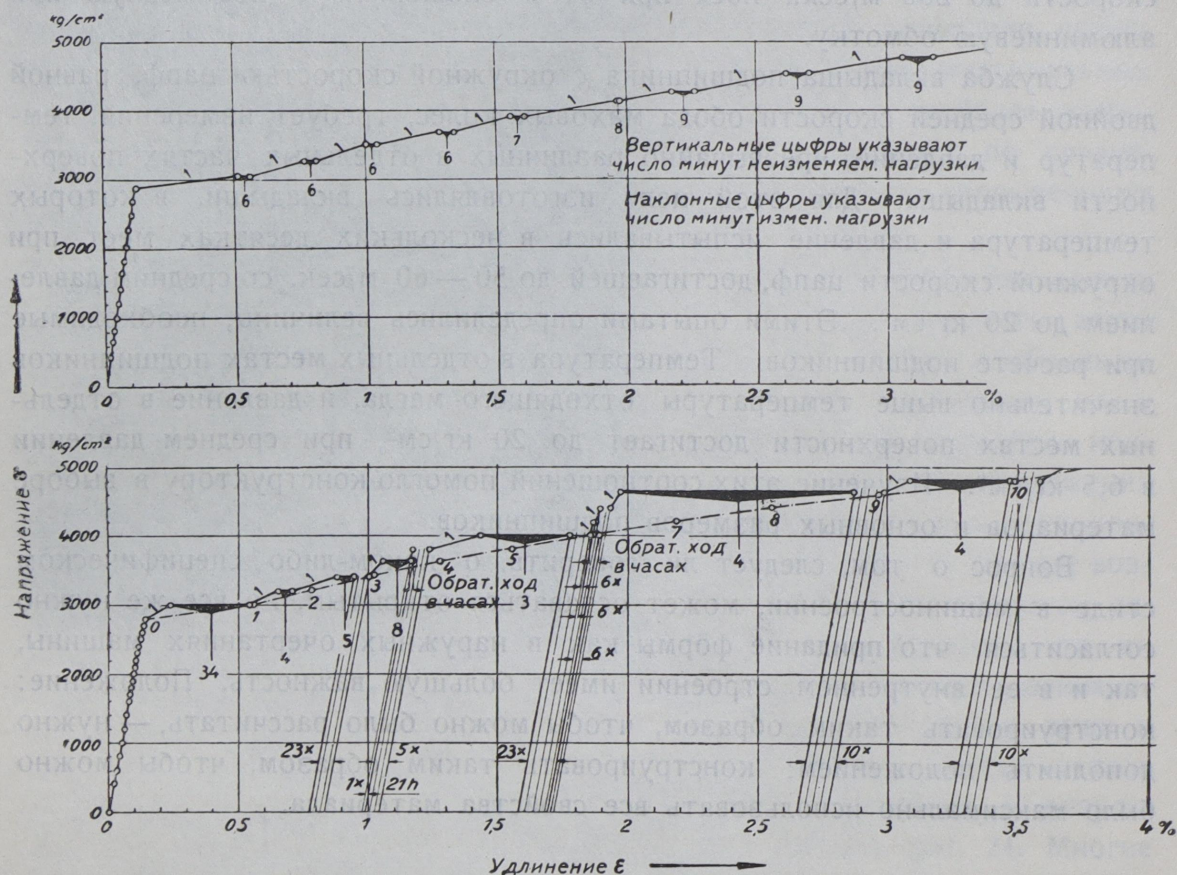
Служба вкладыша подшипника с окружной скоростью цапф, равной двойной средней скорости обода маховых колес, требует измерения температур и давлений, чрезвычайно различных в отдельных частях поверхности вкладыша. Для этой цели изготовлялись вкладыши, в которых температура и давление испытывались в нескольких десятках мест, при окружной скорости цапф, достигавшей до 50 — 60 м/сек. со средним давлением до 20 кг/см². Этими опытами определились величины, необходимые при расчете подшипников. Температура в отдельных местах подшипников значительно выше температуры отходящего масла, и давление в отдельных местах поверхности достигает до 20 кг/см², при среднем давлении в 6,5 кг/см². Изучение этих соотношений помогло конструктору в выборе материалов и основных размеров подшипников.

Вопрос о том, следует ли говорить о каком-либо специфическом стиле в машиностроении, может оставаться открытым, но все же нужно согласиться, что придание формы как в наружных очертаниях машины, так и в ее внутреннем строении имеет большую важность. Положение: конструировать таким образом, чтобы можно было рассчитать, — нужно дополнить положением: конструировать таким образом, чтобы можно было максимально использовать все свойства материала.

I. Сопротивление и удлинение материалов.

3. Остаточные удлинения в материале.

На фиг. 7 указано остающееся удлинение пробного образца при растяжении. Кривая взята из работ Баушингера¹, однако изображена она несколько иным способом. Наклонные линии указывают деформацию

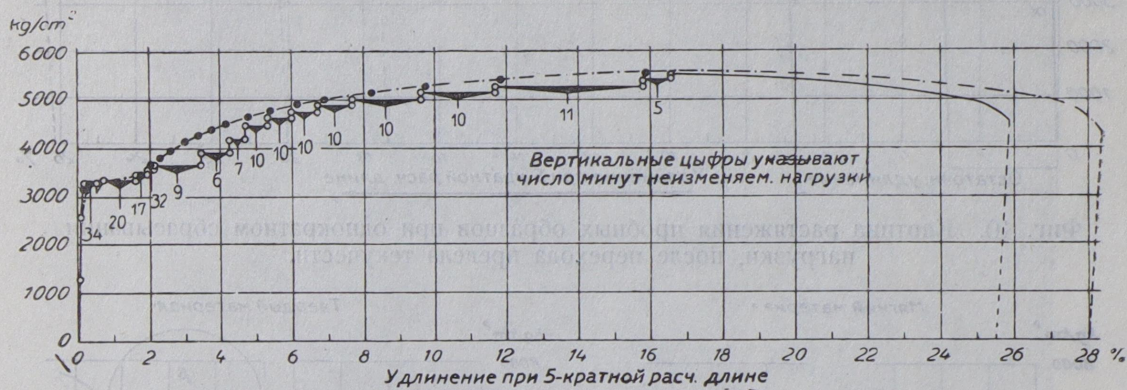


Фиг. 7—8. Картина растяжения пробных образцов, составленная по исследованиям Баушингера.

образца при растяжении, горизонтальные же участки указывают удлинение материала при неизменяемой нагрузке. На фиг. 8 изображены результаты подобной же работы Баушингера, при чем здесь период времени

¹ Mitt. a. d. mech.-techn. Labor. d. K. T. H. München 1886. 13. H., Blatt I, стр. 67/8.

неизменяемости нагрузки—разный при различных напряжениях, а, кроме того, материал неоднократно разгружался и нагружался вновь. Число разгрузок указано здесь цифрами со знаком \times . Кривая, проведенная штрихом с точкой, указывает линию изменения удлинения при непрерывном и плавном нарастании нагрузки, при чем кружками обозначены промежутки времени, равные одной минуте. На фиг. 9 представлены две кривые, которых верхняя относится к непрерывному растяжению стержня, а нижняя — к случаю, когда изменение нагрузки прерывалось и образец некоторое время (число минут указано на чертеже под горизонтальными участками) оставался при неизменной нагрузке. Из вышеупомянутых кривых видно, что конечные результаты испытания на растяжение—



Фиг. 9. Растяжение пробных образцов.

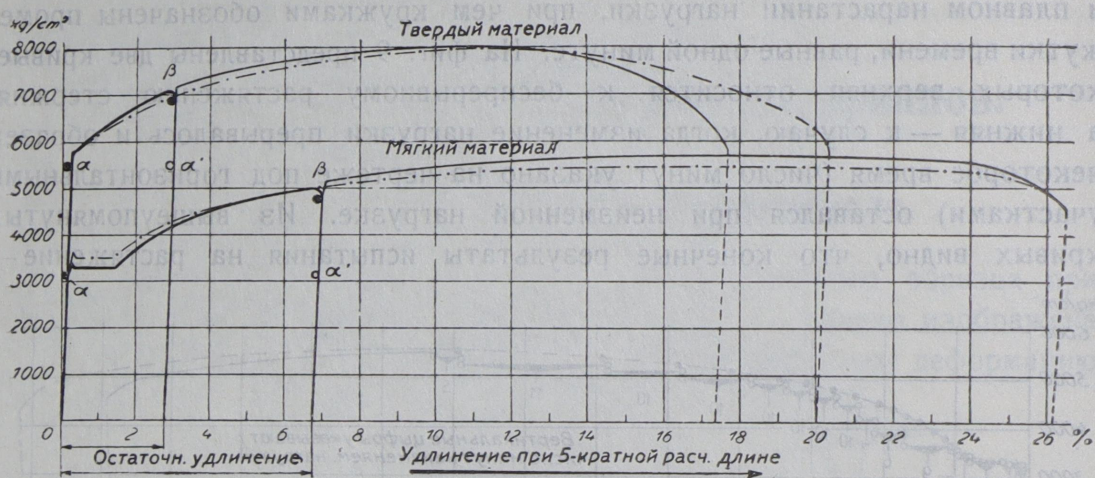
временное сопротивление разрыву и относительное удлинение—не зависят от того, был ли образец доведен до разрыва непрерывной и плавно изменяющейся нагрузкой, прерывалась ли нагрузка до 0 или же прекращалось нарастание ее.

4. Упругие удлинения в материале.

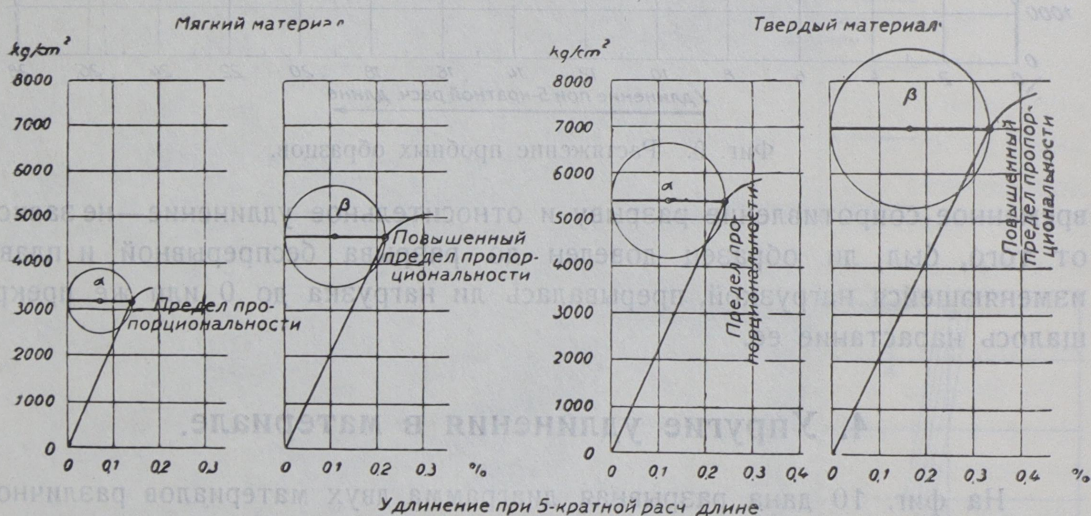
На фиг. 10 дана разрывная диаграмма двух материалов различного качества; при этом в каждом случае нагрузка один раз была прервана. Из диаграммы видно, что при переходе через предел текучести образец получает остаточное удлинение. Значком α указана величина удлинения образца при нагрузке, равной пределу пропорциональности, который лежит несколько ниже предела текучести. Значком β указаны удлинения при новом пределе текучести, появившемся вследствие предварительного растяжения образца. В более крупном масштабе эта картина изображена на фиг. 11 и 12.

На фиг. 13 указаны упругие удлинения шести проб мягкого материала (первоначальный предел текучести, равный, $3\,200\text{ кг/см}^2$, был поднят при помощи растяжения образца до $4\,800\text{ кг/см}^2$). На фиг. 13 для этих шести образцов верхние точки указывают удлинения, полученные при

растяжении образцов до 4800 кг/см^2 и последующей разгрузке их до 300 кг/см^2 . Эти деформации почти чисто упругие; нижние точки указывают ничтожные остаточные удлинения, полученные при этих опытах. При почти полной разгрузке образец сокращался на $0,22 — 0,24\%$, при



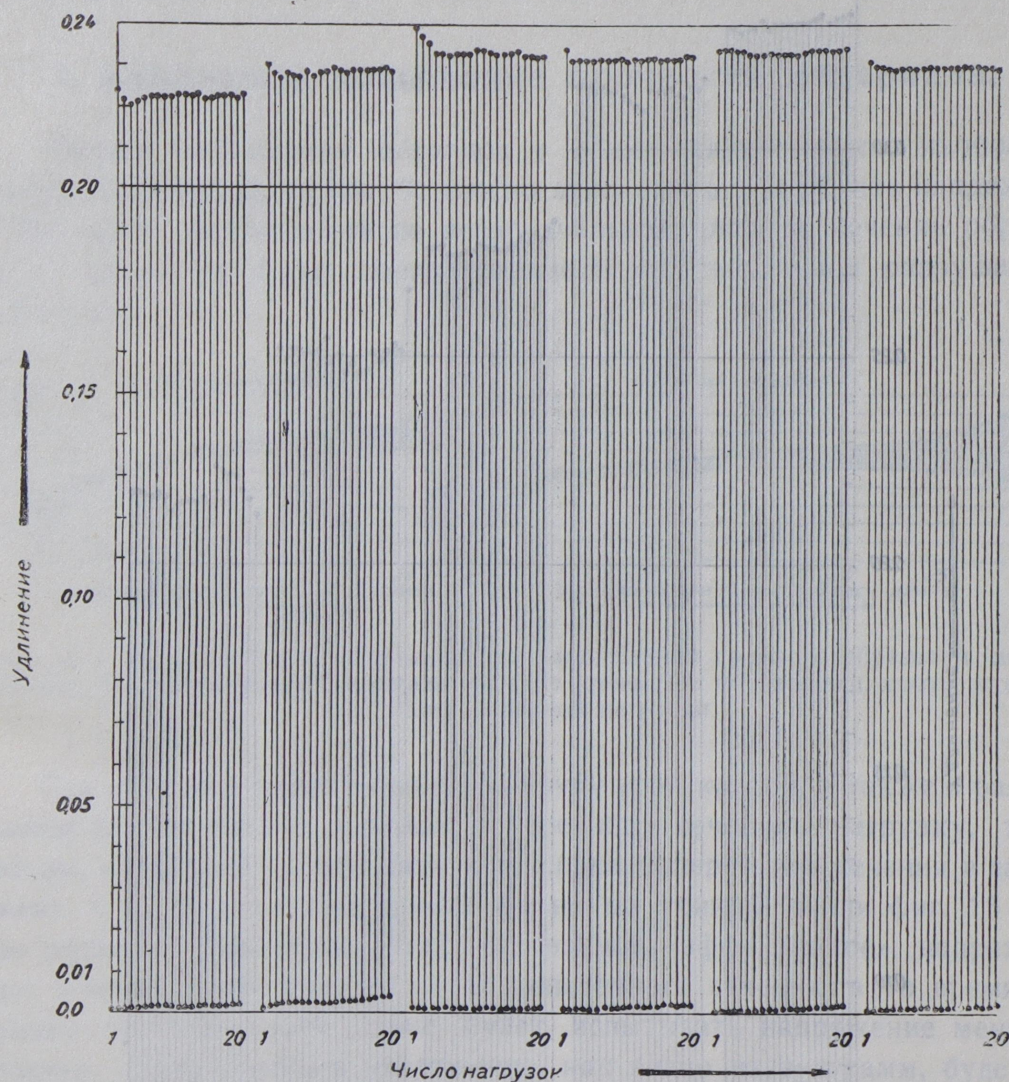
Фиг. 10. Картина растяжения пробных образцов при однократном сбрасывании нагрузки, после перехода предела текучести.



Фиг. 11 — 12. Влияние наклепа на значение предела пропорциональности и упругого удлинения.

чем, что самое важное, упругое сокращение имеет место и при превышении первоначального предела текучести. Суммарное удлинение состоит из упругого и остаточного даже и в том случае, если образец нагружался ниже предела текучести, но величину их можно определить лишь очень точными приборами. При растяжении за предел текучести увеличиваются остаточные удлинения; упругие удлинения также увеличиваются, хотя в меньшем размере. Таким образом растяжением повышают не только предел текучести, но и предел упругости. На фиг. 14 изображены те же величины для более твердого материала. Проба *a* с перво-

начальным пределом текучести в 5800 кг/см^2 была растянута нагрузкой в 7000 кг/см^2 , и при этом получилось остаточное удлинение в $2,80\%$. С этой нагрузки материал разгружался до 300 кг/см^2 , и при этом длина образца сокращалась на $0,335\%$; затем образец вновь нагружался и опять разгружался, и так проделывалось много раз, но величина упругого



Фиг. 13. Изменение удлинения при повторных нагрузках.

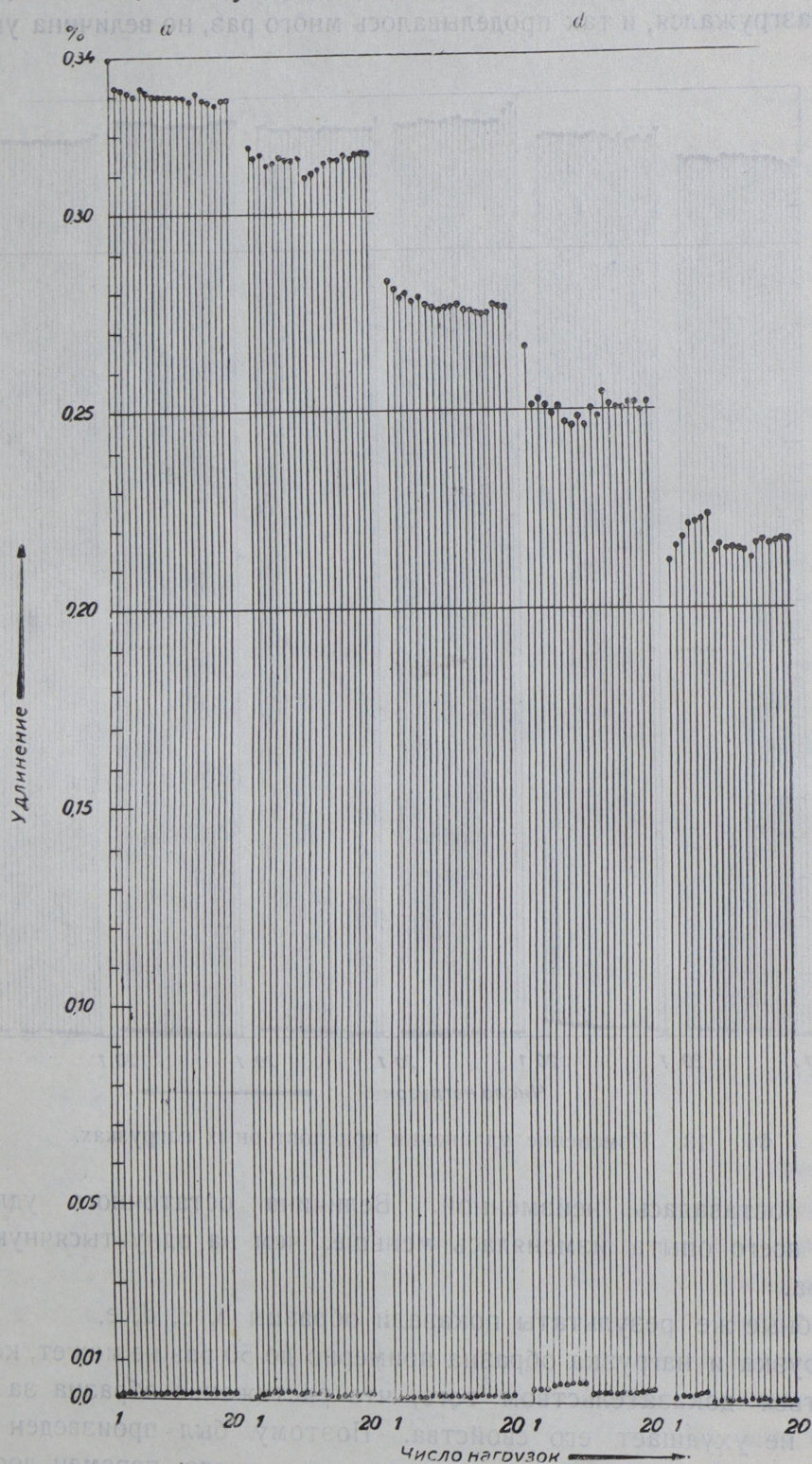
удлинения оставалась неизменной. Величина остаточного удлинения в течение всего опыта изменялась меньше, чем на одну тысячную долю миллиметра.

Подобные же результаты показали образцы b, c, d, e.

Разгрузка и нагрузка образца примерно до 50 раз не может, конечно, еще являться доказательством того, что растяжение образца за предел текучести не ухудшает его свойства. Поэтому был произведен целый ряд испытаний на усталость материала, где число перемен достигало

нескольких миллионов, и эти испытания сопровождались еще испытаниями материала на ударную нагрузку.

Результаты этих испытаний приведены на фиг. 58 — 59. Наблюдения также показали, что удлинение той части детали, которая напряжена

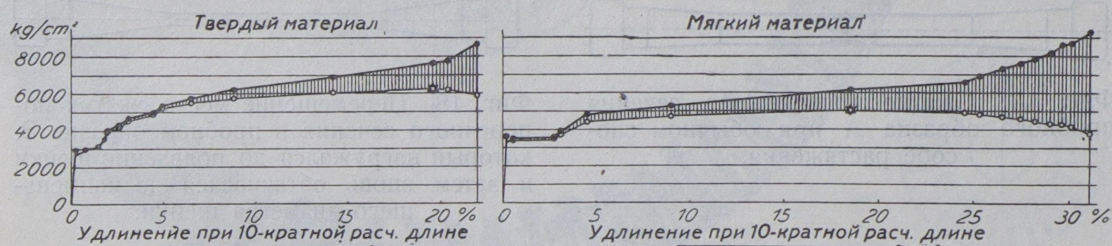


Фиг. 14. Изменение удлинения при повторных нагрузках.

больше других частей, способствует более благоприятному распределению напряжения. Это явление — равномерное распределение напряжения по всему сечению детали за счет удлинения отдельных волокон — и вызывает требование достаточного удлинения материала. Материал с большим удлинением лучше распределит напряжение, чем жесткий материал с меньшим удлинением.

5. Кажущееся повышение прочности материала.

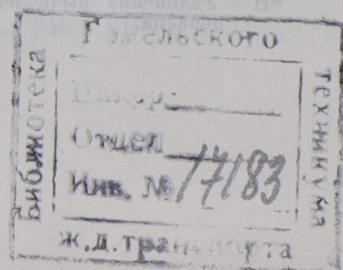
Процесс растяжения образцов в общем случае можно изобразить кривой, приведенной на фиг. 9; нужно лишь иметь в виду, что напряжение в 5600 кг/см^2 , вычисленное по первоначальной площади сечения образца, строго говоря, не будет характеризовать действительное разрушающее напряжение.



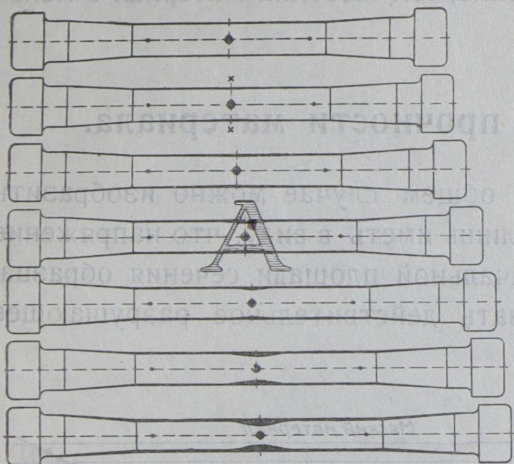
Фиг. 15 — 16. Изменение напряжений при растягивании пробного образца А, вычисленных по первоначальной площади (нижние кривые) и по площади, соответствующей моменту данной нагрузки.

При переходе через наивысшую точку этой кривой, а также и раньше, образец сокращается в площади поперечного сечения; нагрузку, таким образом, следовало бы относить к площади поперечного сечения в данный момент, и тогда диаграмма пошла бы не по тонкой линии фиг. 15 — 16, а по жирной. Наибольшее, так называемое «эффективное», напряжение будет в месте наибольшего сжатия поперечного сечения, в то время как образец по всей своей длине будет испытывать напряжение меньшего значения. «Эффективное» напряжение, как видно из диаграмм, будет все возрастать до разрушения образца.

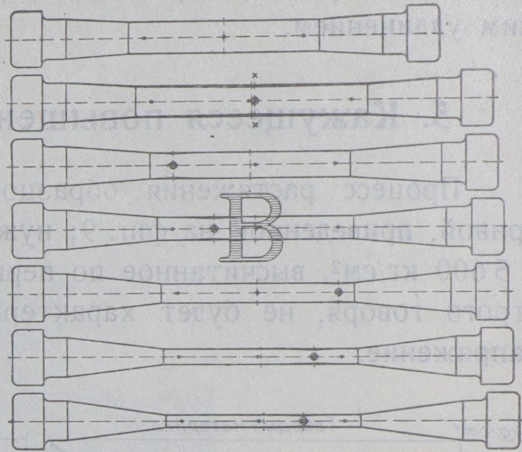
На фиг. 17 и 18 указаны образцы А и В в различной стадии их растяжения. На месте, указанном знаком \times , появилось местное заметное сжатие поперечного сечения. Образец был снят с машины и обточен до диаметра места сжатия, после чего он был вновь нагружен до появления нового местного сужения. Этот опыт повторялся пять раз, и каждый раз сжатие появлялось на новом месте, что доказывает, что материал при растяжении не разрушается, а упрочняется. Позже будет показано, что при этом несколько уменьшается сопротивление материала удару и понижается предел усталости.



На фиг. 19 и 20 указано повышение прочности материала для мягких и твердых образцов у места сжатия поперечного сечения (верхние кривые); нижние кривые приведены для случая расчета напряжения по первоначальной площади сечения образца.



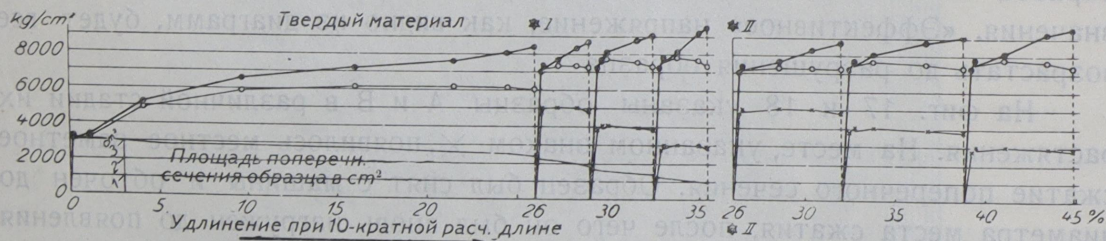
Фиг. 17. Сжатие поперечного сечения пробного образца А при обычном способе растяжения.



Фиг. 18. Перемещение места сжатия поперечного сечения в пробном образце В, который нагружался до появления шейки и затем вновь обтачивался до наименьшего диаметра шейки.



Фиг. 19. Диаграмма растяжения пробного образца В, который нагружался до появления шейки и затем вновь обтачивался до наименьшего диаметра шейки.



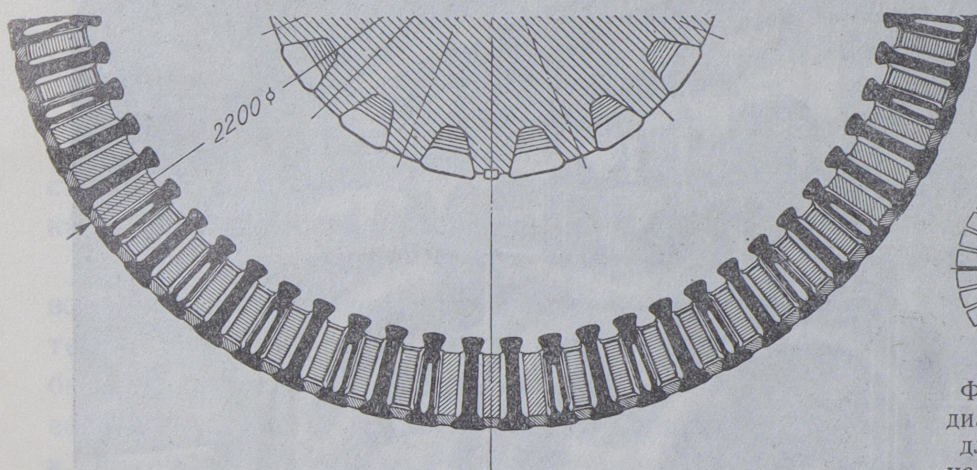
Фиг. 20. Диаграмма растяжения пробного образца В, который нагружался до появления шейки и затем вновь обтачивался до наименьшего диаметра шейки.

*I — Удлинение вычислено из действительной длины образца, не принимая в расчет положения шейки.

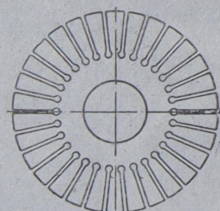
*II — Удлинение вычислено из расчета, что шейка расположена посередине образца.

6. Длина наиболее нагруженных участков деталей.

Рассмотренное явление текучести позволяет сделать следующий практический вывод: те части конструктивных деталей, которые испытывают наибольшее напряжение, должны иметь возможность давать большое удлинение. Наибольшее напряжение не должно располагаться на коротком участке детали; оно не должно также сосредотачиваться около прорезей и вообще резких переходов. Роторные диски турбин испытывают наибольшее напряжение вблизи внутреннего диаметра; пазы для шпонки не должны ослаблять диск, а потому края их нужно снабжать закруглениями, чтобы ослабить влияние прорези. Диск, изображенный на



Фиг. 21. Индукторный диск, нагруженный призмами, для испытания на угонную скорость.



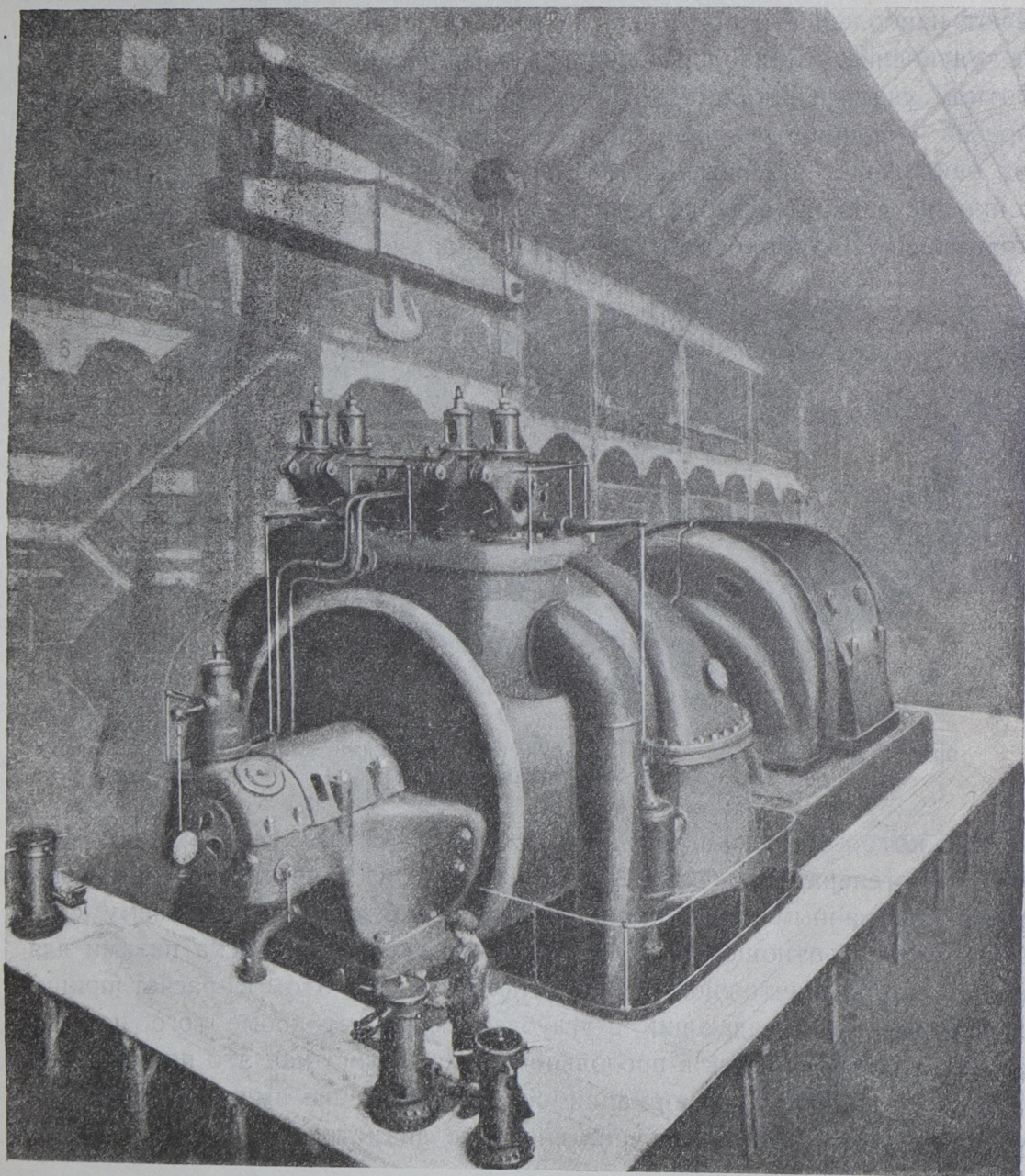
Фиг. 22. Диск диаметром 460 мм для испытания на угонную скорость до разрушения.

фиг. 21, который насаживается на вал, является активной частью большого турбогенератора (фиг. 201 и 208). Он закрепляется четырьмя хорошо пригнанными шпонками, которые препятствуют малейшему смещению диска в отношении вала. Ослабление сечения диска пазы для шпонок весьма ничтожно. Однако, несмотря на это, в расчет принимался диаметр, совпадающий с углублением пазов; кроме того, поверхность вала фрезеровалась в продольном направлении, как это показано на фиг. 21. Для упругих деформаций большое значение имеет не величина внутреннего диаметра, а величина внешнего диаметра.

7. Опыт с насаженным на вал и вращающимся диском.

На фиг. 6 показана опытная установка для угонной пробы диска, изображенного на фиг. 21, диаметром в 2000 мм. Этот диск образует активную магнитную часть индуктора турбогенератора на 60 000 kVA (фиг. 23); диск насаживался на вал, так как невозможно получить целую надежную поковку столь большого диаметра (см. фиг. 208).

Известно, что, если отношение между диаметрами вала и внутренним диаметром такого диска избрано неправильно, то во время разгонной пробы диск может освободиться на валу; индукторы электрических машин



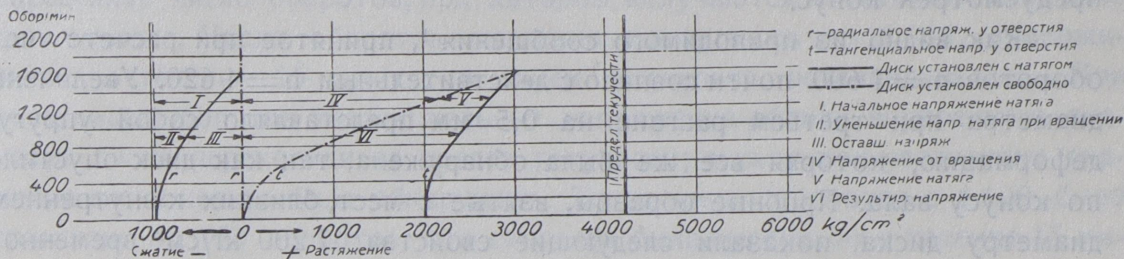
Фиг. 23. Турбодинамо на 60 000 kVA в мастерских турбостроительного завода.

подобной конструкции требуют поэтому весьма тщательного подбора правильных размеров внутреннего диаметра диска и диаметра вала. Вопрос этот необходимо было разрешить во всех его деталях до опыта.

Индуктор вышеупомянутого турбогенератора имел нормальное число оборотов, в минуту $n = 1\,000$. Разгонная проба производилась при числе

оборотов, повышенном на 50%, т. е. при 1 500 оборотах в минуту. Соответствующие расчеты производились по этому числу оборотов.

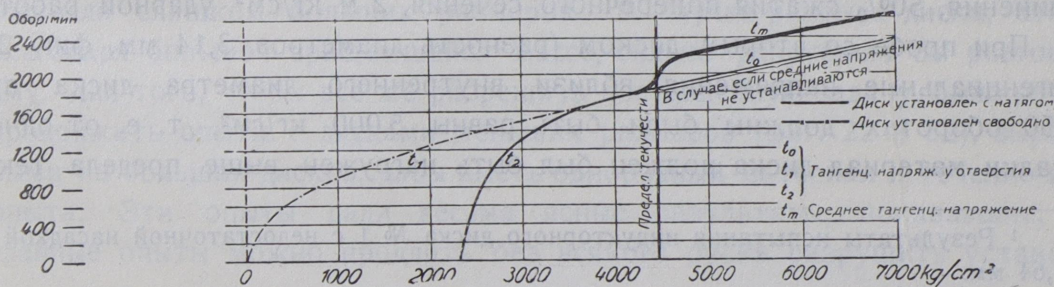
Как видно из диаграммы фиг. 24, первый расчет диска был произведен так, чтобы при числе оборотов $n=1\,600$ диск стал свободным на валу. Такое решение давало некоторую страховку в отношении неточности в производстве и расхождения расчетов с действительностью. С другой



Фиг. 24. Диаграмма напряжений индукторного диска у внутреннего отверстия при различных числах оборотов. Натяг = 1,64 мм.

стороны, поднять это число оборотов значительно выше нельзя было, так как оно обуславливает первоначальные напряжения при насадке диска.

Для определения предела текучести, т. е. той нагрузки, при которой все волокна — как внутренние, так и внешние — нагружались до предела текучести материала и при которой происходило уравнивание напряжения была построена вторая диаграмма (фиг. 25). Как видно из этой диаграммы вблизи внутреннего диаметра диска тангенциальное напряжение составляет: в спокойном состоянии его при разности в диаметрах в 2 мм — около



Фиг. 25. Диаграмма напряжений индукторного диска у внутреннего отверстия. Переход к среднему напряжению. Натяг = 2 мм.

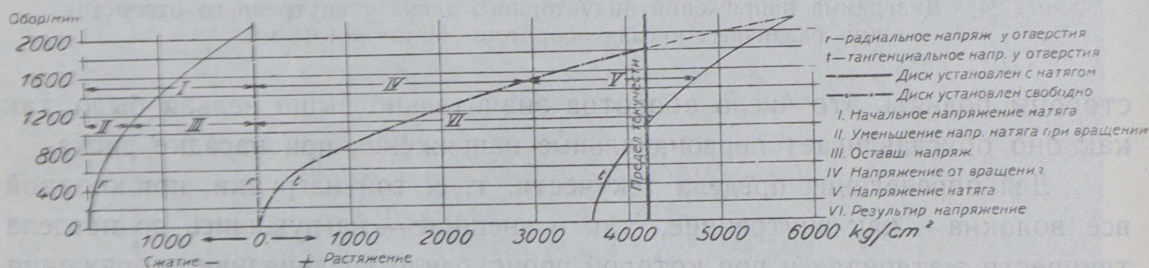
2 320 кг/см², при числе оборотов $n=1\,000$ оно равно 2 680 кг/см², а при $n=1\,800$ было достигнуто значение предела текучести материала. На фиг. 26 указаны те напряжения, которые возникнут в диске при еще большей разнице между внутренним диаметром диска и валом.

Для того чтобы выяснить, насколько расчеты совпадают с действительностью, был произведен такой опыт: один из индукторных дисков, изготовленный на металлургическом заводе, был подвергнут обычной обработке, нагрузка же диска призмами и обмоткой была заменена более тяжелыми призмами. Далее обычным порядком был приготовлен вал таких

размеров, что его диаметр был на 1,64 мм больше внутреннего диаметра диска (фиг. 24).

Для определения, при каком числе оборотов диск освободится на валу, он был установлен в специальной яме. Положение вала было избрано вертикальное для того, чтобы при ослаблении диска последний мог благодаря своей тяжести (1 700 кг) переместиться вниз. На валу был предусмотрен конус.

Как видно из приводимого сообщения ¹, принятое при расчете число оборотов $n = 1\,600$ почти совпало с действительным $n = 1\,620$. Увеличение диаметра при третьем разгоне на 0,5 мм представляло собой упругую деформацию, которая все же была обнаружена, так как диск опустился по конусу вала. Пробные образцы, взятые с мест, близких к внутреннему диаметру диска, показали следующие свойства: $7\,200 \text{ кг/см}^2$ временного



Фиг. 26. Диаграмма напряжений индукторного диска у внутреннего отверстия, при различных числах оборотов. Натяг = 3,14 мм.

сопротивления разрыву, $4\,900 \text{ кг/см}^2$ предела текучести, $20,5\%$ относительного удлинения, 50% сжатия поперечного сечения, 2 м кг/см^2 ударной работы.

При пробе со вторым диском (разность диаметров 3,14 мм, фиг. 26) тангенциальные напряжения вблизи внутреннего диаметра диска при 1 650 оборотах должны были быть равны $5\,000 \text{ кг/см}^2$, т. е. от одной насадки материал диска должен был быть нагружен выше предела теку-

¹ Результаты испытания индукторного диска № 1 с недостаточной насадкой = 1,64 мм.

Разгон I.

Число оборотов медленно повышалось до 1 550, и эта скорость была выдержана в течение 15 минут. Приборы не показывали изменения внутреннего диаметра диска.

Разгон II.

Число оборотов медленно повышалось до 1 650, и эта скорость была выдержана в течение 15 минут. При остановке было найдено, что диск опустился на 45 мм. Увеличение размеров диска произошло в интервале 1 550—1 650 оборотов: расчетное число было равно 1 600. Диаметр диска увеличился при этом на 0,5 мм. Звонковое приспособление, которое должно было сигнализировать опускание диска, бездействовало из-за разрыва провода.

Разгон III.

Было замечено нагревание диска от трения воздуха после 15 минут вращения при 1 550 оборотах: температура помещения 20°C , температура диска 35°C , т. е. нагрев на 15°C .

чести. Кривые, представленные на фиг. 26, имеют силу лишь в местах, проведенных жирно, так как на этих участках еще действителен закон Гука. Для простоты мы здесь считаем, что закон пропорциональности действителен до предела текучести.

Цель этого испытания — определить увеличение внутреннего диаметра диска при переходе через предел текучести, т. е., другими словами, определить число оборотов, при котором получают остаточные деформации в диске. Число оборотов медленно повышалось до 1100, выдерживалось в течение 15 минут, и затем установка останавливалась. При этом числе оборотов тангенциальные напряжения вблизи внутреннего диаметра диска переходили за предел текучести; между тем увеличение диаметра диска нельзя было обнаружить. Тогда число оборотов с 1100 было повышено на 150 оборотов; эта скорость была выдержана в течение 15 минут, и затем установка была остановлена.

Таким образом число оборотов доходило до 1650, что соответствует тангенциальным напряжениям в 5000 кг/см^2 . Измерение и здесь показало, что размеры диска не изменились, хотя предел текучести был явно превышен. Это обстоятельство объясняется, повидимому, тем, что тангенциальные напряжения вблизи внутреннего диаметра диска при достижении предела текучести перестают возрастать, так как нагрузка распределяется на соседние волокна диска (см. фиг. 25).

Диск, кроме насадки в горячем состоянии, укреплялся еще на валу четырьмя шпонками; однако такое закрепление пришлось вскоре отставить, так как в углах шпоночной канавки возникавшие напряжения достигли слишком больших размеров. В случае разрыва диска, авария, благодаря большой вращающейся массе, сильно разрушила бы разгонную яму. Для того, чтобы все же разрешить поставленную задачу, было решено продолжить опыты с дисками меньших размеров (фиг. 22 и 32), вырезанными из больших дисков, дабы иметь однородный материал в течение всего опыта. Эти опыты дали весьма ясные результаты, показавшие, что главные опыты можно продлить без всякого риска разрушить установку.

Разгон IV.

Было определено нагревание диска от трения воздуха после 15 минут вращения при 1650 оборотах: температура помещения 23°C , температура диска 37°C , и таким образом нагрев равен 14°C .

Благодаря нагреву диск был вновь поднят до первоначального положения, и на охладившемся диске было определено, что размеры его не изменились.

Разгон V.

Число оборотов медленно повышалось до 1460, затем оно было поднято до 1510 и наконец до 1600; при этом диск не менял своего положения на валу.

При следующем разгоне до 1620 оборотов ясно обнаружилось сильное сотрясение установки при одновременном действии звукового сигнала, указывавшего на смещение диска. При остановке было обнаружено смещение диска на 45 мм. Температура диска была на 10°C выше окружающей среды.

8. Ход разрушения пробной модели ¹.

Два совершенно одинаковых пробных диска (фиг. 22 и 27) с промежуточной цилиндрической буксой были насажены на вал, предварительно нагретые до 300°С, при чем диск № 1 разгонялся 20 раз, а диск № 2 — 200 раз. Разгон производился до некоторого числа оборотов, при котором диск освобождался на валу, поворачиваясь при этом на небольшой угол относительно вала. Освобождение диска обнаруживалось сильным шумом и беспокойным ходом, а также мгновенным угоном турбины, которая вращала установку. Освобождение диска можно было производить небольшим изменением числа оборотов; этим способом можно было диск по желанию укреплять и освобождать на валу. Этими опытами было установлено остаточное удлинение диска в зависимости от чисел оборотов его.

¹ Описание опытов — модельный диск № 2.

Разгон	$n =$	Примечания.
I	только насажено	Тонкий вал искривился при насадке, невозможно было получить спокойный ход. Вал заменить новым.
II	9 000	Диск освободился на валу после 20-минутного вращения при 9 000 оборотов.
III	9 300	
IV	9 540	Число оборотов было повышено до 9 750. При 9 600 оборотах сильное сотрясение всей системы, которая до этого вращалась спокойно. Диаметр увеличился на 1,23 мм.
V	10 050	Сильное повышение числа оборотов по сравнению с IV.
VI	10 050	
VII	10 150	При достижении 10 150 оборотов диск освободился, число оборотов (вала без диска) мгновенно повысилось до 10 500 и затем вновь упало. Установка диска.
VIII	10 200	При 10 200 оборотах крайне беспокойный ход из-за освобождения диска. Повышение числа оборотов невозможно, несмотря на удвоение величины давления пара.
IX	10 320	Освобождение диска было замечено мгновенным повышением стрелки счетчика оборотов (угон вала без диска).
X	10 500	
XI	10 500	Спокойный ход до 10 500 оборотов, после чего сильное сотрясение благодаря освобождению диска. Повысить число оборотов не удалось даже при двойном давлении пара.
XII	9 900	Сильное падение числа оборотов по сравнению с XI.
XIII	9 900	
XIV	9 960	
XV	9 600	
XVI	9 600	Несмотря на удвоенное давление пара, число оборотов повысить не удалось.
XVII	9 900	
XVIII	9 960	Достаточно на очень короткое время немного повысить число оборотов, чтобы увеличить размеры диска.
XIX	9 960	Освобождение диска обнаруживается сильным шумом; сдвиг по окружности на 4 мм. Дрожание диска на валу.

Зависимость между деформацией и нагрузкой диска не вполне пропорциональна. В течение опытов не удавалось разрушить диск собственным весом. Пришлось увеличить размеры зубцов, при чем размеры основания зубцов влияли, конечно, на общее удлинение (фиг. 27).

Предположение, что находящееся под зубцами кольцообразное тело диска остается неизменным и в удлинении участия не принимает, почти соответствует истине.

Для сравнения остаточного удлинения модельного диска с удлинением пробных образцов, вырезанных из этого диска, были построены диаграммы зависимости напряжения от удлинения, отнесенные и к первоначальной площади и к площади в данный момент. На фиг. 27 и 28 указаны напряжение и относящиеся к ним удлинения. На фиг. 28 верхняя кривая дана

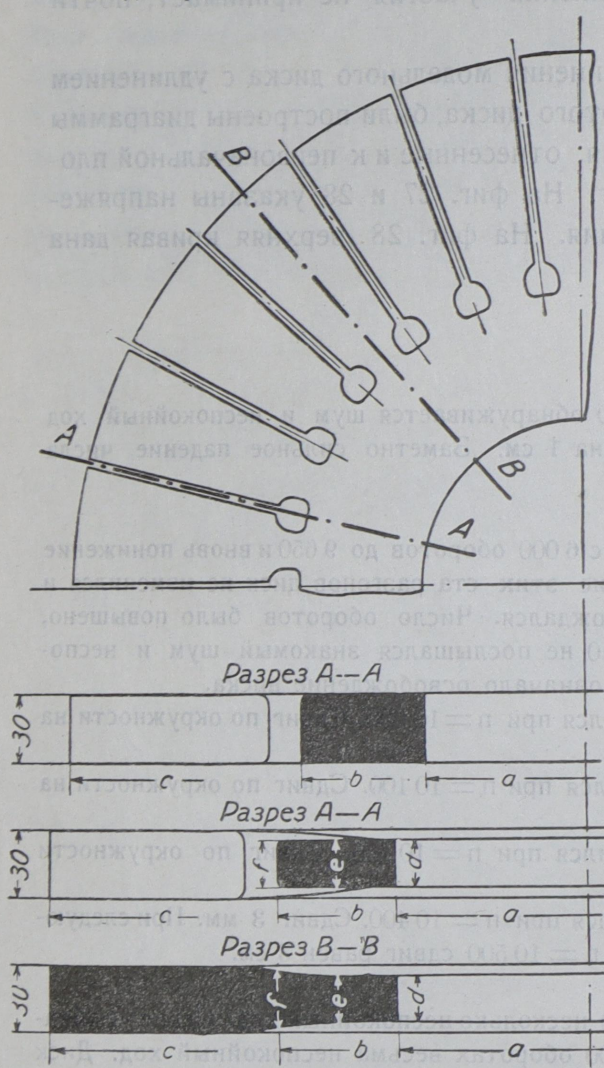
XX	9 600	При $n = 9\,600$ обнаруживается шум и беспокойный ход. Диск сдвинулся на 1 см. Заметно сильное падение числа оборотов.
XXI	9 600	
XXII	9 600	
XXIII	9 600	
XXIV	9 700	Сто разгонов с 6 000 оборотов до 9 650 и вновь понижение до 6 000. В течение этих ста разгонов диск не изменился и на валу не освобождался. Число оборотов было повышено, пока при $n = 9\,840$ не послышался знакомый шум и беспокойный ход, что означало освобождение диска.
XXV	9 840	
XXVI	10 000	Диск освободился при $n = 10\,000$. Сдвиг по окружности на 20 см.
XXVII	10 100	Диск освободился при $n = 10\,100$. Сдвиг по окружности на 1,5 см.
XXVIII	10 400	Диск освободился при $n = 10\,400$. Сдвиг по окружности 1,5 см.
XXIX	10 500	Диск освободился при $n = 10\,400$. Сдвиг 3 мм. При следующем разгоне при $n = 10\,500$ сдвиг равен 3 см.
XXX	10 100	При $n = 10\,350$ несколько беспокойный ход. Сдвиг не обнаружен. При 10 400 оборотах весьма беспокойный ход. Диск обнаружен совершенно свободным на валу.
XXXI	10 400	
XXXII	9 750	При 9 750 оборотах беспокойный ход, диск обнаружен свободным на валу.
XXXIII	9 500	При $n = 9\,500$ беспокойный ход, диск свободный на валу.
XXXIV	9 300	При $n = 9\,300$ беспокойный ход; повысить число оборотов не удалось даже при двойном давлении пара; сдвиг диска на 3 см в направлении вращения.
XXXV	9 000	При $n = 9\,000$ сильно беспокойный ход, число оборотов медленно падало несмотря на увеличение давления пара. Диск совершенно свободен на валу.
XXXVI	8 850	При $n = 8\,850$ весьма беспокойный ход, медленное падение числа оборотов, даже при увеличении давления пара. Диск совершенно свободен на валу.

для случая эффективного напряжения. Цифры, поставленные около некоторых точек, показывают внутренний диаметр пробного диска при данной нагрузке.

На фиг. 29 указаны места взятия проб для разрыва от пробного диска, доведенного до разрушения. На фиг. 30 и 31 изображены разрывные диаграммы этих образцов. Кривые легли на некотором расстоянии

друг от друга, при чем кривая образца С соответствует материалу в его первоначальном состоянии. Разница в свойствах этих образцов зависит от наклепа, которому подверглись различные места пробного диска при его разгоне. То же явление можно видеть на фиг. 58 и 59 при испытании на усталость и на удар наклепанного материала.

Пробный диск после деформации был отшлифован с наружной поверхности на наждачном камне; растянутые места — основания зубцов — обточке не подверглись. Деформации в отдельных частях диска приведены на фиг. 27.



	До испытания	После посл. испытания	
	Разрез А-А	Разрез А-А	Разрез В-В
a	140 ф	169,39 ф	169,39 ф
b	250 ф	274,22 ф	274,22 ф
c	460 ф	479,00 ф	479,00 ф
d	30	27,429	27,429
e	30	27,410	27,410
f	30	27,354	29,130

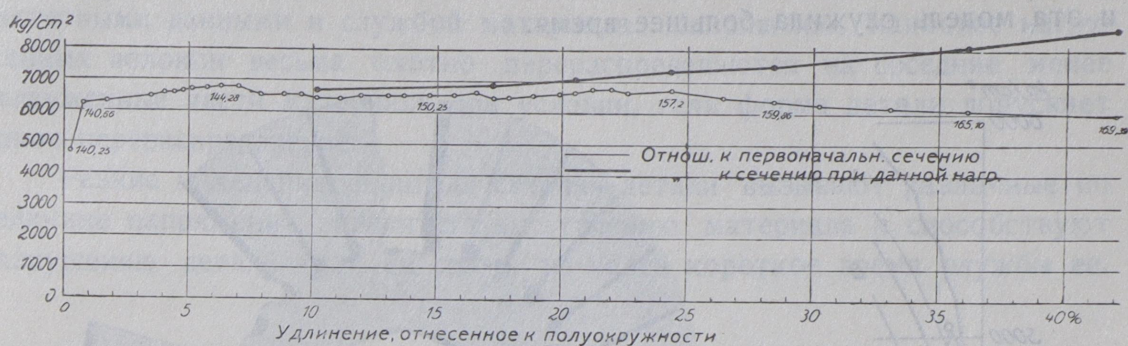
Фиг. 27. Форма сечения пробной модели № 2.

Наибольшую деформацию, а следовательно и наибольшее напряжение диск испытывал вблизи внутреннего диаметра, откуда вырезан образец А: наибольшее напряжение соответствует наибольшему пределу текучести этого образца.

Пределы текучести образцов А, В, С, относящиеся к фиг. 30, в большем масштабе изображены на фиг. 31.

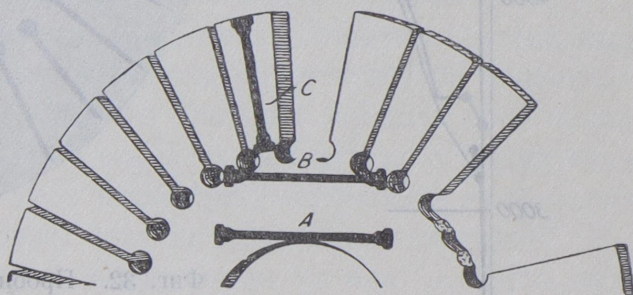
Здесь мы еще раз повторим, что по данным испытания пробных образцов можно судить о распределении напряжения в испытуемом диске. Величина предела текучести пробного образца указывает на наибольшее

напряжение, которое испытывала модель в месте взятия пробы. Поэтому по свойству такого образца нельзя судить о первоначальных свойствах материала, из которого был изготовлен диск.



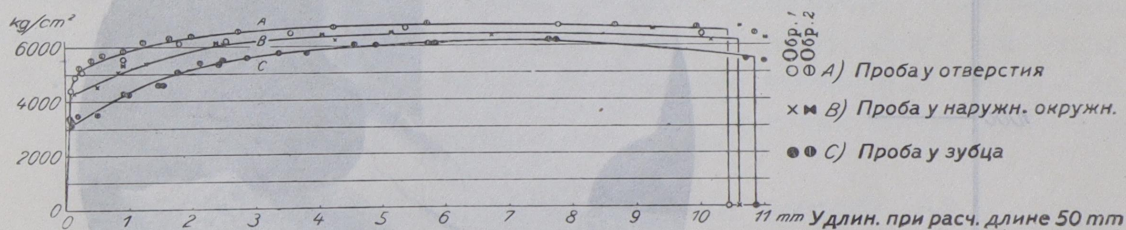
Фиг. 28. Удлинения и напряжения в пробной модели № 2.

Другие способы определения напряжения для случая, когда нагрузка превышает предел текучести, заключаются или в рекристаллизации материала при помощи специального нагрева, или в травлении реактивом Фри¹. Эти способы однако были неизвестны в то время, когда производились опыты.



Фиг. 29. Место взятия пробных образцов в пробных моделях №№ 1 и 2.

На фиг. 32 указан первый диск после его разрушения; как видно из фотографии, не кольцеобразное тело диска разрушилось, а оторвались зубцы у их основания, где напряжение составляло всего-на-всего 74% от напряжения в теле диска. Расчетное напряжение на разрыв при наивысшем из

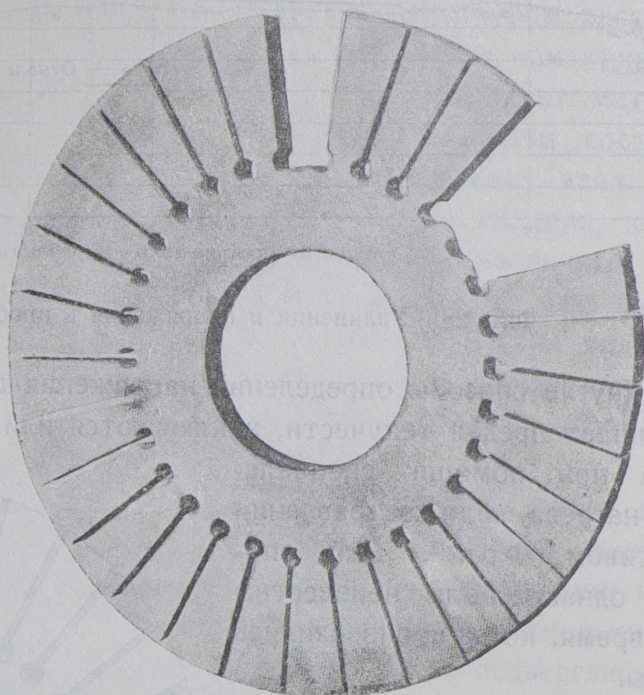
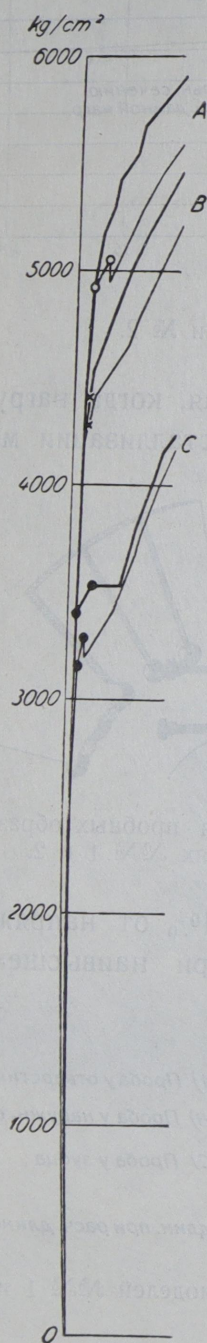


Фиг. 30. Диаграмма растяжения пробных образцов А, В и С моделей №№ 1 и 2.

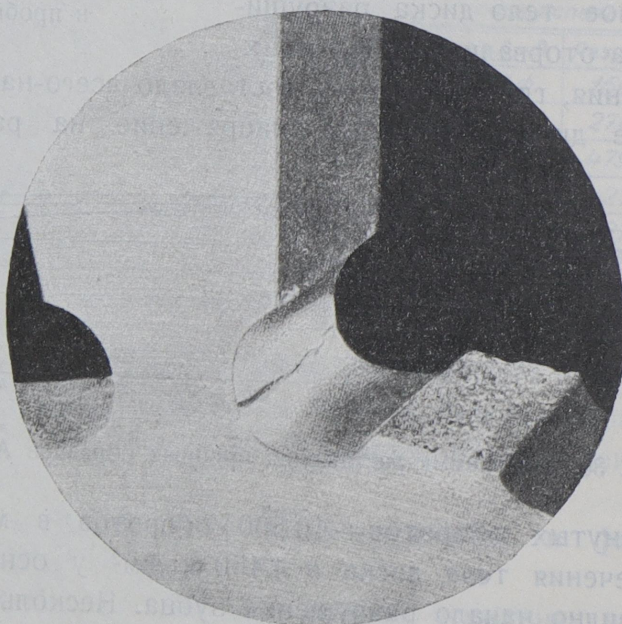
достигнутых оборотов—10 500 оборотов в минуту—равно 5 950 кг/см² для сечения тела диска и 4 400 кг/см² у основания зубцов. На фиг. 33 ясно видно начало разрушения зубца. Несколько правее виден характер-

¹ Dr. Ing. Ad. Fry. Kruppsche Monatshefte, Juli 1921; St. u. E. № 32, 1921, стр. 1093, 1921.

ный излом постепенно разрушавшегося материала. Острые края основания зубцов и послужили началом разрушения, так как от них начали появляться трещинки в материале; в модели № 2 эти края были закруглены, и эта модель служила большее время.



Фиг. 32. Пробная модель № 1 после испытания.



Фиг. 33. Излом зубца пробной модели № 1.

Фиг. 31. Пределы текучести образцов А, В и С, вырезанных из пробных моделей №№ 1 и 2.

Заключение.

Вышеприведенные соображения указывают на зависимость между расчетными данными и службой материала. Напряжения наиболее нагруженных волокон весьма охотно перераспределяются на соседние менее нагруженные части материала при условии, если форма детали допускает такое перераспределение.

Резкие изменения площади сечения детали вызывают различные по величине напряжения, препятствуют течению материала и способствуют разрушению детали если не сразу, то через короткое время службы ее.

II. Сопротивление удару.

9. Испытание на удар и сопротивление удару.

Пороки, вызванные неправильной ковкой или отжигом, а также загрязнение материала различными вредными примесями проще всего обнаруживаются пробой на удар, которая имеет еще и то преимущество перед пробой на разрыв, что для своего выполнения требует значительно меньше материала, нежели испытание на разрыв.

Ударная проба, являясь весьма характерной для проверки различных поставок одного какого-либо материала, выдвигает требование для получения результатов, поддающихся сравнению, всегда пользоваться одной какой-либо формой образца, так как размеры образца, форма прорези, сила удара, обуславливаемая весом бабы, скорость удара и т. д. имеют сильнейшее влияние на результаты испытания.

Испытывать материал на удар можно или одним ударом, разрушающим образец, или же несколькими более легкими ударами, до появления на образце первой трещины, продолжая удары до полного разрушения его. Испытание многими ударами обладает тем преимуществом, что оно позволяет измерять угол изгиба, который является весьма характерным для суждения о качестве материала. Суждение по появившейся трещине о начале разрушения образца однако весьма субъективно, и эту трещину нельзя смешивать с трещинами, появляющимися у края образца после первых двух-трех ударов бабы. Поэтому испытание большей частью производится до полного разрушения образца, при котором можно наблюдать еще и другие характерные картины.

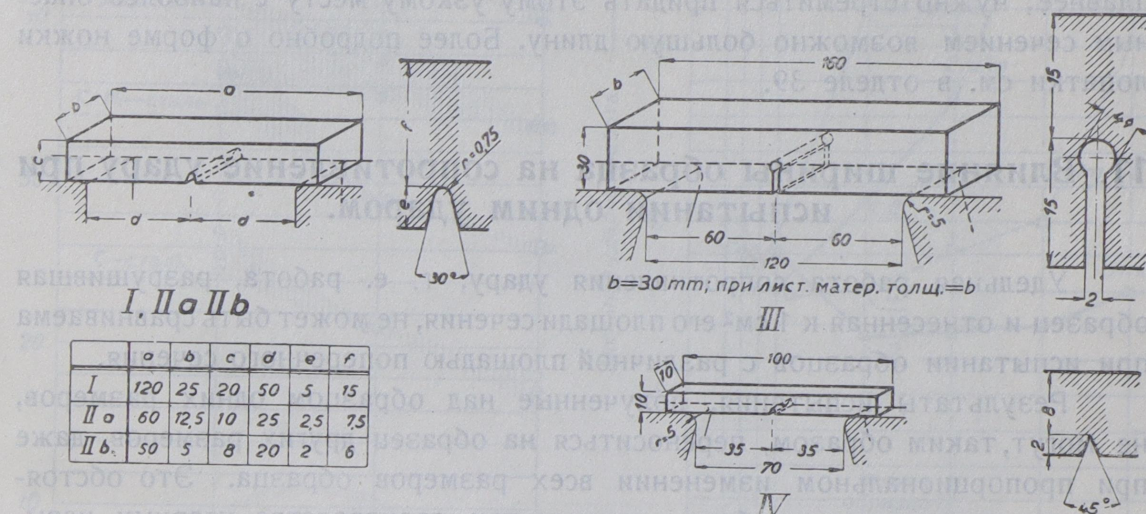
10. Форма прорези и величина образцов.

Для ударной пробы на турбинном заводе AEG начиная с 1906 года¹ применяется образец формы I, изображенный на фиг. 34. Так как прорезь на этом образце получается фрезеровкой при помощи одного и того же фрезера, то все прорези получаются вполне тождественными. Нужно все же отметить, что весьма удобным является и образец Германского

¹ Lasche O.: Z. V. D. I., 1906, стр. 1358/61.

общества по испытанию материалов (Deutscher Verband für Materialprüfung der Technik), установленный в 1907 году и изображенный на фиг. 34 — III, размерами $30 \times 30 \times 160$ мм, с прорезью, просверленной сверлом диам. 4 мм и затем пропиленной¹. Менее целесообразным в этом образце является то, что ширина его равна толщине, ибо при этом очень легко перепутать положение прорези, а кроме того образец толщиной в 30 мм возможно вырезать не из каждой конструкционной детали.

Так как образец формы I на фиг. 34 не всегда может быть применен благодаря своей величине, то в практику ударной пробы был введен образец формы IIa. Для прорези был применен тот же самый фрезер, с той лишь разницей, что глубина прорези вместо 5 мм была установлена



Фиг. 34. Размеры и формы образцов для испытания на удар.

в 2,5 мм. Прямоугольное сечение образца вместо квадратного было оставлено по причинам, упомянутым выше.

На фиг. 34 указана еще форма IV для совершенно малых образцов Германского общества по испытанию материалов. В приводимых испытаниях величина образцов указывается следующим образом:

Форма I AEG-Tf, нормальный образец (1906).

Форма IIa и b AEG-Tf, малый образец (1912).

Форма III DVM (1907).

Форма IV DVM, малый образец.

Международное общество испытания материалов на ряду с образцом формы III предложило другой образец, размеры которого были уменьшены в отношении 1:3, т. е. $10 \times 10 \times 53$ мм, с просверленным отверстием диам. 1,33 мм, при площади сечения 5×10 мм. Подобный же образец, просверленный лишь двухмиллиметровым сверлом, считается нормальным во Франции.

¹ Ehrensberger, Druckschrift 35 des DVM, 1907.

Англия применяет образцы сечением 10×10 , 5×10 и 5×5 мм с острой прорезью, закругленной радиусом в 0,25 мм.

Прекрасным образцом конструкции, указывающей влияние формы прорези на прочность, может служить ножка лопатки паровой турбины (фиг. 137). Если вместо тупого угла формы *a* взять форму *b* с радиусом закругления, равным 4 мм, то сопротивление изгибу увеличивается в несколько раз. Если при этом еще и закруглить края — форма *c*, — то сопротивление изгибу увеличивается опять в несколько раз. Подобного увеличения прочности можно достигнуть и большими радиусными закруглениями. Наиболее узкое место нужно закруглить возможно лучше, дабы переход от меньшего сечения к большему получался возможно плавнее; нужно стремиться придать этому узкому месту с наиболее опасным сечением возможно большую длину. Более подробно о форме ножки лопатки см. в отделе 39.

11. Влияние ширины образца на сопротивление удару при испытании одним ударом.

Удельная работа сопротивления удару, т. е. работа, разрушившая образец и отнесенная к 1 см^2 его площади сечения, не может быть сравниваема при испытании образцов с различной площадью поперечного сечения.

Результаты испытания, полученные над образцом одних размеров, не могут, таким образом, переноситься на образец других размеров, даже при пропорциональном изменении всех размеров образца. Это обстоятельство заслуживает особого внимания при производстве ударных испытаний.

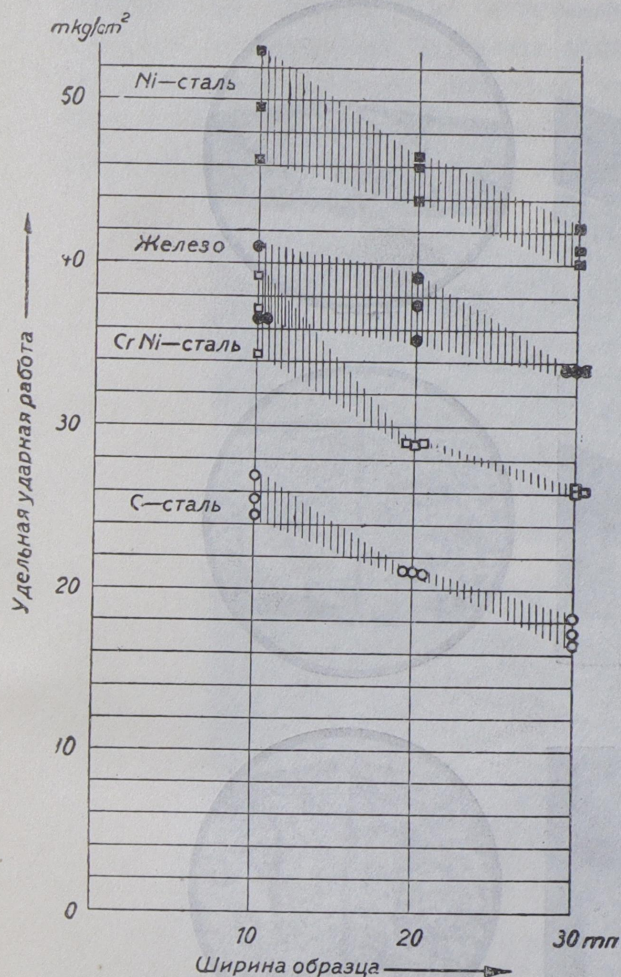
Работы Эренсбергера, а также других, над образцами из различных материалов показывают увеличение удельной работы сопротивления удару при уменьшении ширины образца с 3 см до 1 см (см. фиг. 35). Бауман¹, работая с образцами, которые, кроме обычной прорези (фиг. 36) еще имели отверстие, перпендикулярное к прорези, нашел, что не только образцы с таким отверстием давали лучшую удельную работу, но и суммарная работа разрушения таких образцов была выше, чем у образцов, не имеющих этого добавочного отверстия.

12. Влияние ширины образца на сопротивление удару при испытании многими ударами.

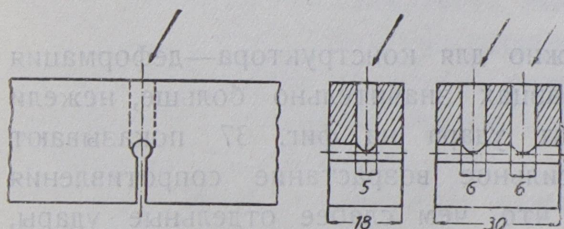
Для того чтобы определить влияние ширины образца, а также величины отдельных ударов на сопротивление удару, из однородного материала (вал — 3%-никелевая сталь) было изготовлено большое число образцов различной

¹ Z. V. D. I., 1912, стр. 1311/14.

толщины, и они испытывались отдельными ударами в 1, 2, 3 и 5 кг м.; Ширина образцов в этих опытах колебалась от 5 мм до 25 мм форма образцов была принята Tf — I (фиг. 34). Результаты испытания одинаковыми ударами над образцами различной ширины изображены кривыми

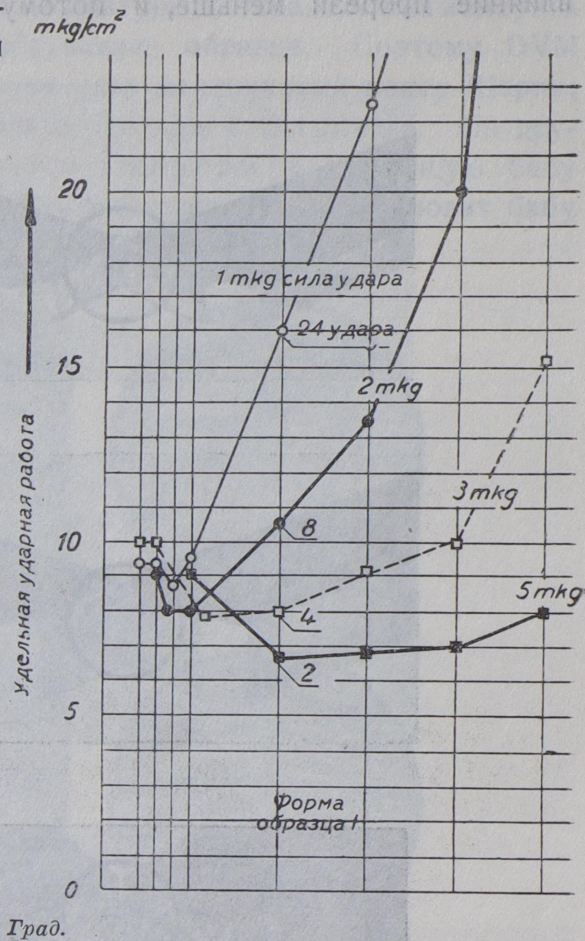


Фиг. 35. Влияние ширины образца на значение сопротивления удару при пробе одним ударом по Эренсбергеру.



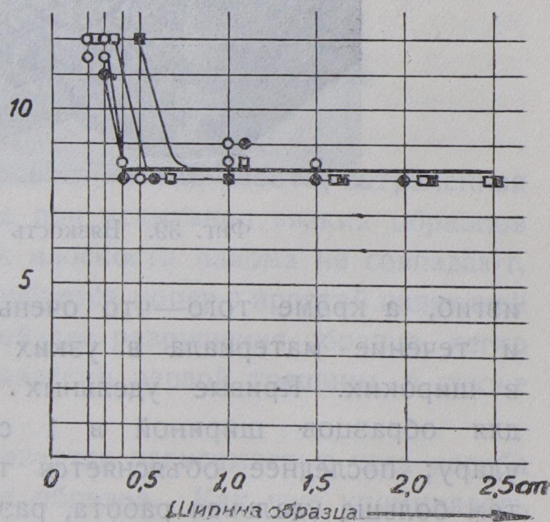
Фиг. 36. Площадь поперечного сечения, ослабленная сверловкой отверстий. Сопротивление удару при этом повышается. По Бауману.

Материалы и конструкции.



Град.

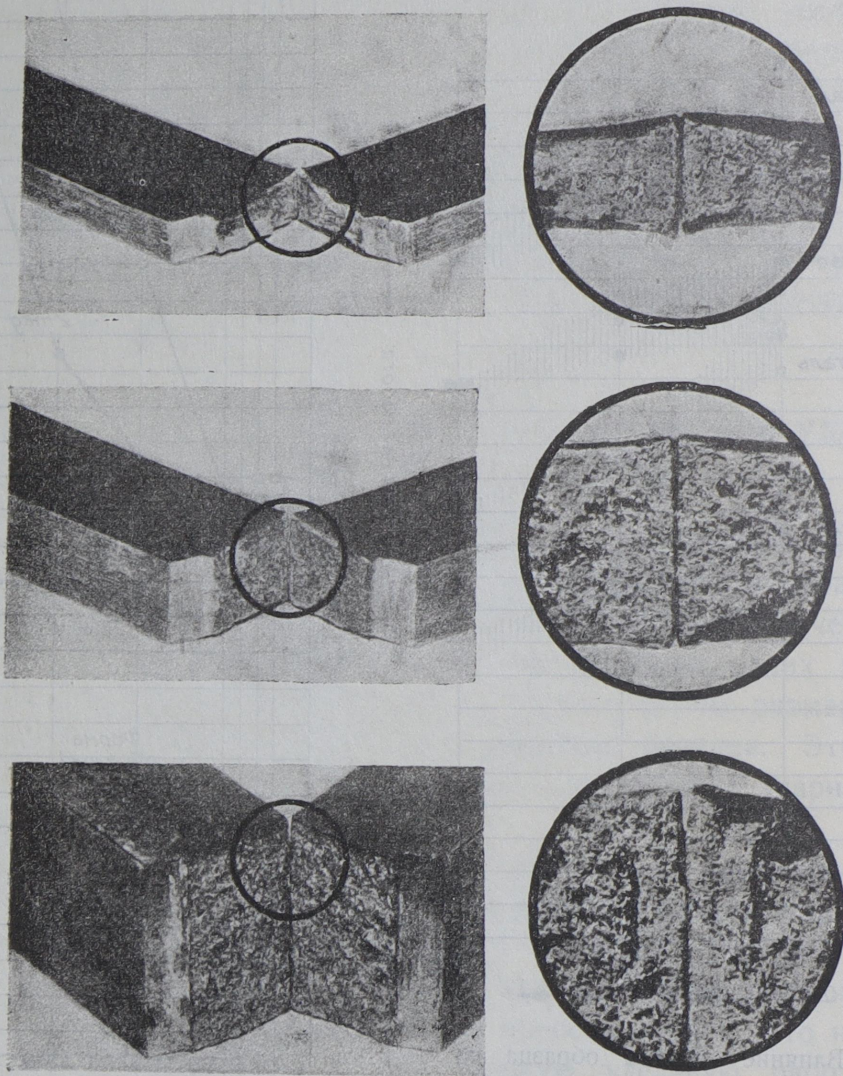
Угол изгиба



Фиг. 37—38. Влияние ширины образца на значение сопротивления удару и угла изгиба при испытании многими ударами.

Гоме
ПОДАШЕНО
1946 г.
Адрес
Инвент. № 1453

на фиг. 37. На фиг. 38 кроме того изображены углы загиба при появлении первой трещины. Некоторое повышение сопротивления удару образцов, ширина которых меньше 1 см, объясняется тем, что при узких образцах влияние прорези меньше, и потому они скорее работают на простой

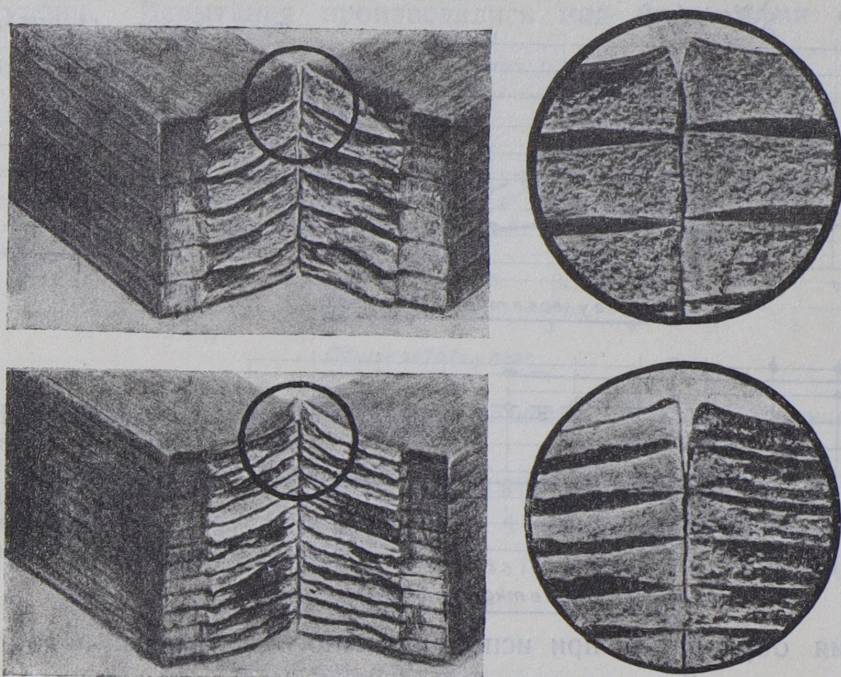


Фиг. 39. Вязкость материала ударных образцов.

изгиб, а кроме того—что очень важно для конструктора—деформация и течение материала в узких образцах значительно больше, нежели в широких. Кривые удельных работ удара на фиг. 37 показывают для образцов шириной в 1 см сильное возрастание сопротивления удару; последнее объясняется тем, что, чем слабее отдельные удары, тем больше удельная работа, разрушающая образец. Кривые угла изгиба идут для образцов шире 0,5 см горизонтально. Фотографии (фиг. 39 и 40) весьма ясно характеризуют величину деформации материала в зависимости от толщины образца.

13. Преимущества способа испытания многими ударами перед способом испытания одним ударом.

Испытание одним ударом требует аппаратуры, которая должна измерить работу, не использованную на разрушение образца. Поэтому DVM избрало для производства испытания на удар маятниковый копер Шарпи; в Англии применяются подобные аппараты Изода и Ольсена. Из других аппаратов назовем маховое колесо Гильери и падающую бабу Фремонта. Копер Фремонта после разрушения образца ловит бабу упругой пружиной и измеряет сокращение последней.



Фиг. 40. Вязкость материала образцов, составленных из пластин (призматические пакеты индукторов).

При испытании одним ударом измеряется только работа, затраченная на разрушение образца; угол же изгиба при испытании вязких образцов почти не поддается измерению, так как плоскости излома не совпадают.

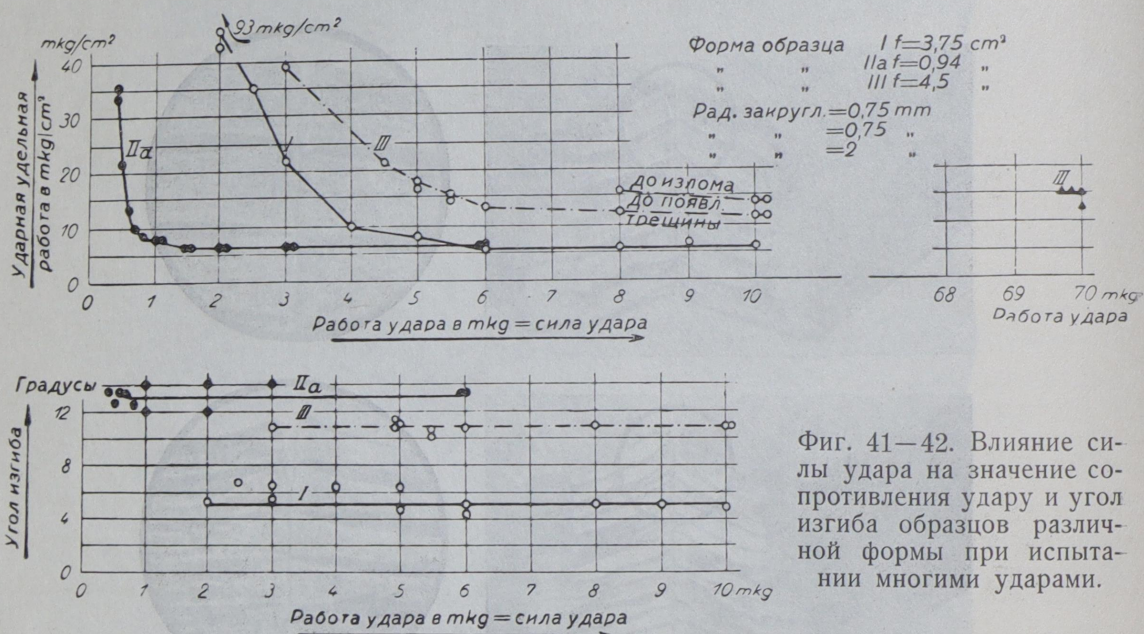
При испытании многими ударами требуется копер с простой падающей бабой¹, и здесь кроме работы, потребной для разрушения образца, легко измеряется угол изгиба образца при появлении первой трещины, а также и при полном разрушении его.

Хрупкость же материала характеризуется зависимостью угла изгиба от работы, потраченной на разрушение образца. Как уже упоминалось выше, результаты испытания способом одного удара не могут быть срав-

¹ Lasche, O.: Z. V. D. I., 1906, стр. 1360.

ниваемы со способом многих ударов, а последние, кроме того, не поддаются сравнению, если испытания производились различными по силе ударами.

На фиг. 41 и 42 указаны результаты испытания многими ударами трех различных по форме образцов, изготовленных из однородного материала и испытанных различными по величине ударами. Найденные кривые указывают, что начиная от определенного значения силы удара удельная работа для всех образцов получает одно и то же значение и это значение совпадает с результатами, полученными испытанием одним ударом на маятниковом копре. При этом необходимо отметить, что при испытании одним ударом работа измерялась до полного



Фиг. 41—42. Влияние силы удара на значение сопротивления удару и угол изгиба образцов различной формы при испытании многими ударами.

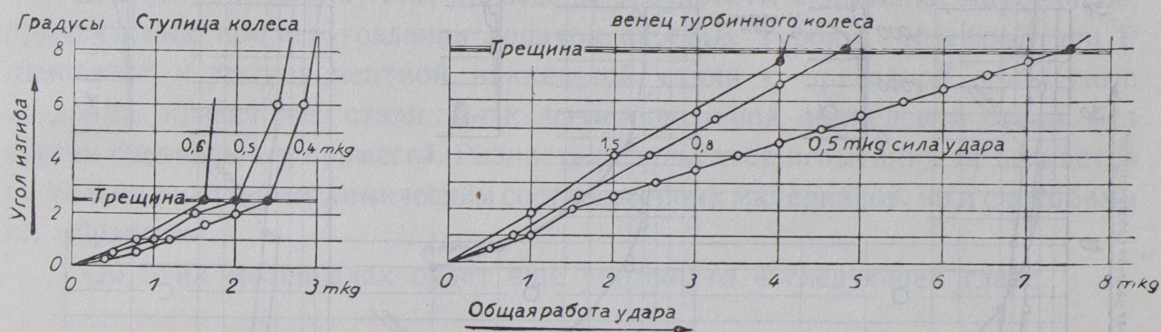
разрушения образца, а при испытании многими ударами — до появления первой трещины. Эта разница для образца формы III указана на фиг. 41 второй линией. Вполне понятно, что работа, затраченная на полное разрушение образца одним ударом, должна сильно отличаться от работы, окончательно разрушившей образец многими более легкими ударами. Это явление — подобно явлению, наблюдаемому при испытании материала или детали на усталость. Например, некоторый материал, нагруженный на изгиб до 1500 kg/cm^2 , выдерживает бесчисленное количество перемен направления нагрузки, в то время как при нагрузке в 2000 kg/cm^2 он разрушается в течение весьма короткого времени.

14. Удельная работа сопротивления удару и угол изгиба.

Весьма интересным является то обстоятельство, что угол изгиба, измеренный при появлении первой трещины, не зависит от числа ударов, разрушивших образец, т. е. не зависит, таким образом, от силы отдельного удара (фиг. 43 и 44). Это явление можно охарактеризовать еще следу-

ющими словами: удлинение волокон, расположенных вблизи прорези, не зависит от силы ударов. Нужно еще отметить, что в среднем результаты, полученные при испытании способом одного удара и многими ударами, совпадают, и лишь угол изгиба при испытании одним ударом не может быть точно измерен. Последний имеет большое практическое значение, так как он характеризует вязкость материала и равномерность строения его, а, кроме того, образцы, испытанные лишь до появления первой трещины, позволяют в случае необходимости проверить результаты испытания.

Примером того, какое большое значение имеет угол изгиба, может служить сравнение испытания материалов обода и ступицы роторных дисков турбин. Испытания производились над маленькими образцами



Фиг. 43—44. Угол изгиба, характеризующий вязкость при ударах различной силы.

формы II с различными по силе ударами: а) 1,5 кг м, б) 0,8 кг м, с) 0,5 кг м, д) 0,4 кг м. Из фиг. 43 и 44 ясно видно, что угол изгиба проб, взятых с обода диска, равен 8° , в то время как образцы, взятые со ступицы, дают угол изгиба в $2,5^\circ$.

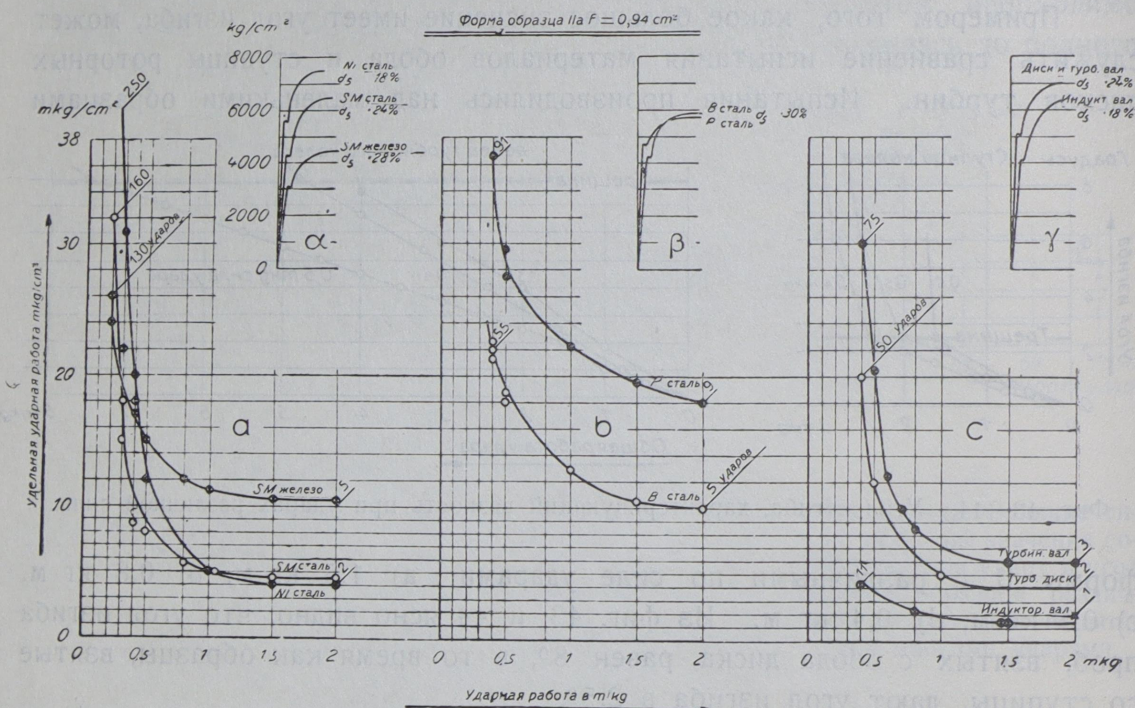
15. Испытание многими ударами.

образцов различного химического состава, вырезанных из тождественных по форме поковок (фиг. 45), и образцов одинакового химического состава, но взятых из поковок различной формы (фиг. 47).

На фиг. 45 и 47 указаны результаты ударных испытаний материалов различных конструкционных деталей. Эти испытания производились над образцами формы II. При этом определялась величина удельной работы в кг м/см^2 , разрушавшей образец одним ударом. Затем испытания продолжались способом многих ударов, при котором число ударов, разрушавших образец, доводилось до 20, 30, 50, 100 и более. Таким образом это испытание являлось переходным к испытанию на усталость, о котором подробно будет вестись речь в следующей главе.

В трехпроцентной никкелевой стали с временным сопротивлением разрыву в $6\,500—7\,000 \text{ кг/см}^2$, которая применяется для изготовления турбинных и индукторных валов, а также для изготовления турбинных

дисков, характер полученных кривых один и тот же, в то время как численное значение ударной работы (фиг. 47) при одном и том же временном сопротивлении разрыву всецело зависит от формы поковки и степени ее проковки. Для индукторных валов, от которых обычно берут поперечные пробы (тяжелые пробы), ударная проба многими легкими ударами является значительно более чувствительной, нежели проба одним ударом. При плохой проковке индукторных валов только проба многими ударами позволяет отличить материал более или менее пригодный от непригодного.



Фиг. 45—47. Оценка материала в отношении сопротивления удару при испытании многими ударами.

а) Турбинные диски из различных материалов.

б) Профильные штанги для лопаток из различных материалов.

в) Поковки из одного и того же материала, но различной формы.

Иные результаты получаются при ударной пробе тождественных по форме конструкционных деталей, но изготовленных из различных материалов (фиг. 45).

Характер кривых при увеличении силы отдельных ударов для обыкновенных углеродистых сортов стали совершенно иной, нежели для стали со специальными примесями. При более сильных ударах, в особенности при испытании одним ударом, удельные сопротивления удару для железа с временным сопротивлением разрыву в 4 500 кг/см² больше, нежели, например, в никкелевой стали с временным сопротивлением разрыву в 7 000 кг/см²; чем слабее удары, тем большее значение приобретает удельная работа для никкелевой стали, превышая весьма заметно таковую для железа. Таким образом, сопротивление удару никкелевой стали, по сравнению с обычными сортами углеродистой стали, меньше

при силе удара, вызывающей остаточные деформации, и больше в случае, если удар остаточных деформаций не вызывает, или если значение их весьма невелико. Упомянутая никкелевая сталь, отличаясь высоким сопротивлением разрыву и повышенной твердостью, обладает, конечно, меньшей вязкостью, нежели мягкое железо. Машиностроителю на первый взгляд может показаться странным, что сопротивление удару никкелевой стали составляет всего лишь $\frac{1}{3}$ от значения для железа (ср. результаты при силе удара в 2 и 1,5 кг/м), и лишь пробы с более легкими ударами показывают преимущество никкелевой стали перед обычными углеродистыми. В машиностроении же большей частью материал работает в условиях, тождественных с условиями испытания многими ударами.

На фиг. 46, кроме того, приведены результаты испытания материалов, применяемых при изготовлении лопаток паровых турбин. Кривая стали Р относится к пятипроцентной никкелевой стали с присадкой вольфрама и хрома, кривая же стали В—к пятипроцентной никкелевой стали без других специальных примесей. Разность результатов испытания объясняется не только различным химическим составом обоих материалов, но и способами их обработки.

Об этих материалах будет еще упомянуто в следующей главе.

16. Заключение.

В случае, если результатами испытания на удар пользуется конструктор для оценки качества применяемого материала, то эти испытания необходимо производить способом многих ударов, так как условия этого испытания ближе подходят к условиям службы многих машинных деталей. Это требование также принято некоторыми заводами, изготовляющими материал; они указывают количество ударов, которое выдерживает их материал и число которых определяется в специальных машинах¹. Если же ударной пробой хотят проверить однородность строения материала или сравнить его с тождественным материалом, то лучше и проще производить испытания одним ударом.

Насколько полезна проба на удар при ответственных испытаниях, показывает однородность результатов приведенных испытаний; в результатах испытаний турбинных дисков (фиг. 75) и индукторных валов (фиг. 203) ударная проба указывает на хорошую однородность испытанных поковок.

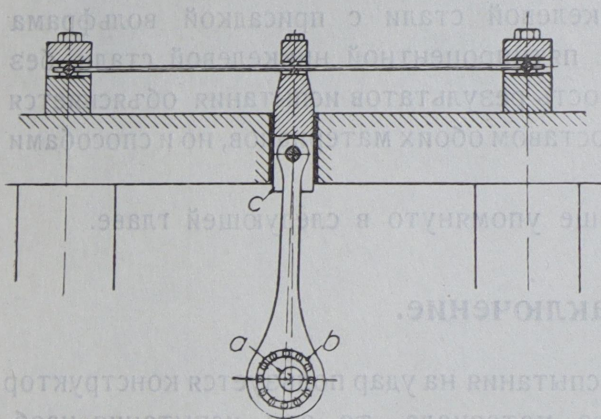
Настоящая работа не преследует цели нахождения единства между различными методами испытания; мы старались найти связь между результатами лабораторных испытаний материалов и службой их в различных конструкционных деталях.

¹ Машина Stanton'a, Z. V. D. I., 1910, стр. 864; машина Kupp'a, Z. V. D. I., 1914, стр. 701.

III. Испытание на усталость.

17. Необходимость испытания на усталость.

Пробы на разрыв, сопровождаемые и ударными испытаниями, не дают еще конструктору исчерпывающих данных для полного суждения о качестве материала. При спокойной нагрузке, а также и при меняющейся (вибрационной), необходимо принимать во внимание продолжительность службы детали. Причины, по которым материал как поставщиком, так и потребителем испытывается большей частью лишь на разрыв и изредка еще на удар, заключаются в том, что эти испытания просты и производятся быстро, хотя довольно часто в действительности материал работает в совершенно иных условиях, не отвечающих условиям испытания.



Фиг. 48. Схема машины для испытания на усталость изгибающей нагрузкой.

быстро, хотя довольно часто в действительности материал работает в совершенно иных условиях, не отвечающих условиям испытания.

18. Аппараты для испытания на усталость.

Испытание на усталость производилось на специальной машине (фиг. 49) переменной изгибающей нагрузкой, величина которой регулировалась стрелой изгиба образца, так что ненагруженное состояние образца было в среднем положении его. Растягивающие и сжимающие усилия наружных волокон чередовались, достигая требуемых значений.

Число перемен в минуту колебалось от 1 000 до 3 000 согласно оборотам турбин. Благодаря этому получалась возможность производить испытания в кратчайший срок.

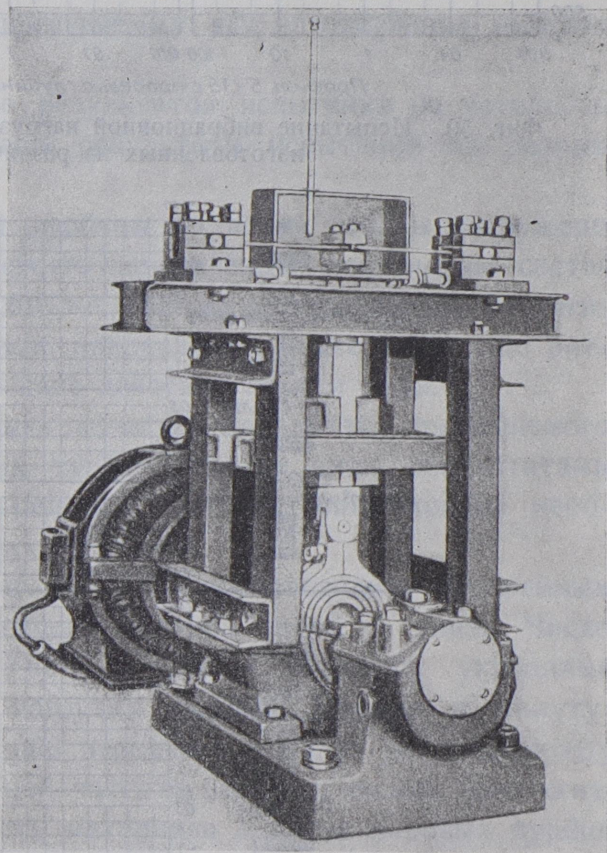
На фиг. 48 указана схема этой машины с кривошипным механизмом, радиус кривошипа которого был равен 3 мм. Машина приводилась во вращение мотором переменного тока. В виду большого числа оборотов, а также и для упразднения мертвого хода, была применена эксцентрично

посаженная цапфа а с шариковым подшипником в, шатуном соединявшаяся с ползуном с. В последнем плотно, но также и без напряжения, закреплялся образец. Свободные концы образца укреплялись в специальных опорах. Расстояние между опорами могло по желанию изменяться, дабы при постоянной стреле прогиба в 3 мм можно было изменять нагрузку образца. Все подвижные части машины закалены и легко контролируются. На фиг. 49 изображена машина, построенная по такой схеме, с приспособлением для испытания образца при повышенной температуре. Камера нагревается электрическим током, который позволяет легко регулировать температуру.

19. Образцы для испытания на усталость и нагрузка их.

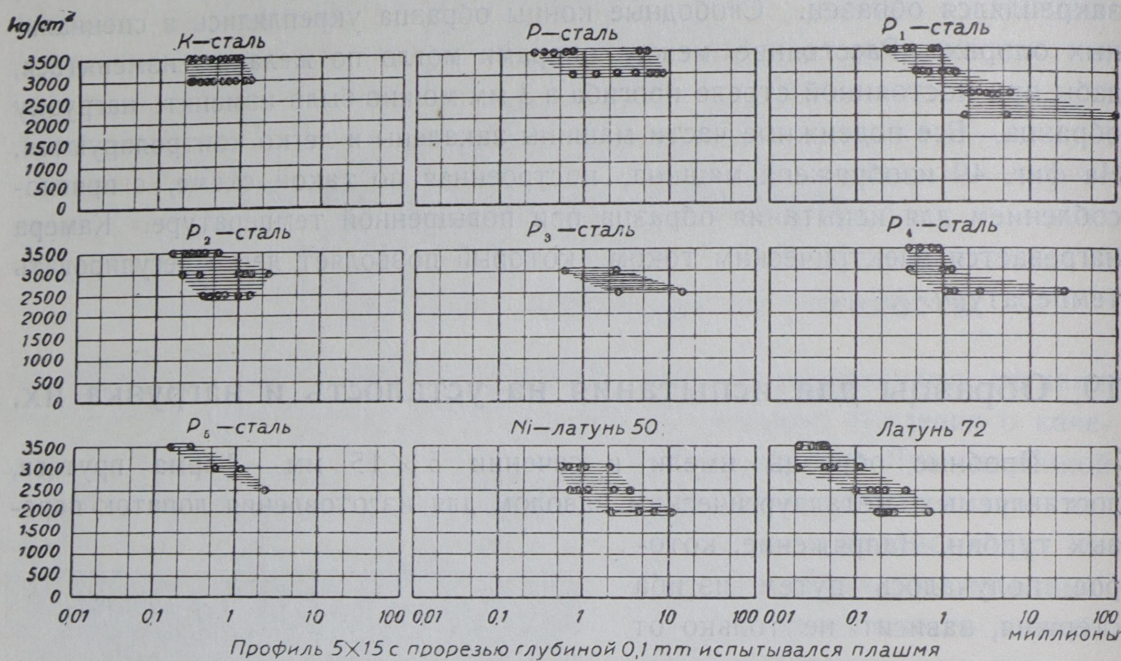
Пробные образцы имели в сечении 5×15 мм — форма прутьев, доставляемых металлургическим заводом для изготовления лопаток паровых турбин. Напряжение, которое получалось путем изгиба стержня, зависит не только от его сечения и расстояния между опорами, но также и от модуля упругости материала. Последний определялся специальным статическим испытанием на изгиб, и так как усталость материала распространяется на небольшой объем стержня, то упругие свойства материала всего испытываемого стержня остаются неизменными, и лишь после появления первой трещины, т. е. перед самым концом испытания, первоначально установленное напряжение изменит свое значение. Влияние напряжения сдвига при этих испытаниях в расчет не принималось.

Испытания производились над образцами, поставленными ребром и плашмя. Кроме того, поверхности испытываемых образцов обрабатывались различно, хотя впоследствии для получения однородных результатов применялись образцы лишь со шлифованными и полированными поверхностями; для

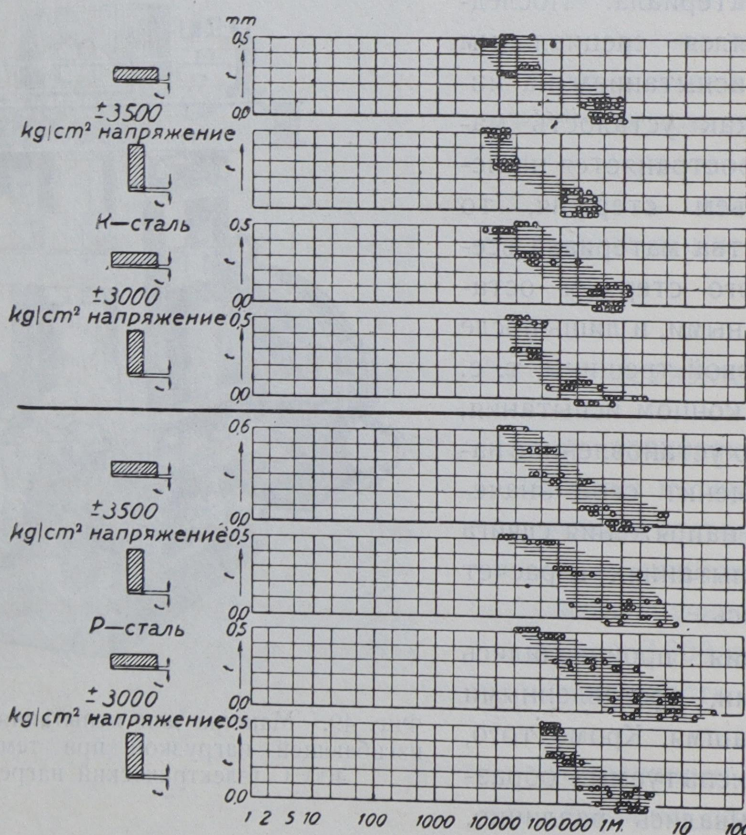


Фиг. 49. Машина для испытания на усталость изгибающей нагрузкой при температурах до 400°C (электрический нагреватель).

изучения влияния шероховатости поверхности, часть образцов была приготовлена с острой прорезью, глубиной 0,1 — 0,5 мм (фиг. 50 и 51).



Фиг. 50. Испытание вибрационной нагрузкой образцов с прорезью в 0,1 мм, изготовленных из различных материалов.



Фиг. 51. Испытание вибрационной нагрузкой образцов с прорезью различной глубины, изготовленных из К и Р-стали.

20. Результаты испытания на усталость.

Результаты испытания материалов на разрыв не идут параллельно с результатами испытаний на усталость. Поэтому были произведены испытания на усталость целого ряда материалов. Достаточная точность всей аппаратуры подтверждается результатами испытания никкелевой стали (фиг. 52 и 53), а также испытанием обыкновенной углеродистой стали (фиг. 54). Испытание 25%-никкелевой стали дало сравнительно резко отличающиеся результаты а и b (фиг. 55), что наблюдается для этой высокониккелевой стали довольно часто.

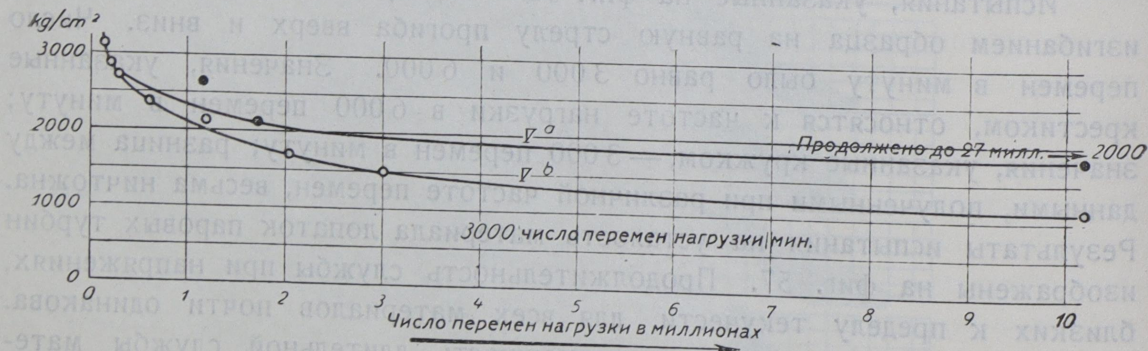
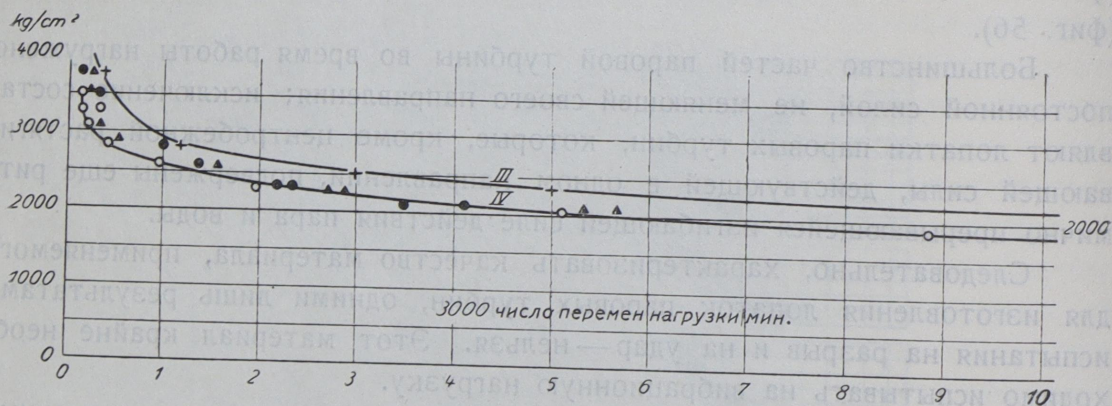
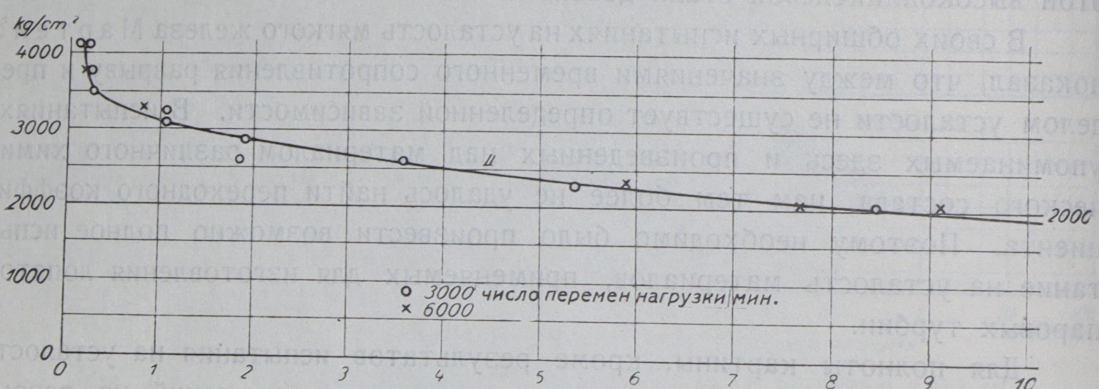
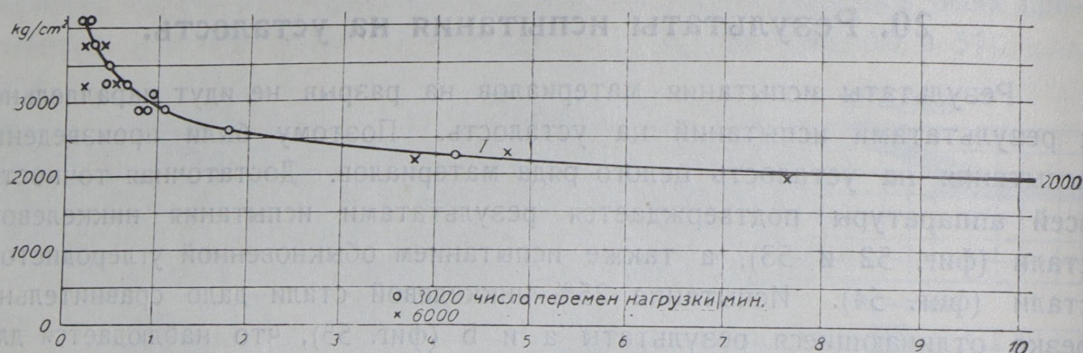
В своих обширных испытаниях на усталость мягкого железа Мартенс показал, что между значениями временного сопротивления разрыву и пределом усталости не существует определенной зависимости. В испытаниях, упоминаемых здесь и произведенных над материалом различного химического состава, нам тем более не удалось найти переходного коэффициента. Поэтому необходимо было произвести возможно полное испытание на усталость материалов, применяемых для изготовления лопаток паровых турбин.

Для полноты картины, кроме результатов испытания на усталость (фиг. 52 — 55), здесь приведены еще результаты испытаний на разрыв (фиг. 56).

Большинство частей паровой турбины во время работы нагружено постоянной силой, не меняющей своего направления; исключение составляют лопатки паровых турбин, которые, кроме центробежной растягивающей силы, действующей в одном направлении, подвержены еще ритмично прерывающейся изгибающей силе действия пара и воды.

Следовательно, характеризовать качество материала, применяемого для изготовления лопаток паровых турбин, одними лишь результатами испытания на разрыв и на удар — нельзя. Этот материал крайне необходимо испытывать на вибрационную нагрузку.

Испытания, указанные на фиг. 52 — 55, производились переменным изгибанием образца на равную стрелу прогиба вверх и вниз. Число перемен в минуту было равно 3 000 и 6 000. Значения, указанные крестиком, относятся к частоте нагрузки в 6 000 перемен в минуту; значения, указанные кружком, — 3 000 перемен в минуту; разница между данными, полученными при различной частоте перемен, весьма ничтожна. Результаты испытания на усталость материала лопаток паровых турбин изображены на фиг. 57. Продолжительность службы при напряжениях, близких к пределу текучести, для всех материалов почти одинакова. Напряжения же, указывающие возможность длительной службы материала — так называемый предел усталости — дают сильно различающиеся значения для различных материалов. Ни результаты испытания на разрыв, ни результаты испытания на удар не дают возможности судить о способ-

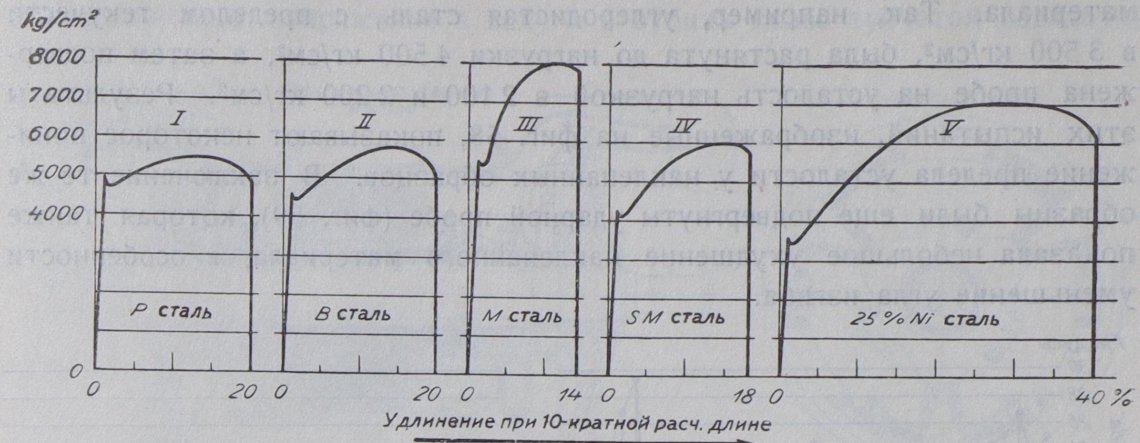


Фиг. 52 — 55. Результаты испытания на усталость с числом перемен нагрузок, доходящим до 10 миллионов.

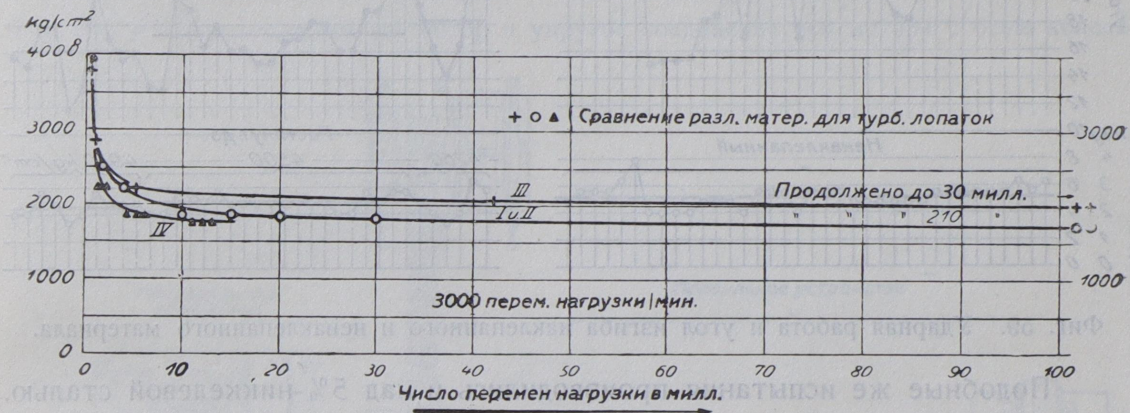
I — 5% никелевая сталь марки Р
II — 5% никелевая сталь марки В

III, IV — четыре различные углеродистые стали:
V — 25% никелевая сталь

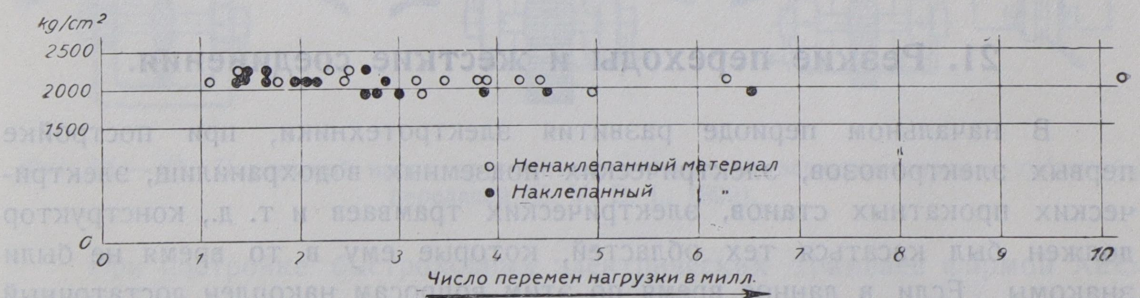
ности сопротивления материала усталости. При нагрузке в 2000 кг/см^2 сталь марки III разрушилась после 150 миллионов перемен. Изменение



Фиг. 56. Разрывные диаграммы различных материалов.



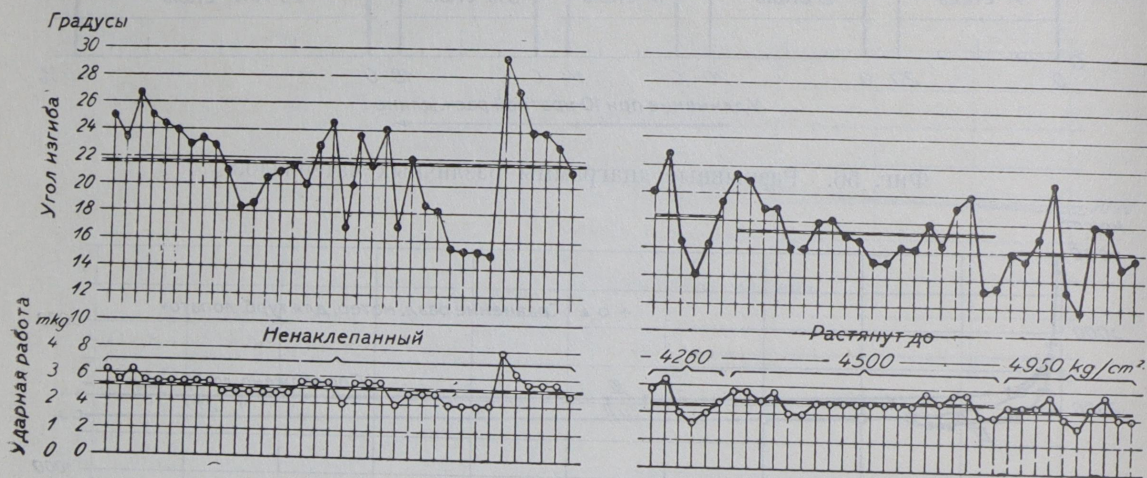
Фиг. 57. Сравнительные данные испытания на усталость четырех различных сортов материалов для лопаток.



Фиг. 58. Сравнительные данные испытания на усталость наклепанной и ненаклепанной 50%-никелевой стали.

нагрузки до 1700 кг/см^2 уже не могло разрушить образец. Таким образом, предел усталости для этого материала лежит между 2000 и 1700 кг/см^2 . Только таким способом, правда довольно длительным, возможно определять сопротивляемость материала усталости.

Дальнейшие испытания производились над наклепанными образцами для определения влияния холодной обработки на дальнейшую службу материала. Так, например, углеродистая сталь, с пределом текучести в $3\,500\text{ кг/см}^2$, была растянута до нагрузки $4\,500\text{ кг/см}^2$, а затем подвержена пробе на усталость нагрузкой в $2\,100$ и $2\,200\text{ кг/см}^2$. Результаты этих испытаний, изображенные на фиг. 58, показывают некоторое понижение предела усталости у наклепанных образцов. В заключение те же образцы были еще подвергнуты ударной пробе (фиг. 59), которая также показала небольшое ухудшение наклепанного материала, в особенности уменьшение угла изгиба.



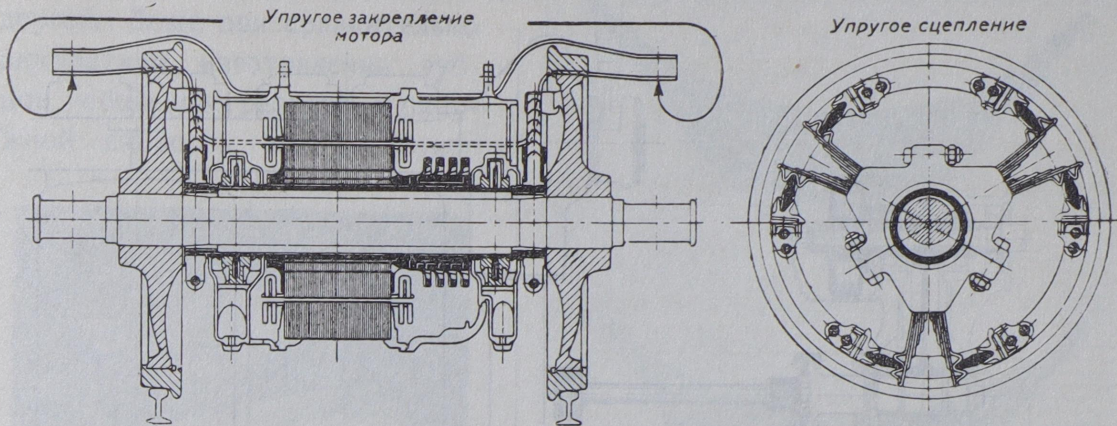
Фиг. 59. Ударная работа и угол изгиба наклепанного и ненаклепанного материала.

Подобные же испытания производились и над 5%-никкелевой сталью. И здесь испытания на усталость показали более низкие результаты у наклепанных образцов; ударные пробы, так же как и в предыдущих испытаниях, отметили ухудшение качества наклепанного материала.

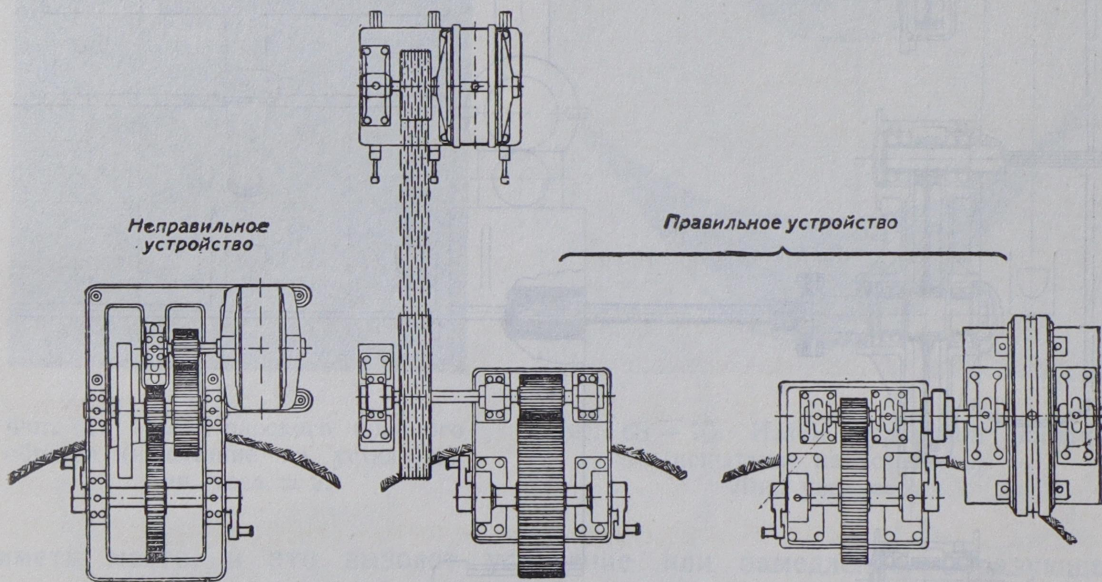
21. Резкие переходы и жесткие соединения.

В начальном периоде развития электротехники, при постройке первых электровозов, электрических подземных водохранилищ, электрических прокатных станков, электрических трамваев и т. д., конструктор должен был касаться тех областей, которые ему в то время не были знакомы. Если в данное время по этим вопросам накоплен достаточный опыт, то все же, как показывает практика, еще крайне необходимо дальнейшее накопление знаний, в особенности для промежуточных элементов установок. Последние — промежуточные элементы — имеют чрезвычайно большое значение для связи «конструкции и материала»; резкие толчки, резкое ускорение и замедление так же вредны и недопустимы, как резкие переходы от больших сечений к малым и наоборот. Все эти явления рано или поздно разрушают деталь. Скорость махового колеса

(фиг. 61), установленного на промежуточном валу, колеблясь в некотором допущенном интервале и расходясь при этом со скоростью ротора, вызовет добавочные напряжения в валу и в зубцах колес зубчатой передачи.



Фиг. 60. Упруго подвешенный мотор и упругое соединение оси мотора с осью колеса.

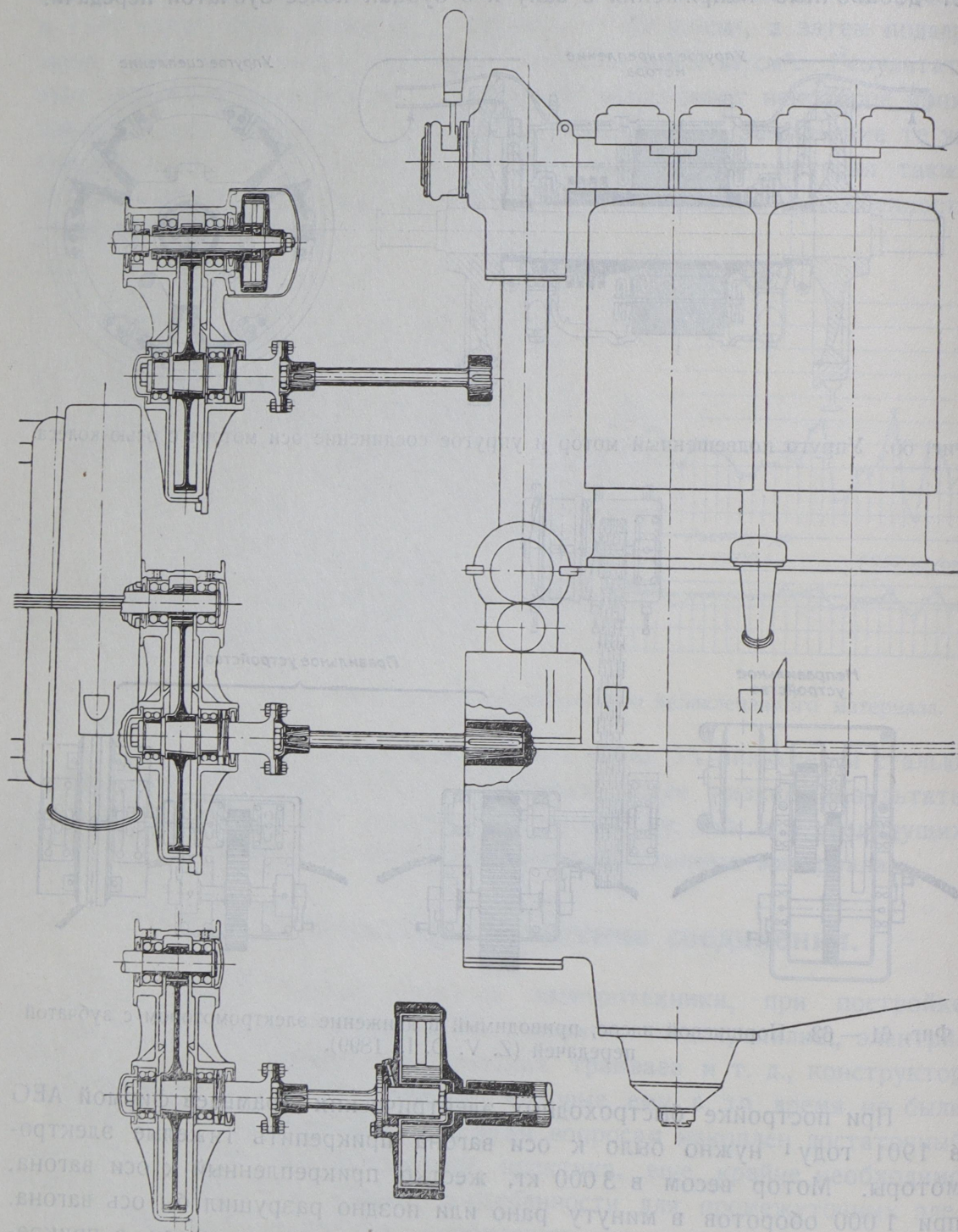


Фиг. 61 — 63. Поршневой насос, приводимый в движение электромотором с зубчатой передачей (Z. V. D. I., 1899).

При постройке быстроходных электрических трамваев фирмой АЕГ в 1901 году¹ нужно было к оси вагона прикрепить тяжелые электромоторы. Мотор весом в 3000 кг, жестко прикрепленный к оси вагона, при 1000 оборотов в минуту рано или поздно разрушил бы ось вагона. Поэтому было необходимо поместить мотор не жестко на оси, а прикрепить его упруго к нижним частям вагона, передав движение на разгру-

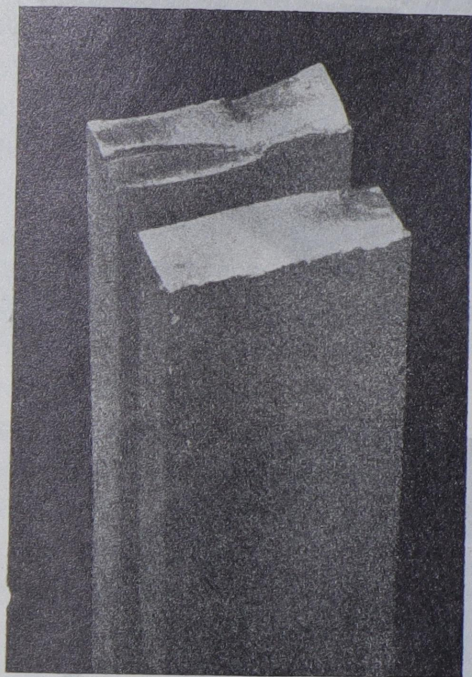
¹ Lasche, O.: High-Speed Railway Car of the AEG. International Congress Glasgow, Paper read on Sept. 4, 1901.

женную ось при помощи упругих соединений. На фиг. 60 показано соединение, которое удовлетворяло вышеупомянутому требованию. Зубчатые

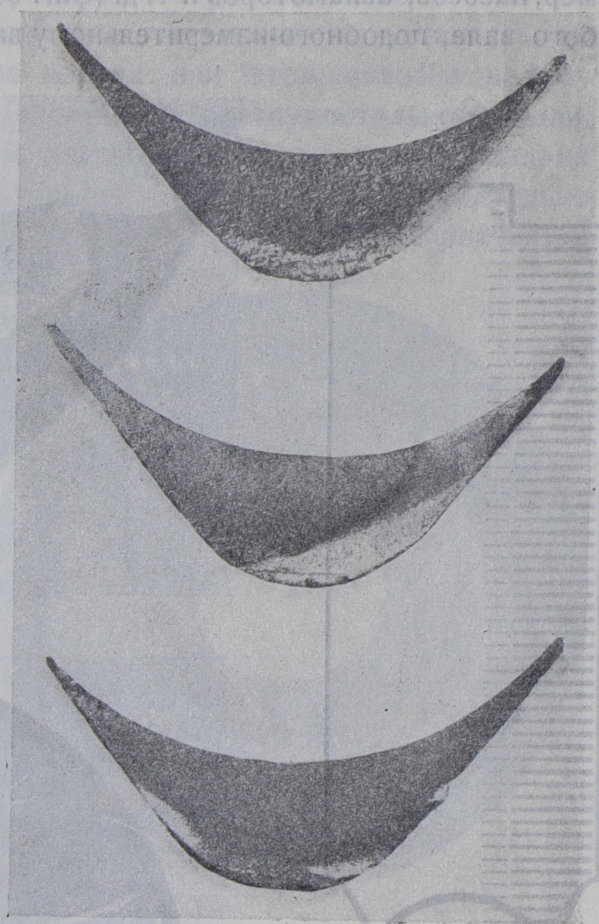


Фиг. 64 — 66. Фрикционное сцепление для больших скоростей между зубчатыми колесами и воздуходувкой; упругий вал между электромотором и воздуходувкой с промежуточной зубчатой передачей; увеличение времени ускорения при помощи установки фрикционного сцепления между бензиновым мотором и зубчатыми колесами.

колеса и система их¹ не должны быть жестко соединены с вращающимися большими массами, в особенности при большом числе масс и в случае, если передачи следуют непосредственно одна за другой. Даже при сравнительно аккуратном изготовлении зубцов небольшая разница в окружной скорости все же будет



Фиг. 67. Излом плоского пробного образца (испытание на усталость).
Лин. увел. = 2.



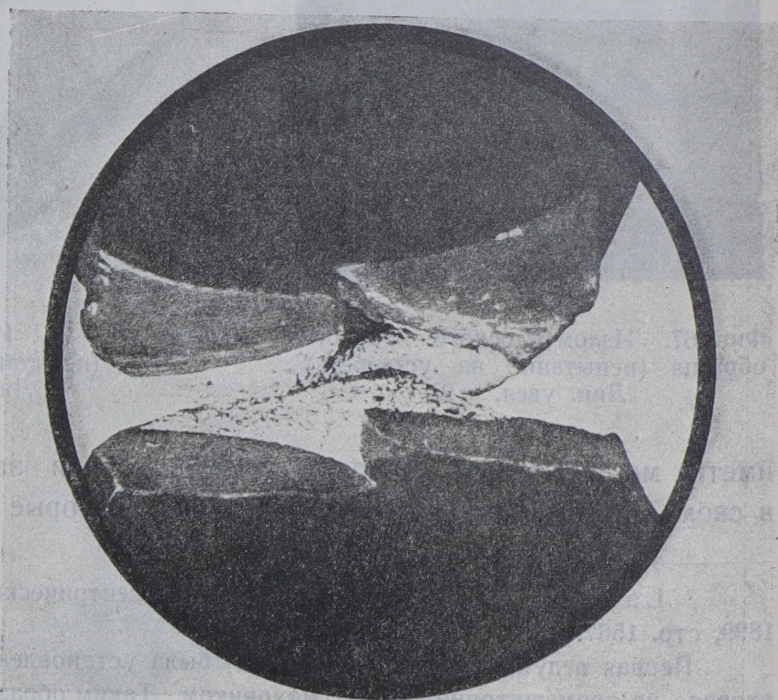
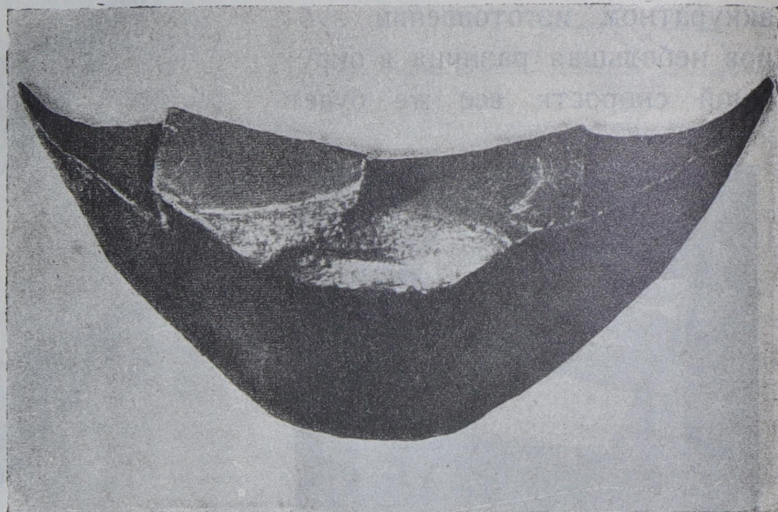
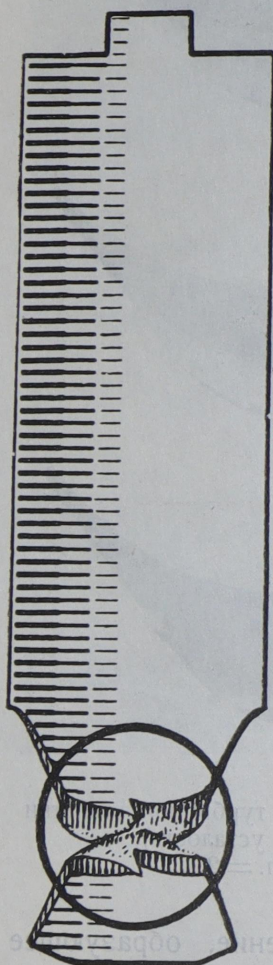
Фиг. 68 — 70. Излом турбинной лопатки (испытание на усталость).
Лин. увел. = 2.

иметь место, и это вызовет ускорение или замедление, образующее в свою очередь недопустимые давления, которые рано или поздно вызо-

¹ Lasche, O.: Зубчатая передача в электрических установках, Z. V. D. I., 1899, стр. 1567.

Первая ведущая шестерня (фиг. 61) была установлена на одном валу с ротором, вторая — на промежуточном валу с маховиком. Таким образом вращательное движение ротора было связано жестко, без упругих элементов, с прямолинейным движением поршня насоса. Первая ведущая шестерня была изготовлена из кожи и работала с окружной скоростью, равной всего 3,8 м/сек., и все же работа была столь неспокойная, что расшатывались болты подшипника и фундамента. Кроме того, периодически ломались зубцы большого зубчатого колеса, и это явление могло быть объяснено лишь усталостью материала, вызванной продолжительными ударами. Правильно сконструированная установка, с упругими промежуточными элементами, изображена на фиг. 62 и 63.

вут поломку. Точно так же не должны выполняться приводы без упругих соединений и служащие для передачи неравномерных скоростей, как, например, насосов, авиамоторов и т. д. (фиг. 65). Установкой промежуточного слабого вала, подобного измерительному валу прибора для измерения кручения,



Фиг. 71.

Лин. увел. = 1.

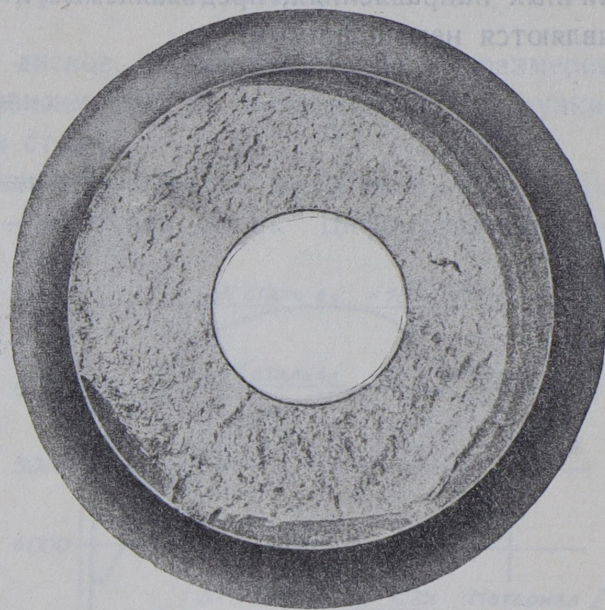
Излом турбинной лопатки, сломавшейся в работе.

Лин. ув. = 3.

достигается достаточная упругость для того, чтобы влияние неравномерности работы бензинового мотора свести к допускаемым величинам. Однако этим не удалось побороть влияние ускорения при пуске этого бензинового мотора. Решить задачу упругим промежуточным сочленением вообще не удалось, и пришлось применить фрикционное сцепление (фиг. 64 и 66).

22. Вид изломов материалов, разрушившихся от усталости.

Площадь излома деталей, разрушенных от усталости, точно так же, как и специальных образцов, подвергшихся испытанию на усталость, не изменяет своих размеров. Картина излома при этом подобна излому закаленной или же отожженной, но твердой инструментальной стали, разрушенной одним ударом. Было бы чрезвычайно важно по виду излома определить причину последнего. Например, было бы крайне желательно определить причину поломки лопаток паровых турбин в эксплуатации: произошло ли разрушение постепенно, благодаря вибрационным напряжениям, или же лопатка сломалась мгновенной силой, вызвавшей чрезвычайно высокие напряжения, например от действия частиц воды. К сожалению, вид излома не позволяет судить о причинах поломки, так как характер излома лопаток, сломавшихся в эксплуатации, а также образцов, разрушенных при испытании на усталость, один и тот же (фиг. 67 — 71).



Фиг. 72. Трещина в вале вследствие неправильнойковки.

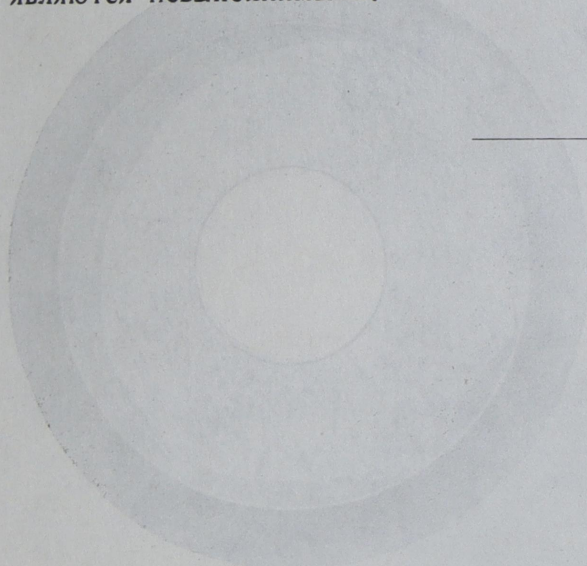
По картине излома можно было бы еще заключить о существовании в таких лопатках старой трещины, но определить время образования этой трещины невозможно. Излом вала, изображенного на фиг. 72, чрезвычайно похож на излом усталого материала; однако в действительности вал сломался, не успев еще поступить в производство. Тогда было решено определять усталость материала лопаток паровых турбин по изменению внутренней структуры вблизи места излома, но и эти испытания к положительным результатам не привели¹.

23. Заключение.

Различные методы испытания материала начинают противоречить друг другу, если служба материала переходит в пределы повышенных и высоких напряжений. Материал, обладающий высоким временным сопро-

¹ Лишь недавно E. Schulz'y (Mitt. d. Dortmunder Union, H. 2), Müller'y и Leber'y (Z. V. D. I., 1923, стр. 360) удалось реактивом Fry обнаружить изменение структуры у усталого материала.

тивлением разрыву, весьма часто хуже сопротивляется удару и усталости, чем материал с более низким сопротивлением разрыву. Лишь только потребуется материал более высокого качества, нежели обычный рыночный материал, — необходимо испытания его поставить в условия, близкие к условиям эксплуатации той детали, которая будет изготовлена из этого материала. Не менее важным вопросом является и правильное взятие пробы. Обстоятельства усложняются еще и тем, что упомянутые повышенные требования легче достигаются при изготовлении мелких деталей, нежели деталей крупных, и поэтому требования однородности материалов в различных направлениях, предъявляемые к сталелитейным заводам, порой являются невыполнимыми.



Фиг. 72. Пробы в виде кольца, вырезанные из металла.

Время образования этой трещины можно было бы определить, если бы мы знали, насколько быстро распространяется трещина в данном материале. Однако в действительности для этого не существует никаких данных. Тогда было решено определить усталостную прочность материала по известным данным о его прочности при растяжении. Эти данные были получены в результате испытаний на растяжение.

23. Заключение

Различные методы испытания материалов на усталость приводят к различным результатам. Если же материал находится в пределах повышенных и высоких напряжений, материал, обладающий высоким временным сопротивлением, будет иметь более высокую усталостную прочность.

Литература: E. Schijve (Mil. d. Dordrecht Univ. H. S. Muller's) и J. A. D. I. (1923, стр. 360) удалось выявить в ст. обнаружение структуры усталостного материала.

IV. Турбинные диски ¹.

24. Материал турбинных дисков ².

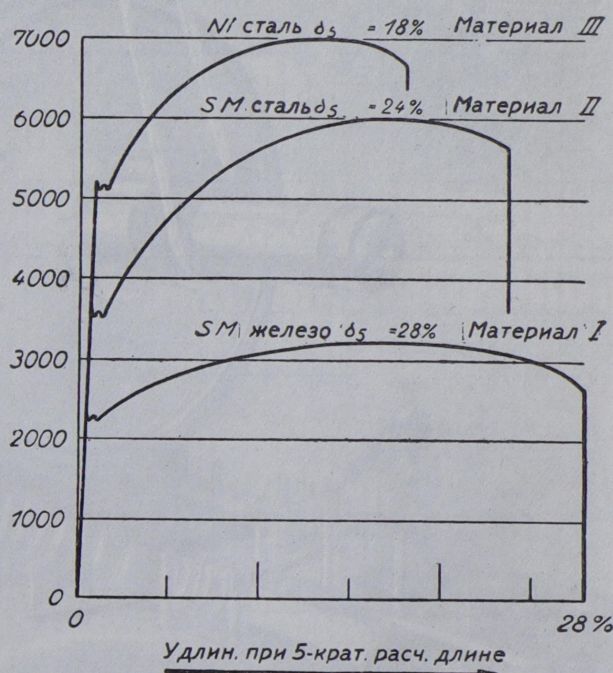
Для изготовления турбинных дисков, в зависимости от их размеров и скорости вращения, т.е. в зависимости от механической нагрузки, применяются три различных сорта стали.

Для слабо нагруженных дисков применяются материалы № I и № II, для сильно нагруженных дисков — материал № III. Цифры, характеризующие свойства этих материалов, приведены в нижеследующей таблице.

	Временное сопротивление разрыву в кг/мм ²	Предел текучести в кг/мм ²
№ I	45	22
№ II	60—65	35—38
№ III	70—75	35—55

	Относительное удлинение в %	Сопротивление удару. Форма образца I м кг/см ²
№ I	28	—
№ II	24	10
№ III	18	20

Угол
загиба 4°



Фиг. 73. Разрывные диаграммы различных материалов.

¹ О материале турбинных валов см. сноску на стр. 73.

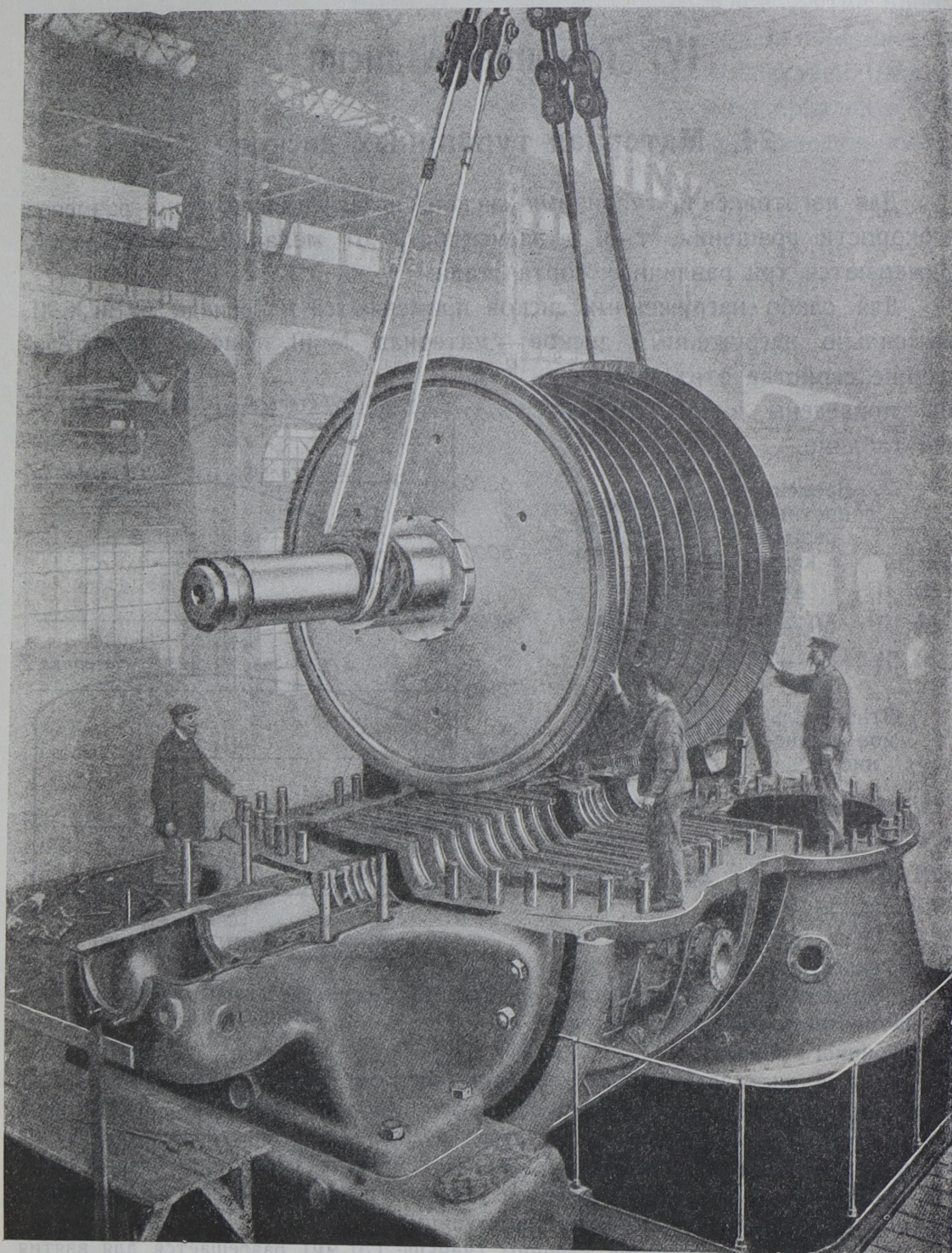
² Выписка из технических условий на поставку турбинных дисков для турбинного завода:

Каждый диск должен быть обработан согласно чертежу и припускам в 2 мм на каждую сторону для дальнейшей обработки. На окружности диска должен быть написан номер диска. Диски после грубой обдирки для уничтожения внутренних напряжений должны быть отожжены, затем термически обработаны и лишь после этого доведены до требуемых размеров. Пробы для испытания берутся в тангенциальном направлении вблизи отверстия ступицы.

При небольшом диаметре ступицы (меньше 170 мм) разрешается для взятия проб оставлять припуск по толщине ступицы.

Удлинение относится к расчетной длине круглого образца, равной 5 диаметрам его. Приходится применять столь короткие образцы потому, что более длинные пробы не удается вырезать из диска.

Материал № I настолько мягок, что не приходится заботиться о его вязкости; поэтому для него нет требования сопротивления удару. При-

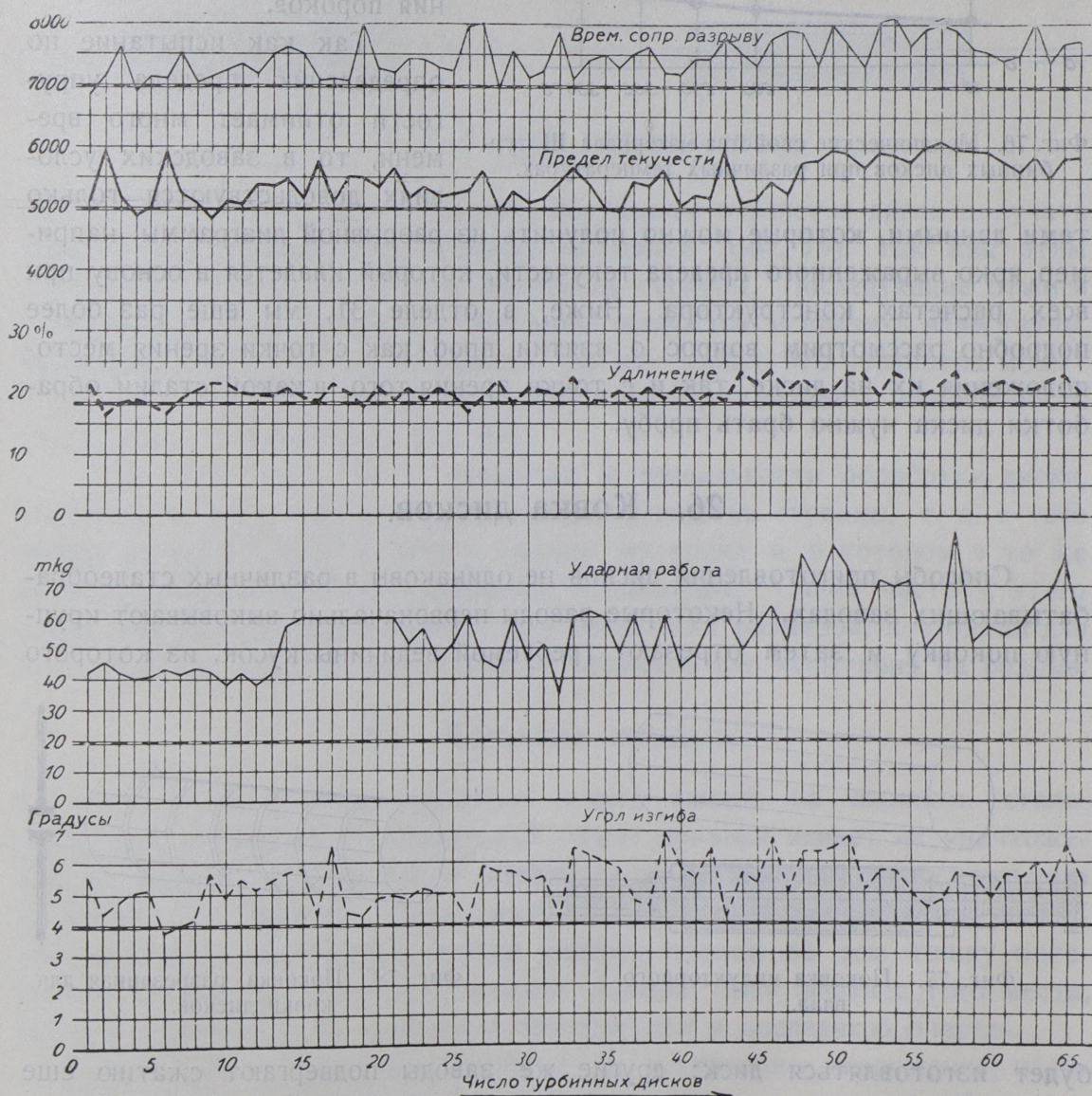


Фиг. 74. Установка ротора турбины на 50 000 kW.

меняется этот материал редко. Для сталей № II и № III пришлось ввести требование испытания на удар, дабы судить о хрупкости их. Для материала № II требуется выдержать работу в 10 м кг/см^2 при силе удара, равной 3 м кг , для материала же № III работу в 20 м кг/см^2 и при силе удара в 3 м кг .

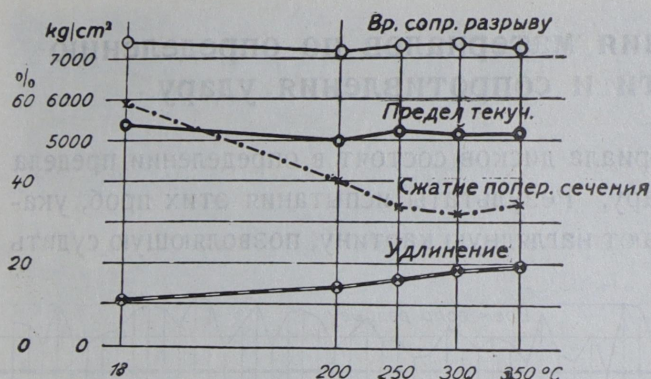
25. Текущие испытания материалов по определению предела текучести и сопротивления удару.

Текущие испытания материала дисков состоят в определении предела текучести и сопротивления удару. Результаты испытания этих проб, указанные в «Месячной сводке», дают наглядную картину, позволяющую судить



Фиг. 75. Месячная сводка механических свойств материала турбинных дисков, поставленных металлургическим заводом.

об успешности работы завода-поставщика (фиг. 75). Для более серьезных исследований были произведены испытания на разрыв и на удар при более высоких температурах, встречающихся в турбинах при их работе. На фиг. 76 приведены некоторые такие данные для материала № III. В случае, если недостаточное удлинение, хрупкость или большая разница в отдельных

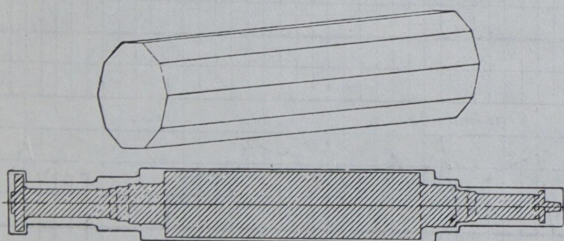


Фиг. 76. Механические свойства материала III турбинных дисков при различных температурах.

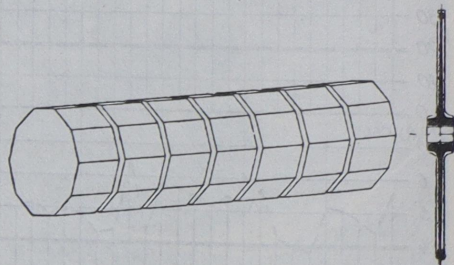
теми данными, которые можно получить из разрывной диаграммы, например, ярко выраженного предела текучести, который кладется в основу при всех расчетах конструктора. Ниже, в отделе 31, мы еще раз более подробно рассмотрим вопрос о взятии проб как с точки зрения местоположения их на диске, так и с точки зрения того, в какой стадии обработки диска нужно брать пробы.

26. Ковка дисков.

Способы приготовления дисков не одинаковы в различных сталелитейных заводах. Некоторые заводы первоначально выковывают крупную поковку и затем отрезают требуемой величины кусок, из которого



Фиг. 77. Поковка индукторного вала.

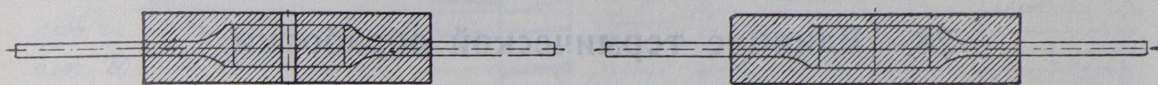


Фиг. 78. Поковка, разрезанная дляковки дисков.

будет изготавливаться диск; другие же заводы подвергают сжатию еще расплавленную сталь в изложнице, для того чтобы препятствовать образованию газовых пузырей и раковин, и лишь затем обрабатывают слиток

под молотами и прессами. В зависимости от величины болванки (фиг. 78) проковка диска производится не одинаково тщательно во всех местах, но все же лучше, чем, например, проковка роторов турбогенераторов, в отношении которых всегда имеется опасение за проковку их во всю глубину (фиг. 77).

Степень проковки различна для дисков с толстым венцом и тонкой ступицей — у роторов, составленных из нескольких дисков, — и у дисков с тонким венцом и толстой ступицей — у однодисковых роторов с большой окружной скоростью. Общим для всех роторов является то обстоятельство, что наибольшие напряжения сосредотачиваются у ступицы, а ведь в роторах, ступицы которых нагружаются больше всего, эти последние изготавливаются толстыми, а потому и проковываются в мень-



Фиг. 79. Прошивание турбинных дисков.

шей степени. Поэтому необходимо внутреннее отверстие диска получать способом прошивания его в горячем состоянии (фиг. 79), так как этим улучшается степень обработки материала ступицы. Последующие отжиги и термические обработки не в состоянии полностью исправить недостатки, вызванные недостаточной проковкой, так как только эта обработка может в крупных поковках придать материалу требуемую вязкость и способность сопротивляться удару (ср. отд. 29).

Для того чтобы быть уверенным в правильности обработки диска, необходимо брать пробы с места вблизи отверстия ступицы, т. е. с того места, которое может показать худший материал и в котором в то же время сосредотачиваются наибольшие напряжения. Очень часто с этого места можно вырезать образец лишь небольших размеров, пригодный для испытания на удар, но недостаточной величины для испытания на разрыв.

27. Влияние отжига.

Насколько степень проковки сильно влияет на вязкость стали, настолько же полный и правильный отжиг поковки влияет на уничтожение внутренних напряжений в материале и на значение относительного удлинения при разрыве. Продолжительность отжига определяется толщиной ступицы; необходимо, чтобы прогрев проник во всю толщу материала. Проба для контроля отжига должна быть взята с того места, которое прогрелось до требуемой температуры в последнюю очередь.

Помощью отжига уничтожаются те внутренние напряжения, которые образовались в результате обработки диска под молотом. При этом необходимо обращать внимание не только на температуру и продолжи-

тельность отжига, но также и на то, в каком положении диск устанавливался в отжигательную печь. Диски в печи должны занимать такое положение, которое позволяло бы равномерно нагреваться всем дискам, по всему объему каждого. При несоблюдении этого правила неравномерный нагрев диска вызовет внутренние натяжения, которые впоследствии при обточке его на станке могут вызвать искривление диска.

Каждый турбинный или индукторный вал в грубо обработанном виде для обнаружения внутренних напряжений подвергается нагреву. При этом вал медленно вращают и измеряют стрелу прогиба. Эта проба, которая регулярно производится над валами и которая уже неоднократно обнаруживала внутренние напряжения в них, заставившие их забраковать, оказалась ненужной для проверки дисков даже больших диаметров.

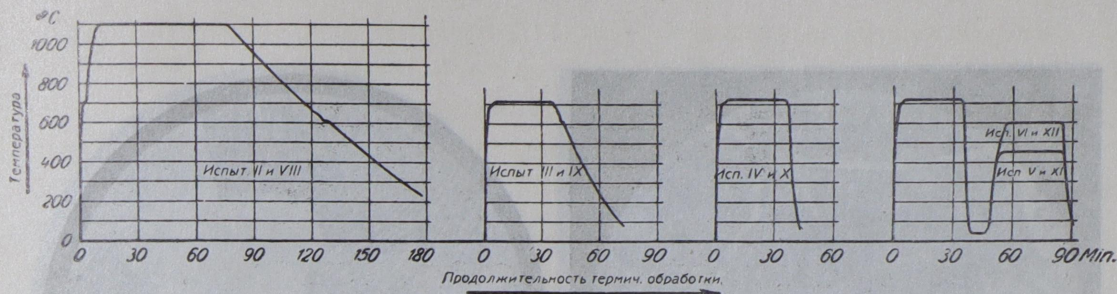
28. Влияние термической обработки.

Механические свойства материалов №№ II и III, указанные в отделе 25, достигаются для дисков больших диаметров не только при помощи подбора стали соответствующего химического состава и правильным отжигом; весьма часто диски не удовлетворяли бы поставленным требованиям, если бы они не подвергались после отжига термической обработке. В зависимости от технических требований и от величины дисков пользуются двумя способами термической обработки. Один, более старый, состоит в том, что после нагрева дисков до требуемой температуры, их охлаждают не вынимая из печи, путем открытия дверцы, потоком холодного воздуха. Другой, более новый способ состоит в том, что нагретые до требуемой температуры диски охлаждаются в масле и затем нагреваются (отпускаются) вновь. Для такой термической обработки дисков больших диаметров, а также для обработки индукторных валов, необходимо иметь специальное оборудование.

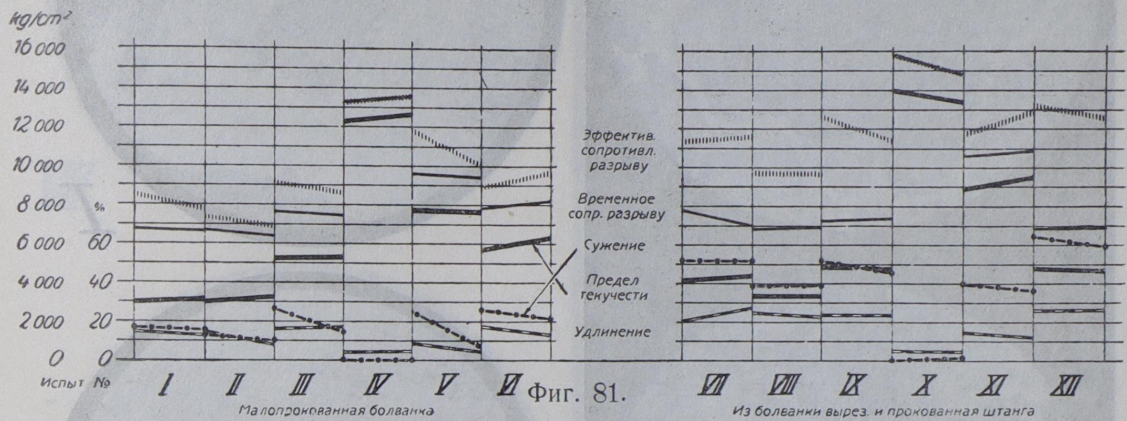
29. Горячая обработка металлов.

Для выяснения влиянияковки, отжига и термической обработкипоковок на свойства материала ниже приводятся способы горячей обработки и полученные при этом свойства никелевой стали (материал III), которая применяется для изготовления индукторных валов, а также валов и дисков паровых турбин.

В испытаниях от I до VI плохо прокованный материал подвергался той же обработке, что и хорошо прокованный материал проб VII—XII. Способы обработки указаны на фиг. 80. Результаты испытания на разрыв (на два образца) приведены в нижеследующей таблице и в виде графика на фиг. 81. Фиг. 82—105 содержат микрофотографии этого материала при линейном увеличении в 85 и 850 раз.



Фиг. 80.



Слабо прокованная поковка.

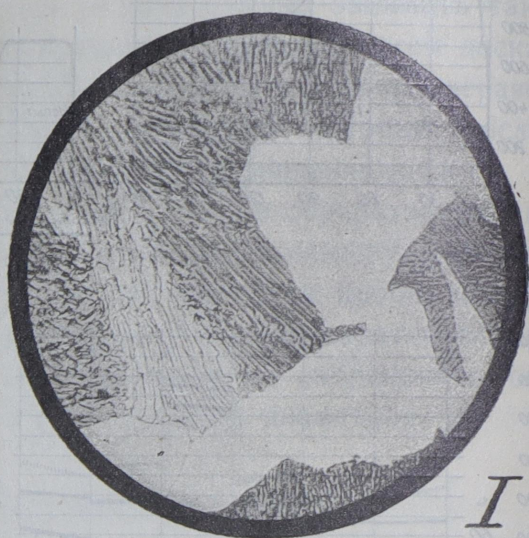
	I		II		III		IV		V		VI	
Эффективн. сопр. разр. кг/см ² . .	8400	7800	7300	6850	9050	8600	13100	13600	11850	10000	8900	9600
Временн. сопрот. разр. кг/см ² . .	6700	6620	6630	6350	7650	7450	13100	13600	9530	9430	7780	8150
Предел текучести кг/см ²	3000	3185	2950	3185	5160	5200	12100	12500	7650	7650	5650	6280
Удлинение % . .	14,6	13,—	14,—	8,—	15,2	13,—	3,—	3,5	8,4	4,4	17,6	12,—
Сжатие поперечн. сечения % . . .	15,3	15,4	13,—	10,—	25,1	15,3	0	0	24,4	6,—	26,—	20,8
Число твердости .	194	194	170	179	210	207	630	650	257	302	255	224

Вырезанные из поковки и прокованные стержни.

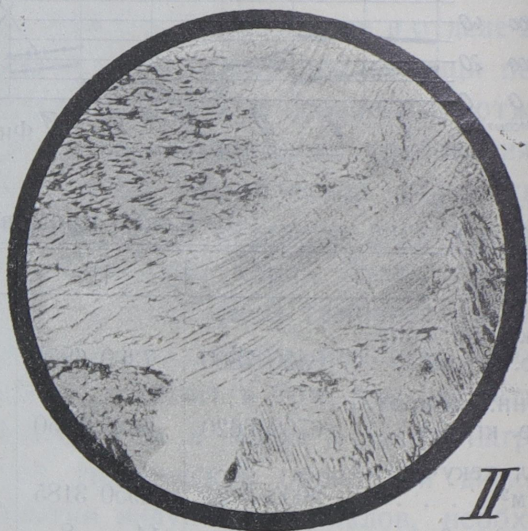
	VII		VIII		IX		X		XI		XII	
Эффективн. сопр. разр. кг/см ² . .	11150	11500	9800	9750	12650	11300	16000	14800	11800	12900	13100	12600
Временн. сопрот. разр. кг/см ² . .	7070	6980	6800	6880	7140	7400	16000	14800	10560	10950	6880	6880
Предел текучести кг/см ²	4100	4330	3300	3300	4840	4780	14000	13300	8850	9500	4720	4690
Удлинение % . .	20,—	27,—	24,—	22,—	22,8	23,—	4,—	3,—	13,2	11,—	26,—	26,—
Сжатие поперечн. сечения % . . .	51,—	51,—	38,—	38,—	51,—	47,—	0	0	39,2	36,—	64,—	59,—
Число твердости .	223	220	210	201	209	221	555	530	385	352	196	202



Фиг. 82—81. Лин. ув. = 85.



I



II



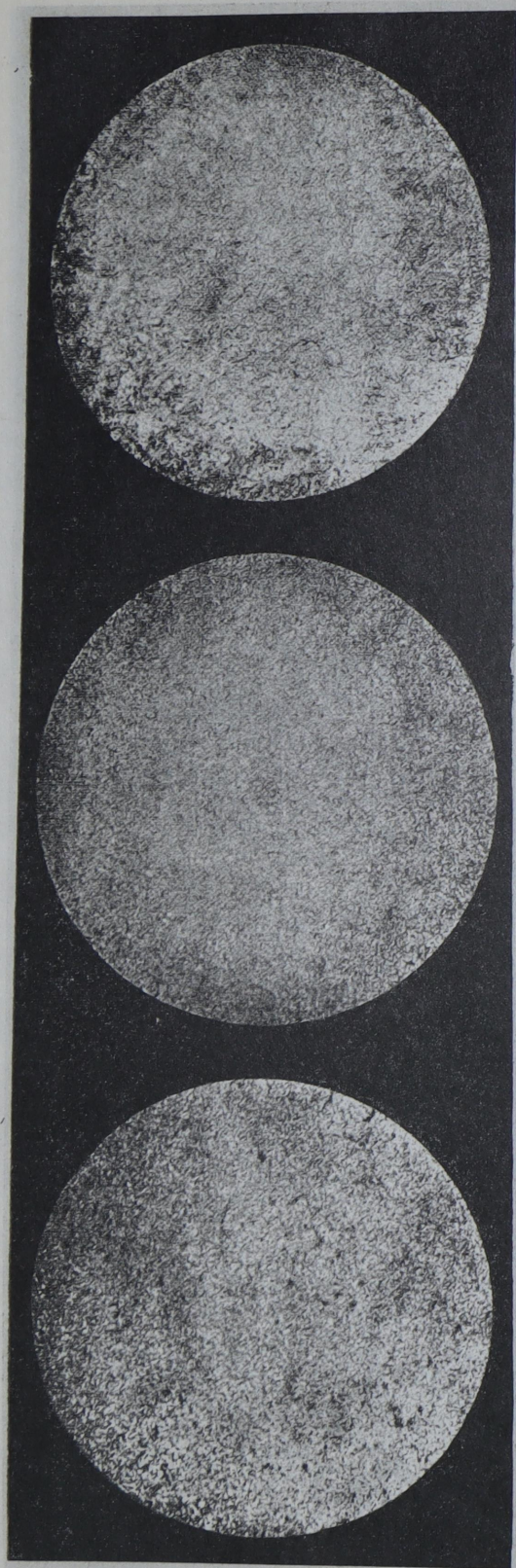
III

Фиг. 85—87. Лин. ув. = 850.

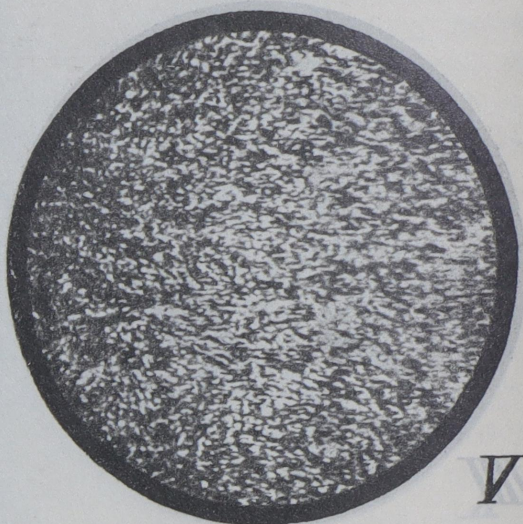
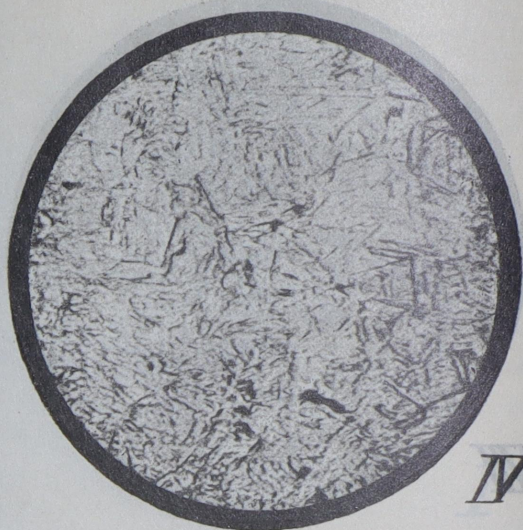


Фиг. 88—90. Лин. ув. = 850.

Фиг. 91—93. Лин. ув. = 85.



Фиг. 94—96. Лин. ув. = 85.



Фиг. 97—99. Лин. ув. = 850.



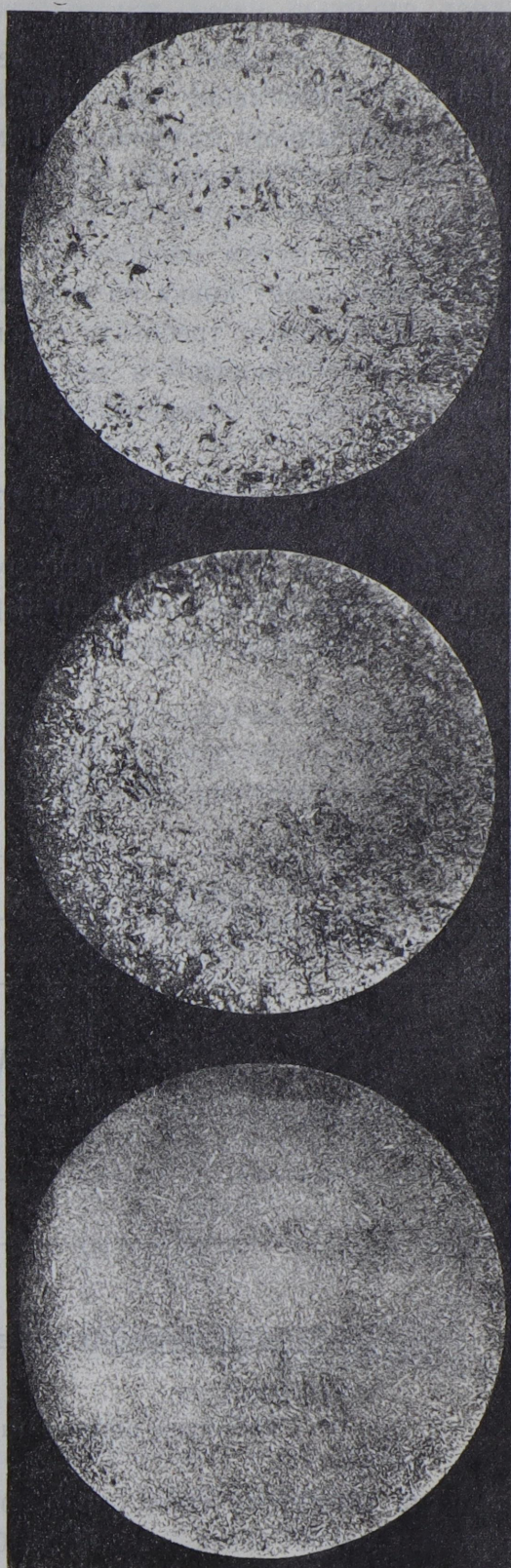
X



XI



XII



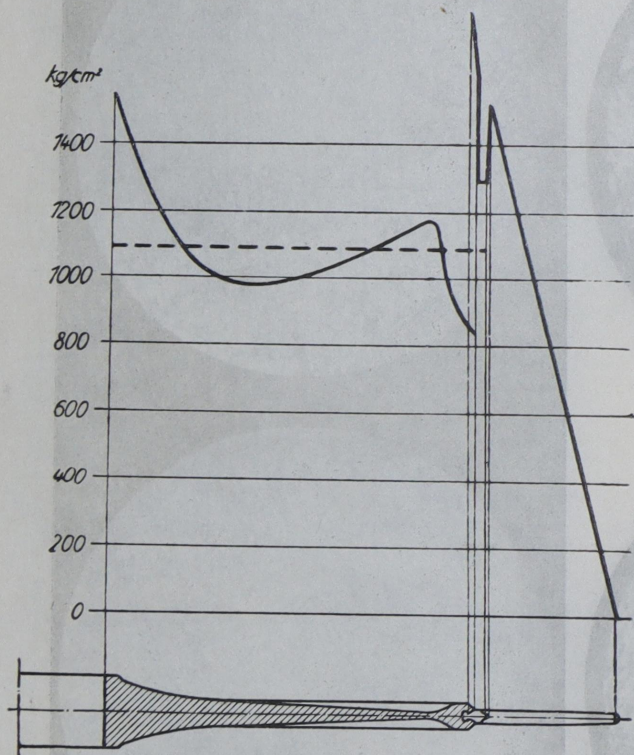
Фиг. 100--102. Лин. ув. = 850.

Фиг. 103--105. Лин. ув. = 85.

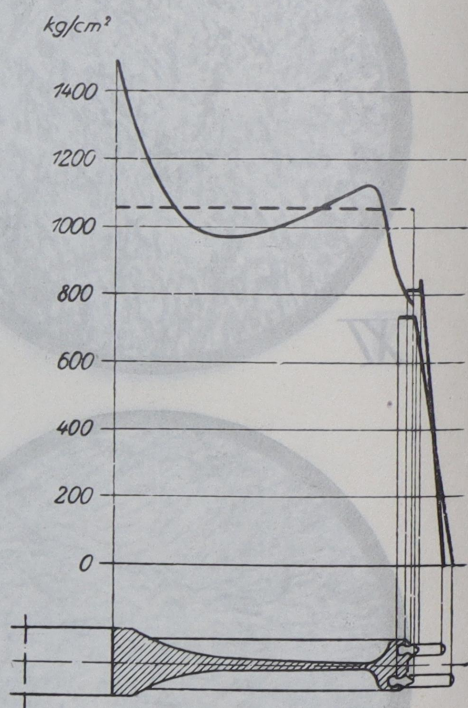
Сравнивая результаты между слабо и хорошо прокованными материалами, можно видеть, что ковка сильно повышает значение вязкости материала и, в меньшей степени, — его прочность. Сжатие поперечного сечения и эффективное сопротивление разрыву¹ значительно выше у хорошо прокованного материала. Помощью соответствующей термической обработки можно структуру, а на-ряду с этим и временное сопротивление разрыву и предел текучести плохо прокованного материала приблизить к подобным же путем обработанному, но хорошо прокованному. Совершенно иначе влияет ковка на вязкость и на эффективное сопротивление. Поэтому необходимо требовать основательной проковки конструкционных деталей, в особенности — в местах, подверженных наибольшему напряжению, например, у отверстия ступицы дисков.

30. Расчетные напряжения в дисках.

Наибольшая мощность паровых турбин при данном числе оборотов в минуту определяется следующими размерами: длиной лопаток послед-



Фиг. 106.



Фиг. 107.

Расчетные напряжения в диске при $n = 3000$.

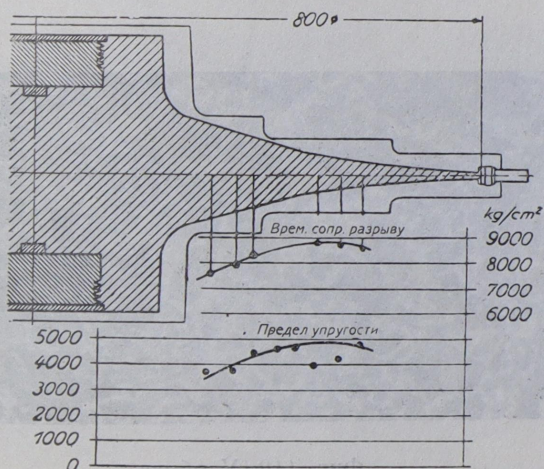
него диска, диаметром его и свободной площадью прохождения пара между лопатками этого диска. На фиг. 106 графически изображены значения

напряжений в этом последнем диске и лопатках при 3 000 оборотов в минуту. Подобные напряжения испытывают диски высокого давления (фиг. 107). Этими напряжениями определяются размеры толщины диска. Для определения допускаемых напряжений в лопатках необходимо еще руководствоваться и другими соображениями, о которых будет речь в отделе 36.

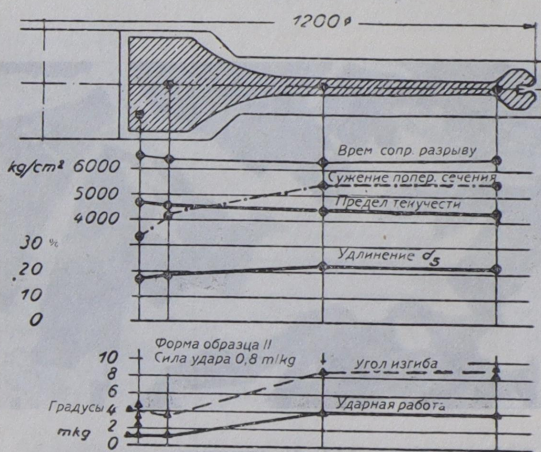
Как будет описано в отделе 36, диски насаживаются на вал в горячем виде с некоторым начальным напряжением. Это напряжение у отверстия ступицы является наибольшим, и по своему значению оно превышает те, которые образуются в результате вращения ротора. Начальные напряжения представляют собой спокойную нагрузку, а поэтому коэффициенты запаса прочности, благодаря опыту, накопленному за много лет, могли быть за последнее время снижены. Перенапряжения во время работы турбины могут наступить лишь в случае порчи регуляторов и предохранительных устройств. Поэтому коэффициенты запаса прочности дисков, венцов и лопаток выбраны таких значений, которые гарантируют невозможность разрыва дисков.

31. Однородность материала дисков.

В отделах 26—28 уже шла речь о полученных опытных данных, которые гарантируют получение однородного материала в диске, т. е. однородность результатов испытания проб, взятых с различных мест диска.



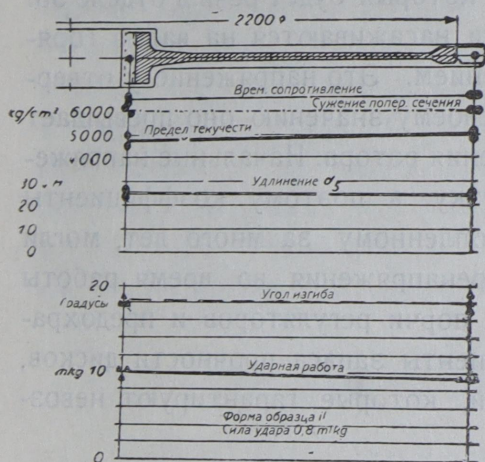
Фиг. 108. Диск турбины Лавала.



Фиг. 109. Диск турбины AEG старой конструкции.

Достижение равномерных качеств материала всего диска является крайне необходимым; другое требование — сконструировать диск в виде тела равного сопротивления — отражается на конструкции всей машины и требует иногда увеличения длины машины и, следовательно, — более мощного вала.

В подтверждение первого требования упомянем о статье, помещенной в Z. V. D. I., 1914 г., стр. 1817, «Об аварии диска турбины Лавалья». Конструкция этого диска (фиг. 108) представляла собой тело равного сопротивления, однако материал диска не был однородного качества. Иссле-



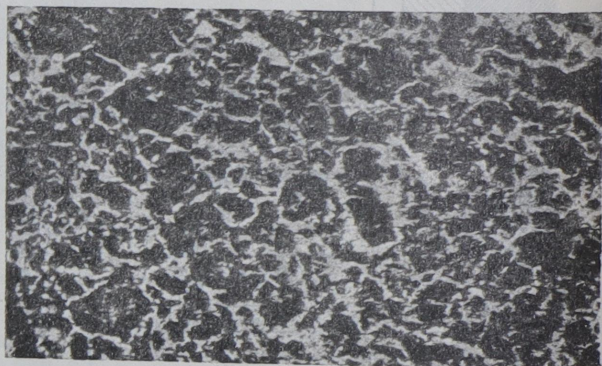
Фиг. 110. Диск турбины AEG новой конструкции.

дование этого материала доказало, что вблизи отверстия ступицы качество стали было значительно хуже, нежели в местах вблизи наружной окружности диска; к сожалению, не были указаны числовые значения механических испытаний материала ступицы, а между тем, в связи с падением временного сопротивления и предела упругости в сравнительно тонких частях, было бы очень интересно иметь данные прочности материала ступицы.

В отношении требования однородности материал диска фиг. 109, более удовлетворителен, хотя результаты испытания и этого диска, в особенности значения ударной работы, указывают, что диск на месте ступицы плохо прокован и недостаточно отожен. Микрофотографии указывают разницу в строении материала обода (фиг. 112) и ступицы (фиг. 111) диска.



Фиг. 111. У ступицы.



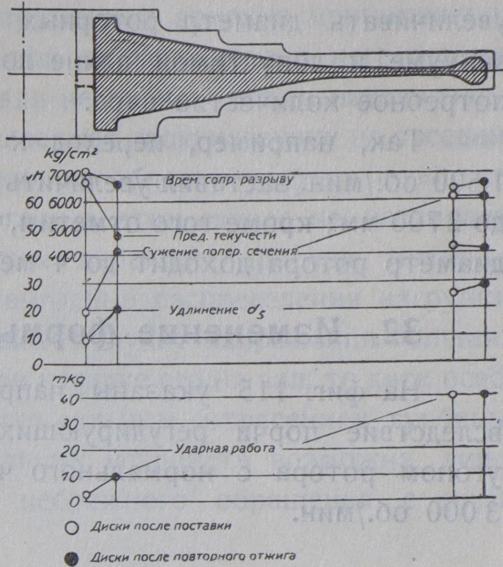
Фиг. 112. У обода.

Структура турбинного диска, лин. ув. = 100.

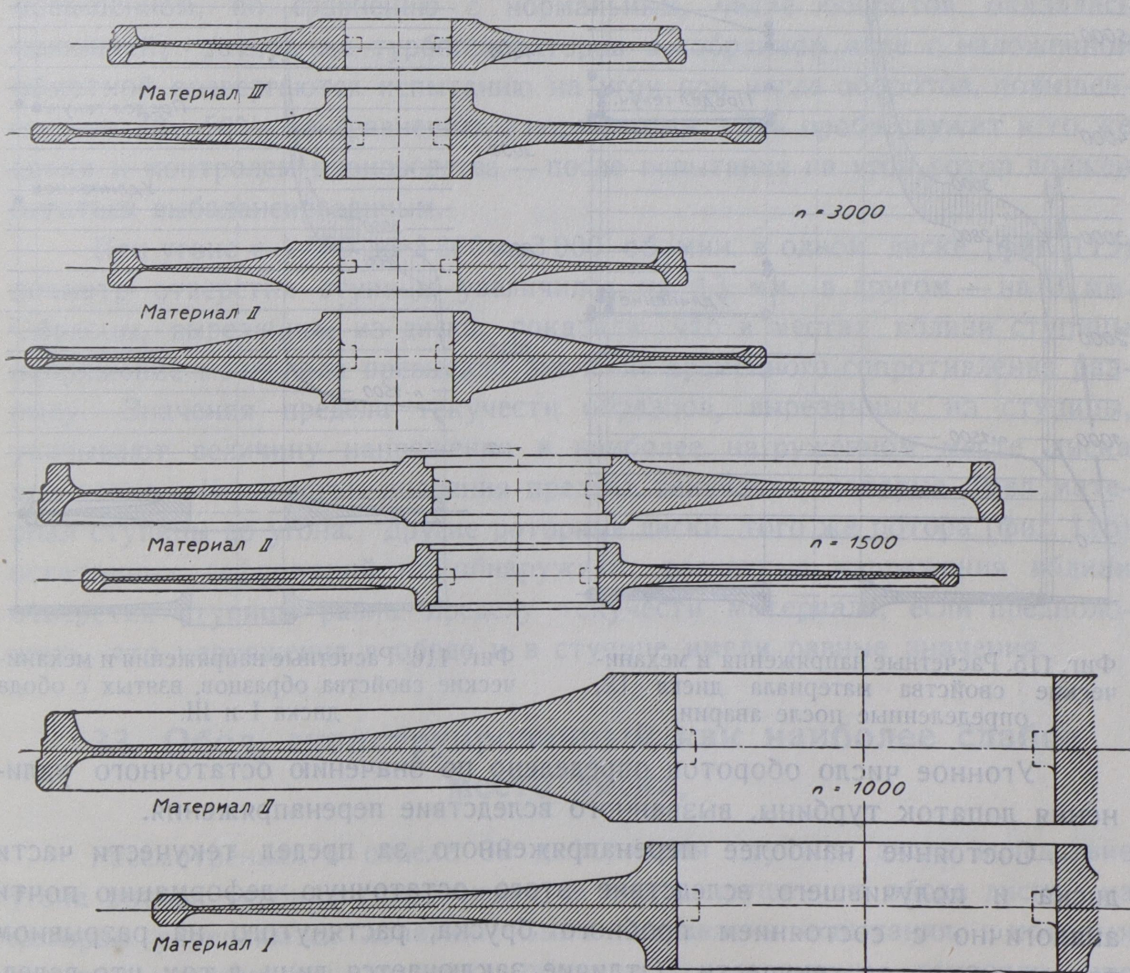
Требованию полной однородности отвечает диск фиг. 110. Результаты испытания образцов, взятых с этого диска, совпадают чрезвычайно хорошо, в особенности по сравнению с материалом дисков фиг. 108 и 109. Это может служить примером того, насколько осторожно нужно подходить к изготовлению крупной детали, от которой требуется ответственная служба при эксплуатации.

Во время последней войны требование высокой прочности и однородности материала не могло выполняться в полной мере, и замена материала III материалом II вызвала увеличение толщины ступицы (фиг. 113). Строго поставленные испытания прочности материала диска отчасти компенсировали создавшийся недостаток, и не мало дисков пришлось подвергнуть новой термической обработке, прежде чем можно было решиться пустить их в дело.

Нужда в машинах большой мощности заставляла повышать мощность машин, не изменяя их числа оборотов. Рост предельной мощности заставляет



Фиг. 113. Диск турбины AEG из материала с пониженными свойствами (недостаток никкеля во время войны и стремление к экономии материалов).



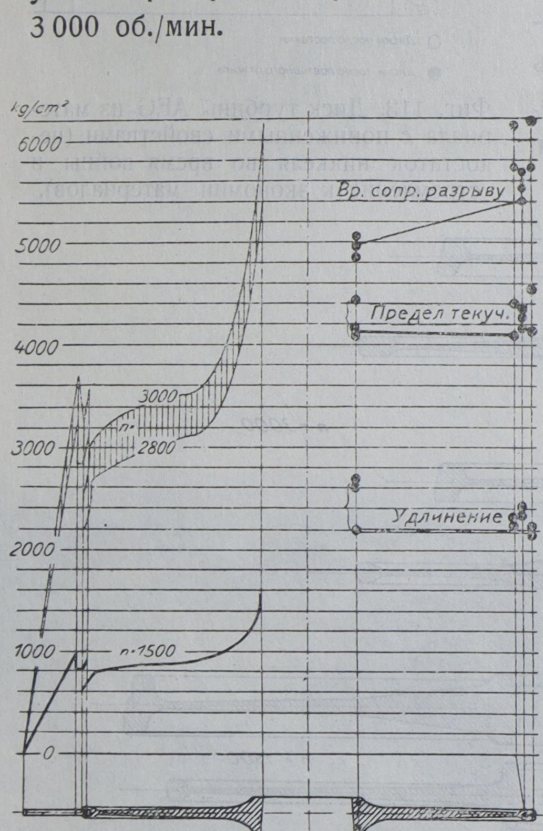
Фиг. 114. Примененный материал и величина дисков турбин при различных числах оборотов.

увеличивать диаметр роторных дисков (фиг. 114), чтобы при лучшем вакууме и допустимой длине лопаток наилучшим образом использовать необходимое количество пара.

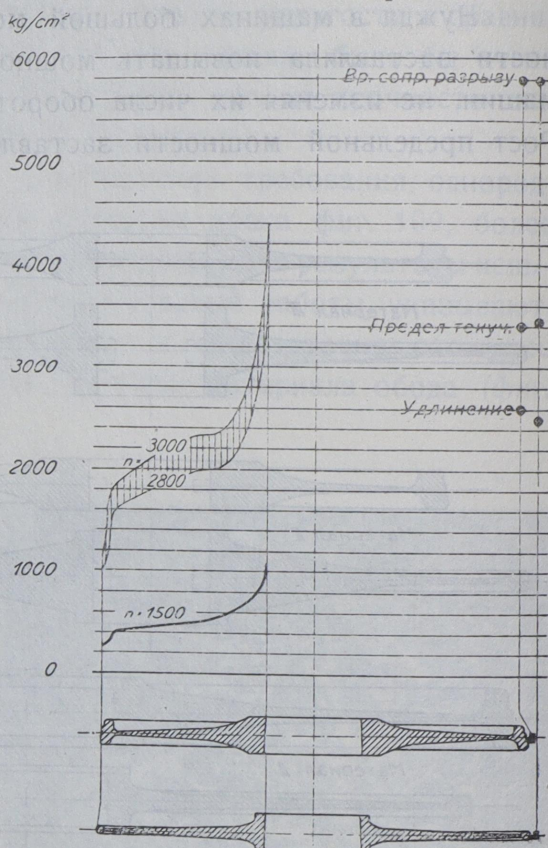
Так, например, переход к турбине мощностью на 25 000 kW при 1 500 об./мин. заставил увеличить существовавший наибольший диск с 2 200 до 2 700 мм; кроме того отметим, что в турбине на 50 000 kW и 1 000 об./мин. диаметр ротора доходит до 4 метров.

32. Изменение формы диска при уgone турбины.

На фиг. 115 указаны напряжения в турбинном диске, вызванные, вследствие порчи регулирующих и предохранительных приспособлений, угоном ротора с нормального числа оборотов $n = 1\,500$ до $n_1 = 2\,800$ — 3 000 об./мин.



Фиг. 115. Расчетные напряжения и механические свойства материала диска IX, определенные после аварии.



Фиг. 116. Расчетные напряжения и механические свойства образцов, взятых с обода диска I и III.

Угонное число оборотов определено по значению остаточного удлинения лопаток турбины, вызванного вследствие перенапряжения.

Состояние наиболее перенапряженного за предел текучести части диска и получившего вследствие этого остаточную деформацию почти аналогично с состоянием пробного бруска, растянутого на разрывном прессе за предел текучести. Отличие заключается лишь в том, что вследствие явления текучести материала в наиболее нагруженном месте — вблизи

отверстия ступицы — соседние менее нагруженные волокна принимают на себя часть усилия, частично разгружая при этом наиболее нагруженные части. Таким образом, разрушения детали не происходит, а нагруженные за предел текучести волокна, удлиняясь, передают свою нагрузку на соседние волокна, переводя иногда и их напряжения из области упругих в область остаточных деформаций. Разрушение детали в этом случае не наступает, если, конечно, на ней не имеются острые переходы, прорезы, которые, в свою очередь, вызывают еще более невыгодные распределения нагрузки.

Если перенагруженный турбинный диск получит напряжения больших значений, чем напряжения, полученные при насадке его на вал, то диск освободится на валу, и это явление обнаружится сильным сотрясением турбины.

Порча регуляторов и предохранительных устройств возможна лишь в случае загрязнения их и, вообще, небрежного обращения с ними в работе.

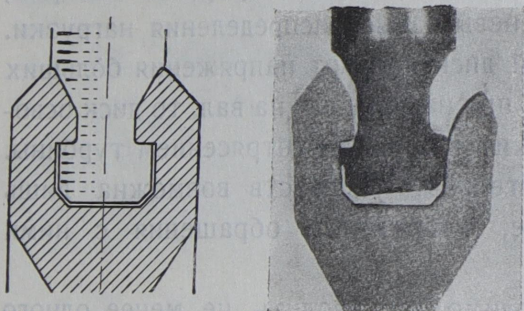
Проверку этих аппаратов необходимо производить не менее одного раза в неделю. Практика эксплуатации турбин показывает, что при таком порядке тяжелых аварий не бывает. Угонная проба ротора турбины при повышенном, по сравнению с нормальным, числе оборотов оказалась излишней; ротора же турбогенераторов в собранном виде с наложенной обмоткой подвергаются испытанию на угон при числе оборотов, повышенном на 30—50% по сравнению с нормальным. Эта проба служит в то же время и контролем производства — после испытания на угон ротор должен остаться выбалансированным.

При угоне с 1 500 до 2 800 — 3 000 об./мин. в одном диске (фиг. 115) диаметр отверстия ступицы увеличился на 13 мм, в другом — на 3 мм. Образцы, вырезанные из диска, показали, что в местах вблизи ступицы напряжение материала превысило значение временного сопротивления разрыву. Значения предела текучести образцов, вырезанных из ступицы, указывают величину напряжения в наиболее нагруженном месте диска при угоне. Неизвестны значения предела текучести, которые имел материал ступицы до угона. Другие роторные диски того же ротора (фиг. 116) остаточных деформаций не обнаружили; расчетные напряжения вблизи отверстия ступицы равны пределу текучести материала, если предположить, что напряжения в ободе и в ступице имели равные значения.

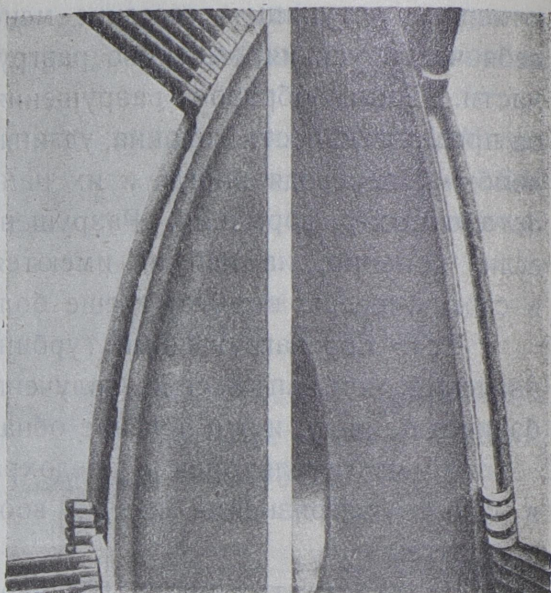
33. Обод, сконструированный как наиболее слабое место диска.

Рассмотренная в отделе 32 деформация ступицы диска вследствие угона ротора турбины сопровождается еще разрушением обода диска, на котором укрепляются лопатки. Были поставлены испытания, в которых лопатки вытягивались из замка обода, и эти испытания показали, что обод начинал разрушаться при усилии, равном центробежной силе лопа-

ток при 2700 об./мин. Как правило, следует стремиться, чтобы разрушение началось с легких деталей, дабы предотвратить дальнейший угон турбины, могущий вызвать крупную аварию.



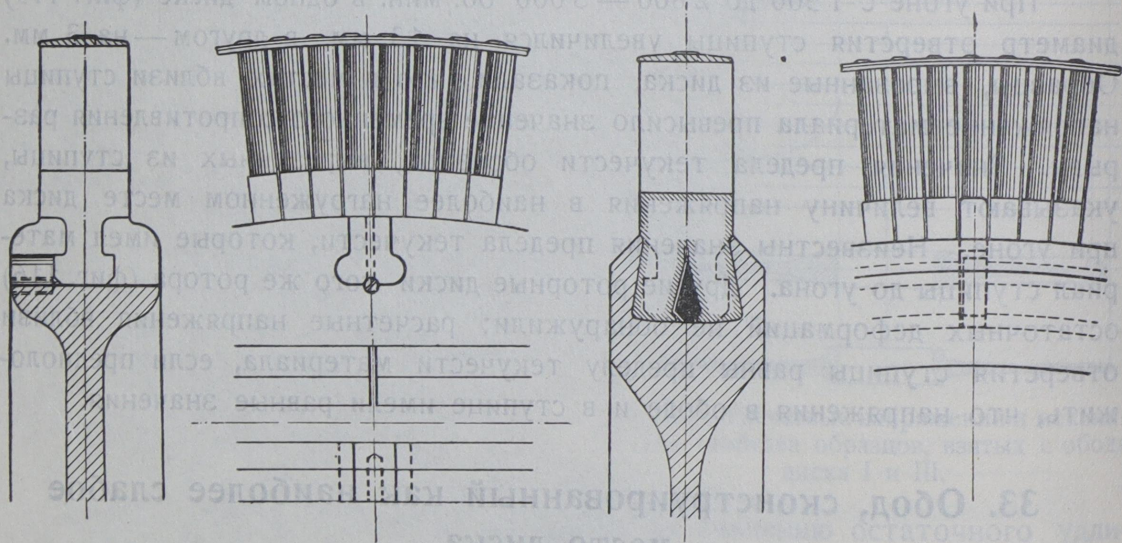
Фиг. 117. Сечение обода до и после аварии.



Фиг. 118. Место поломки в обode диска.

34. Замок обода для укрепления лопаток.

В отделе 27 говорилось, что только весьма тщательно проведенный отжиг уничтожает внутренние напряжения в диске. От конструктора зависит так сконструировать в обode прорезь для укрепления лопаток,



Фиг. 119. Замок лопатки с двухсторонним прорезом в обode.

Фиг. 120. Замок лопатки в закрытом обode.

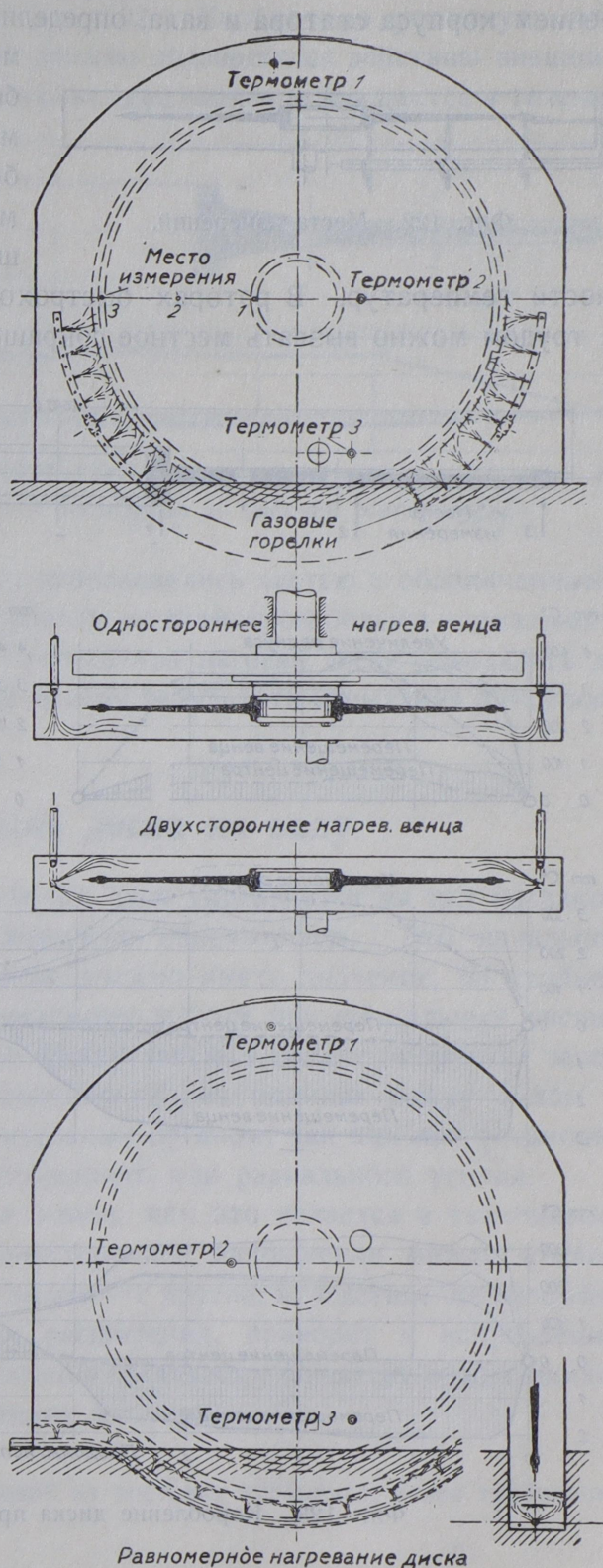
чтобы не получилось односторонней нагрузки, которая может вызвать во время работы при высоких температурах коробление дисков. На таких недостатках основываются положения, утверждающие, что диски легко

подвергаются короблению. В этом смысле неправильно устраивать ввод лопаток в замок сбоку (фиг. 119).

Удовлетворительным решением этого вопроса явилась конструкция фиг. 120, подвергавшаяся длительным и всесторонним испытаниям. Испытанием на растяжение было определено усилие, которое вырывает последнюю лопатку из обода диска. Результаты этих испытаний показали, что основание клина должно быть плотно охвачено забитой вставкой из красной меди. Невыполнение этого условия при действии растягивающей силы ослабит воздействие клина на вставку. Эта конструкция, кроме того, позволяет в случае нужды легко снять лопатки с диска.

35. Изменение размеров диска при неправильном нагреве.

Обод ротора турбины при пуске машины в ход до полного прогрева машины нагревается сильнее, нежели тело и ступица диска. В результате этого явления внешние части диска расширяются, и это вызывает, в свою очередь, освобождение диска на валу. Наоборот, при остановке машины диски охлаждаются быстрее, чем вал, и в результате наблюдается некоторое искривление и коробление дисков. Чтобы предупредить эти нежелательные явления, нужно соответствен-

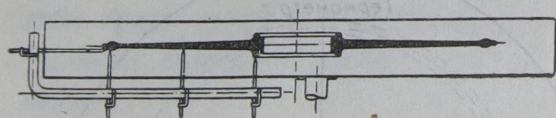


Фиг. 121. Печь для нагревательной пробы диска.

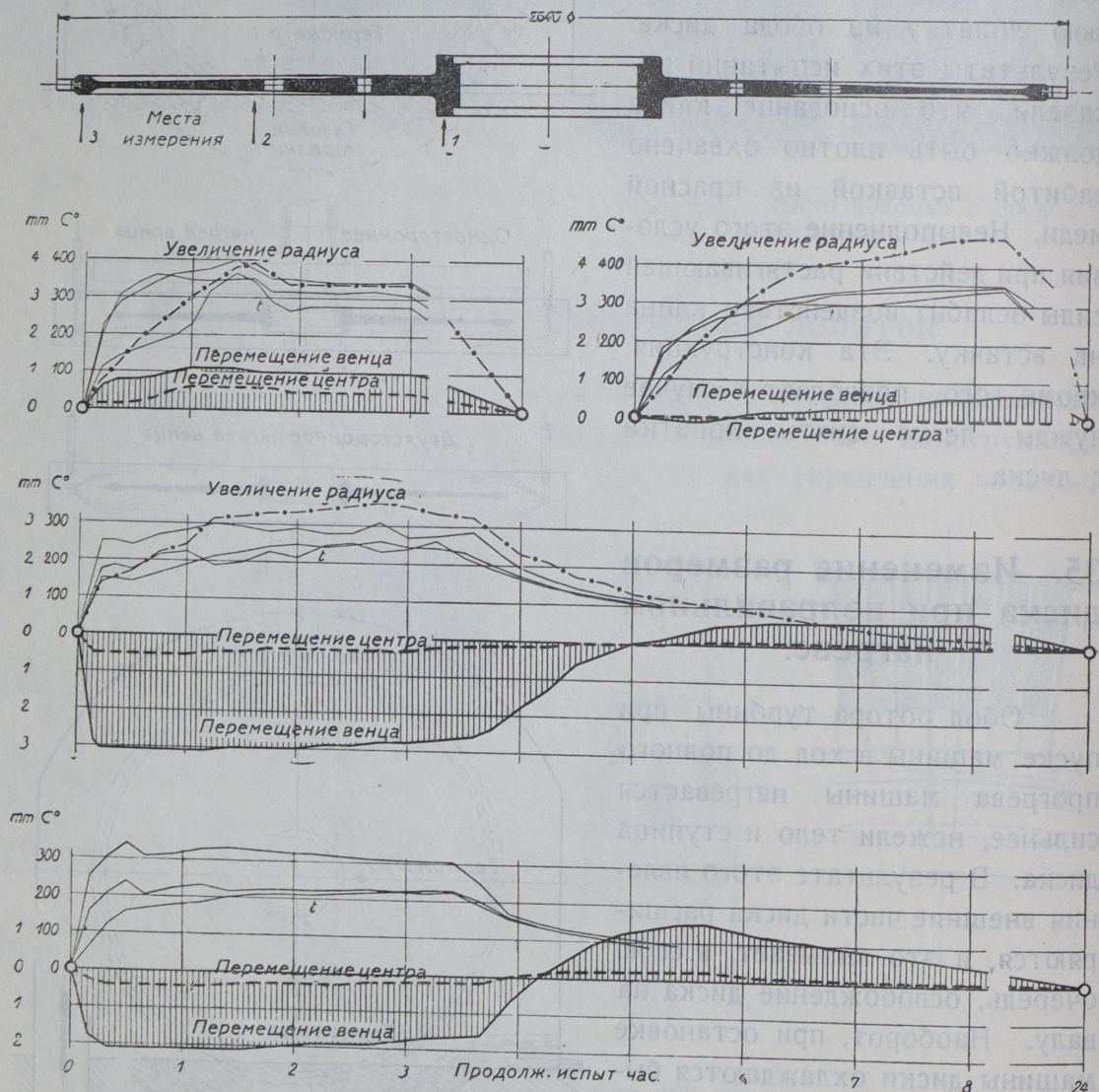
ным образом сконструировать форму дисков и, в соответствии с расширением корпуса статора и вала, определить по нижним пределам допускае-

мое напряжение в лопатках. Особенно чувствительны к неравномерному нагреву роторные диски больших диаметров тихоходных машин, которые требуют совершенного упразднения неравномерности температур.

В роторах быстроходных турбин меньшего диаметра с трудом можно вызвать местное сокращение в дисках даже искусственным



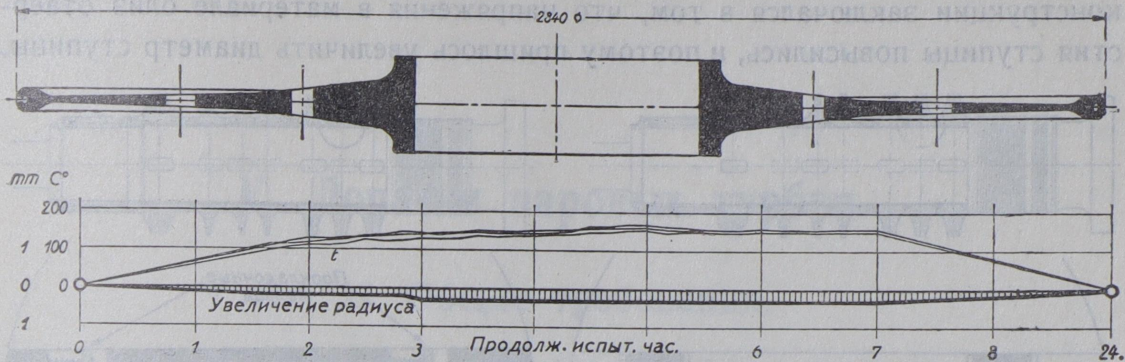
Фиг. 122. Места измерений.



Фиг. 123. Коробление диска при нагревательной пробе.

путем. Нагрев же дисков в мастерских преследует цель контроля правильности отжига и обнаружения внутренних напряжений в дисках. Это испытание подобно испытанию турбинных и индукторных валов (отдел 61).

Схема производства испытания изображена на фиг. 121. Измерительное устройство показано на фиг. 122. Необходимо упомянуть, что в течение всего испытания диск не должен подвергаться действию внешних сил. Для получения однородного нагрева диск медленно вращается в течение



Фиг. 124. Коробление диска при нагревании до рабочей температуры.

всего опыта. Испытания (фиг. 123) производились частью с облопаченными дисками, частью без насаженных лопаток, но диаметром больше нормального и более легкой конструкции. Температура нагрева диска доводилась до 350°C . Наконец, на фиг. 124 представлены результаты испытания роторного диска турбины в 50 000 kW.

36. Укрепление диска на валу.

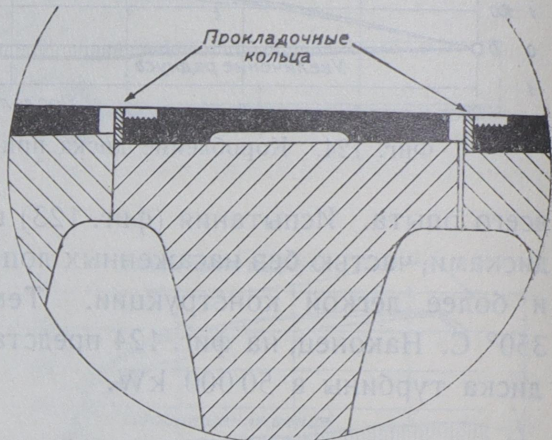
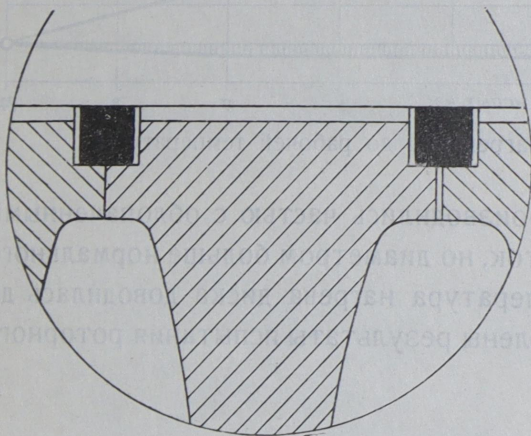
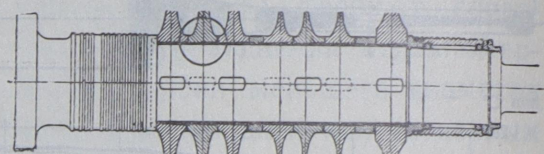
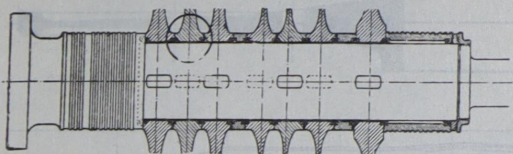
Как уже говорилось в отделе 30, диск укрепляется на вал насадкой в горячем виде с некоторым начальным напряжением. Это начальное напряжение в невращающемся диске должно иметь значение, по крайней мере равное напряжению, испытываемому диском при нормальных числах оборотов, ибо в противном случае между валом и диском получится зазор и диск освободится на валу. Предусмотренная шпонка между валом и диском является лишь предохранительным органом, так как при установке она не должна испытывать одностороннего или радиального усилия.

Выполнение шпонки в виде клина, как это делается в тихоходных валах, недопустимо, так как одностороннее напряжение между клином и диском с одной стороны и между валом — с другой, вследствие меняющейся температуры и вызываемого этим расширения, приводит к искривлению турбинного вала. Такое же искривление нарушает равновесие вращающихся масс, а это приводит к беспокойному ходу машины¹.

¹ Выписка из технических условий на поставку турбинных валов турбинному заводу:

Материала №	I	II
Вр. сопр. разрыву кг/мм ²	50—55	70—75
Предел текучести	30—33	40—43
Удлинение в % при 5-кратной длине	24	18

На фиг. 125 представлен старый способ закрепления диска на валу. Отдельные диски здесь насажены не непосредственно на вал, а на специальных кольцах. Кольца изготовлены столь узкими для того, чтобы не допустить заедания дисков при установке последних. Недостаток этой конструкции заключался в том, что напряжения в материале близ отверстия ступицы повысились, и поэтому пришлось увеличить диаметр ступицы.



Фиг. 125. Укрепление дисков кольцами. Фиг. 126. Укрепление дисков конусной буксой.

Допускаемые теперь более высокие начальные напряжения при закреплении диска позволили применить конусные буксы (фиг. 126), которые, к тому же, позволяют более точно устанавливать диски. Кроме того здесь возможно насадить все диски с одинаковым начальным напряжением и контролировать значение последнего. Конус позволяет также легко снимать диски при разборке машины.

Каждый вал, если нет особых указаний, должен быть ободран по размерам чертежа с припуском в 6 мм и затем при максимальном расстоянии между опорами в 5000 мм введен в печь и здесь, для уничтожения внутренних напряжений, отожжен и медленно охлажден вместе с печью. После охлаждения вал клеймится соответствующим номером, обдирается и подвергается термической обработке. После нее вал обрабатывается до требуемых размеров.

Для взятия проб на испытания концы валов должны иметь припуск в 130 мм. Валы в турбинной мастерской, будучи установлены на двух опорах, нагреваются в течение четырех часов при 300°C для обнаружения внутренних натяжений (фиг. 217). Искривление вала не должно превышать $4/100$ мм.

По поводу искривления вала следует иметь в виду:

Насколько важно плотное отключение турбины от паропроводов при остановке машины, настолько же важно предотвратить односторонний нагрев и искривление вала. Пуск в ход машины с покривленным валом влечет за собой тяжелую аварию. Возможность покривления вала вследствие дефектов материала исключается при условии, если вал был подвергнут тщательному испытанию нагревом (ср. фиг. 217).

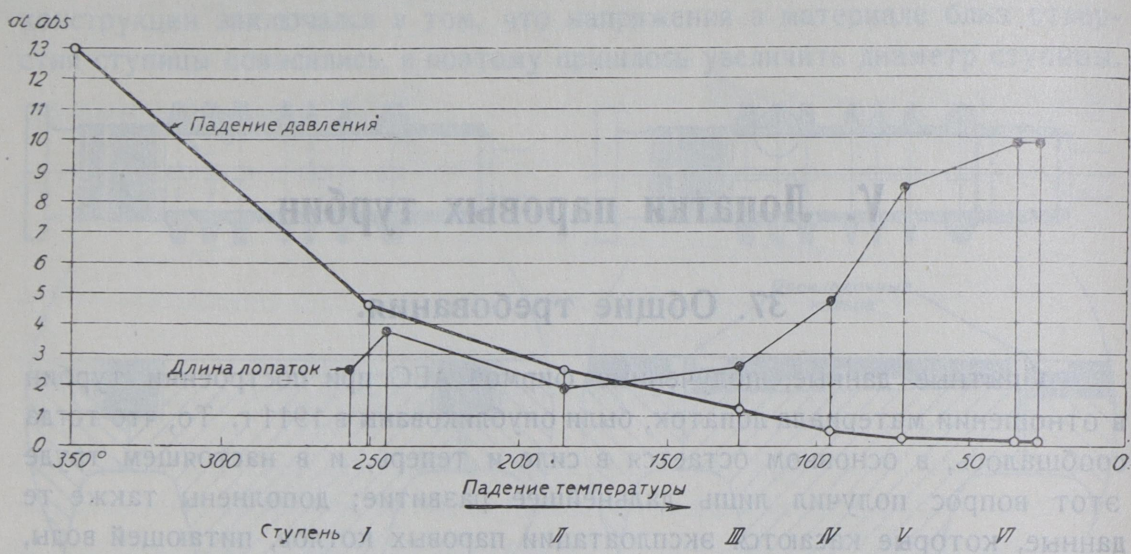
V. Лопатки паровых турбин.

37. Общие требования.

Опытные данные, полученные фирмой AEG при построении турбин в отношении материала лопаток, были опубликованы в 1911 г. То, что тогда сообщалось, в основном остается в силе и теперь, и в настоящем труде этот вопрос получил лишь дальнейшее развитие; дополнены также те данные, которые касаются эксплуатации паровых котлов, питающей воды, а также методов очистки последней. Переход от поршневых паровых машин, обладающих по современным понятиям малой мощностью, к турбинам и силовым установкам большой мощности требовал одновременного развития высокопроизводительных паровых котлов, снимающих теперь более 50 кг пара в час с одного кв. метра вместо прежних 14—20 кг/м²-час. Сейчас уже всеми признано, что жаротрубные котлы большой мощности должны питаться водой хорошего качества; отсюда вытекает и требование применять для турбин технически чистый пар. При работе поршневых паровых машин, за малым исключением, температура пара не превышала 250—275° С; в эксплуатации же паровых турбин температура пара доходит до 350° С и выше (фиг. 127), хотя следует отметить, что дальнейшему увлечению в повышении температур должен быть поставлен предел по экономическим соображениям. Рекомендуемые в последнее время температуры в 400—450° и более высокое давление не имеют еще достаточно опытных данных.

Слой смазочного масла, предохраняющий поршневые машины от разъедания стенок цилиндра, в паровых турбинах отсутствует. Разъедающее действие котельного камня сказывается в поршневых машинах сильным снашиванием цилиндра и поршневых колец и в паровых турбинах — разъеданием лопаток и скоплением его в местах ступеней нижнего давления турбины. Эти обстоятельства следует принимать во внимание при изучении разъедания лопаток. Только многочисленные опыты и многолетнее изучение турбин в эксплуатации позволили изучить это явление. Необходимо было упорядочить вопрос об очистке воды и о выборе лучшего материала для изготовления лопаток.

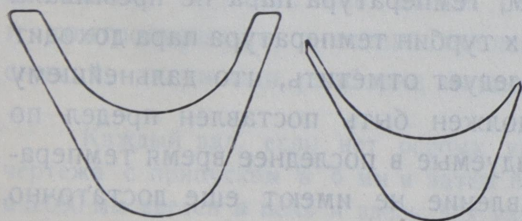
В данное время вопрос о материале лопаток, их разъедании и увеличении, вследствие этого, расхода пара более или менее разрешен. Доказательством служат многие тысячи турбин с общей мощностью около 7 миллионов л. с., находящиеся в эксплуатации (фиг. 1).



Фиг. 127. Схема температур в турбинах AEG.

38. Изготовление рабочих и направляющих лопаток.

Большое значение при выборе материала для лопаток имеет способ обработки их. Способ приготовления лопаток из 25%-никелевой стали, путемковки в холодном состоянии, оказался непригодным. Этот метод обработки нельзя применять к материалам мало пластичным, которые при



Заготовка. Готовый профиль.
Фиг. 128. Площадь сечения лопатки.

наклепе быстро становятся жесткими и трудно размягчаются при последующем отжиге. В таких материалах образуются внутренние напряжения, и очень часто последние вызывают трещинки, которые обнаруживаются невооруженным глазом. Нельзя прибегать к обработке, которая вызывает внутренние напряжения.

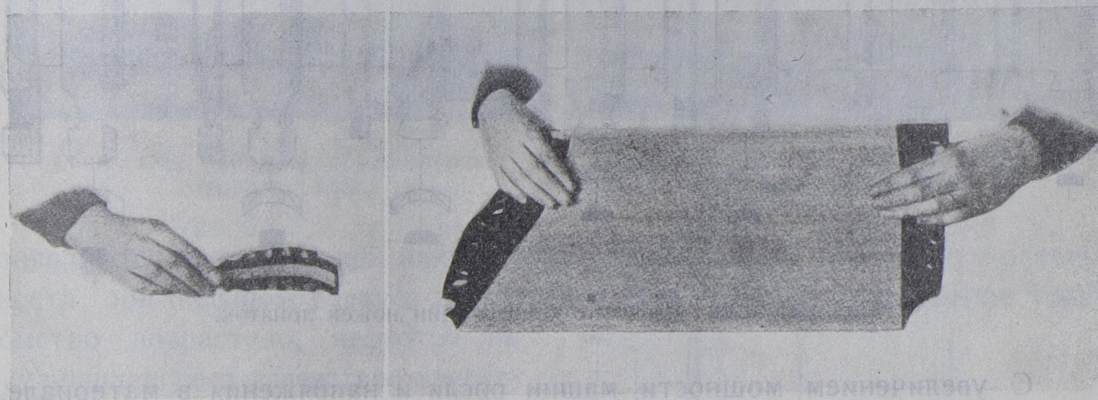
Это относится и к сортам стали с малым удлинением, никелевой латуни и алюминиевой бронзе. Если все эти перечисленные материалы при некотором способе прокатки и допускают холодную обработку, то все же рациональнее изготавливать окончательный профиль лопатки помощью фрезеровки или строгания (фиг. 128).

Очень пластичные материалы, как, например, латунь 72/28, монель-металл и мягкая сталь, обработка которых в холодном состоянии не вызывает появления трещин, необходимо даже ковать или прокатывать

на холоду, чтобы получать требуемую твердость и поднять предел текучести.

Изготовление ножки и головки лопатки производится при помощи фрезеровки; этот способ гарантирует отсутствие трещин, которые образуются при штамповке. Отверстия в бандажах, куда вставляются головки лопаток, должны быть также просверлены, а не штампованы.

Направляющие лопатки изготавливаются из листового материала и штампуются для придания им нужного профиля, далее шлифуются для заострения краев и затем большей частью заливаются в чугунную отливку.



Фиг. 129. Материал направляющих лопаток.

Светлая полоса на фиг. 129 указывает канал сопла, темные полосы — части, заливаемые чугуном. Малая лопатка предназначена для второй ступени турбины в 3 000 kW; большая, в том же масштабе, представляет собой лопатку последней ступени турбины в 40 000 kW при 1 000 об./мин.

Наилучшим материалом для изготовления направляющих лопаток, как показала практика, является мягкое железо с временным сопротивлением разрыву не более 34 кг/мм² и удлинением в 24%. Этот материал плохо окисляется чугуном. Хотя при заливке он несколько и науглероживается, однако не настолько, чтобы приобрести большую твердость и хрупкость.

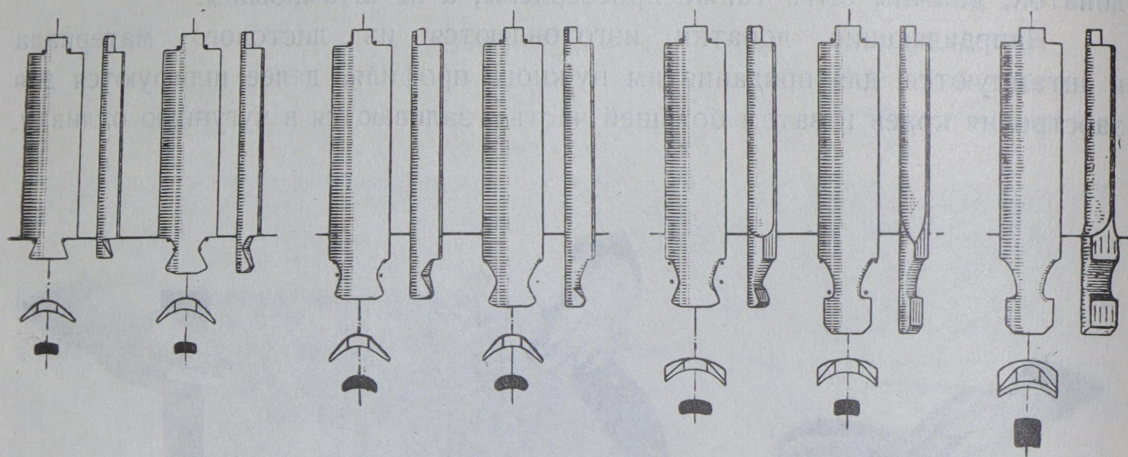
39. Конструкция ножек рабочих лопаток.

В тесной связи с прочностью материала лопатки находятся конструктивные формы лопатки — в особенности форма ножки. Было испробовано много сортов стали, прежде чем выработали в 1907 г. подходящую 5%-никкелевую сталь. Отсутствие подходящего материала заставляло основательно проработать конструкцию лопатки. В данное время большое применение получает монель-металл и нержавеющие сорта стали.

В первые годы турбостроения, при максимальной мощности машин в 500 kW и несколько позже — в 1 000 kW при 3 000 об./мин., расчетные

напряжения в лопатках были невысоки, а потому и форма их была проста (фиг. 130 — 136).

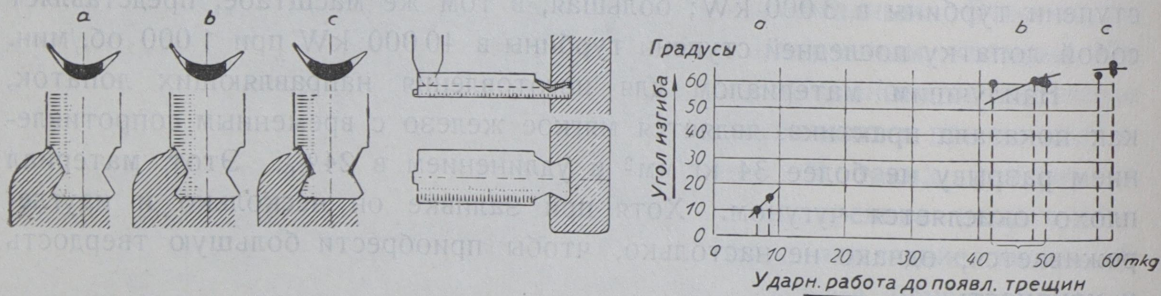
Общее требование машиностроения — отсутствие резких переходов — выполнялось тем, что переход с одного сечения к другому снабжался закруглением.



Фиг. 130—136. Развитие конструкции ножек лопаток.

С увеличением мощности машин росли и напряжения в материале. Турбинные лопатки ограничивали достижение больших мощностей, а потому эти детали стали центром внимания.

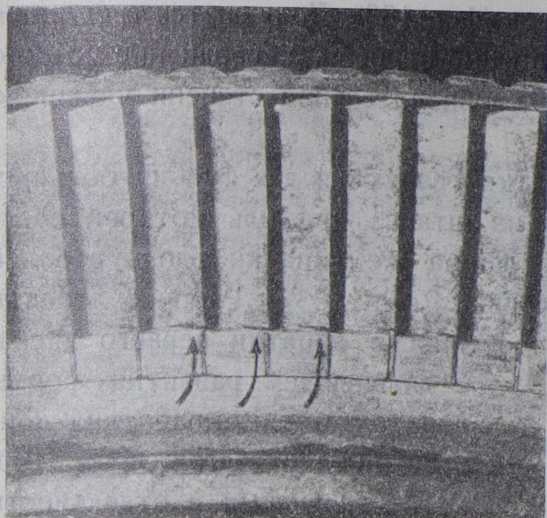
С увеличением размеров лопатки конструкция простого ласточкина хвоста перестала быть удовлетворительной; тогда перешли на двойной



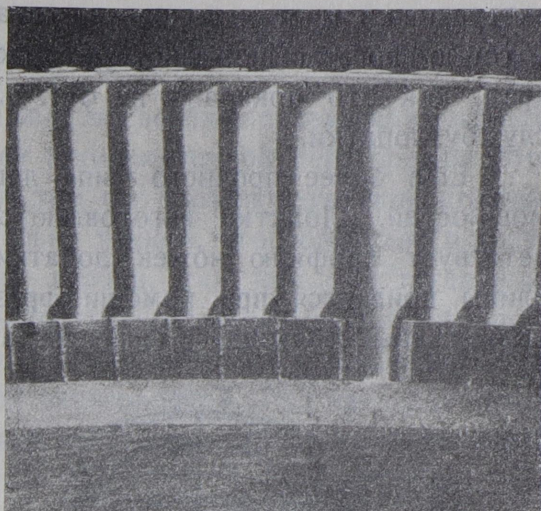
Фиг. 137. Испытание на удар лопаток с острыми и закругленными переходами в ножке.

ласточкин хвост (фиг. 131). В дальнейшем эта конструкция была усилена согласно фиг. 132, которая позволяла использовать полную площадь лопатки, воспринимающую изгибающие напряжения; таким образом «опасное сечение» было перенесено от места максимального скопления растягивающих сил.

При создании формы лопаток все резкие переходы были упразднены; все переходы закруглялись возможно большим радиусом. На фиг. 137 представлена неудовлетворительная конструкция ножки лопатки. Испытания на удар показали, что в конструкции (фиг. 137а) очень легко



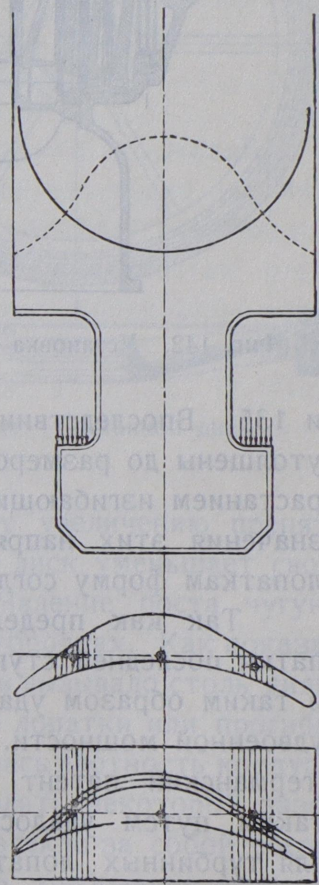
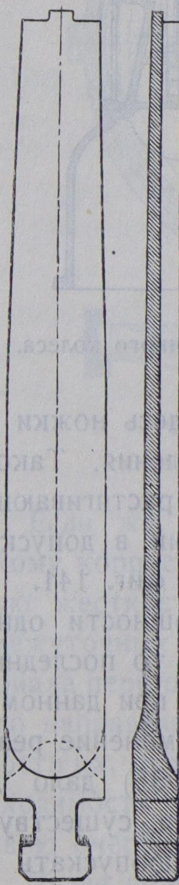
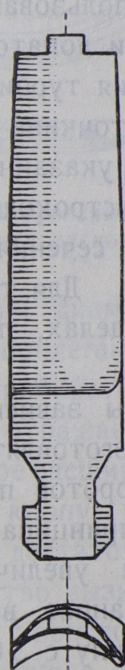
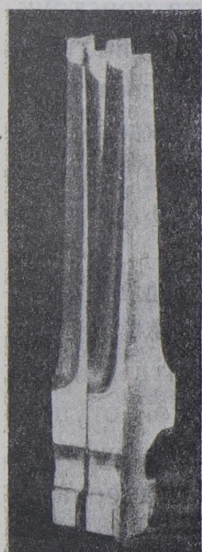
Фиг. 138. Лопатка, поржавевшая около вставки.



Фиг. 139. Лопатка с закругленным переходом над вставкой.

появляются трещины; при закруглении перехода (фиг. 137b)—и, в особенности, при большом радиусе закругления (фиг. 138с) сопротивление удару быстро возрастало, несмотря на уменьшавшуюся вследствие закругления площадь опасного сечения.

В лопатках с более высокими вставками имеют место сильные

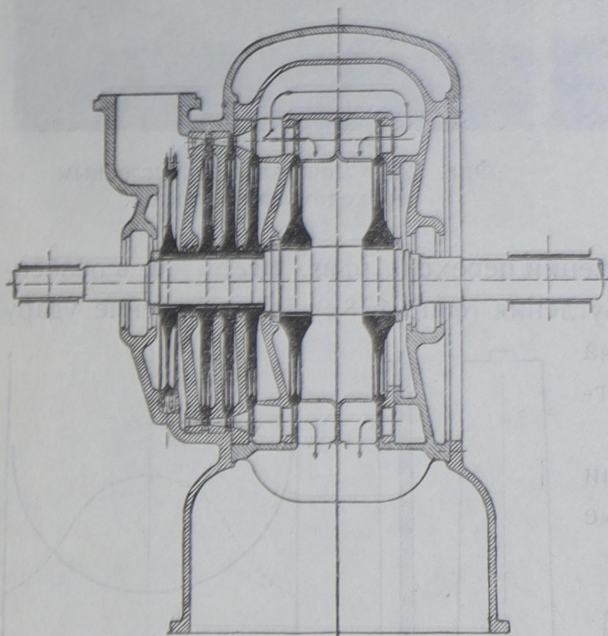


Фиг. 140. Лопатка с призматической ножкой для повышенных напряжений.

Фиг. 141. Линия центров тяжести сечений ножек и лопаток.

разъедания в местах выхода из вставок (фиг. 138). Получаются трещинки, которые впоследствии действуют как острые прорезы. Упразднение острого края, как это показано на фиг. 139, в значительной степени улучшило службу лопатки.

Еще более прочного типа лопатки требуются для турбин больших мощностей. Лопатки изготавливаются из штанги, профиль которой соответствует профилю ножек лопатки, форма же лопатки вдоль рабочей длины придается при помощи фрезеровки (фиг. 135). Рабочие лопатки подвержены меняющейся нагрузке, в особенности лопатки первого диска.



Фиг. 142. Установка сдвоенного колеса.

В дальнейшем развитии формы лопаток была выработана конструкция по фиг. 136 и 140. Изготавливавшаяся в отдельности турбинная вставка здесь изготовлена в одном куске с ножкой лопатки. Конструкция плоской ножки дает то преимущество, что лопатки закреплены по их оси симметрии, и поэтому отпадают добавочные косые напряжения.

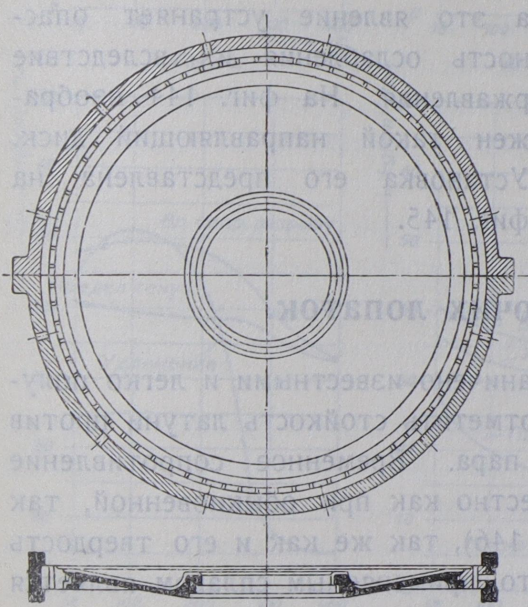
Опыт, полученный с лопатками дисков высокого давления, был использован и при конструировании лопаток части низкого давления турбины, путем замены ласточкина хвоста конструкцией, указанной на фиг. 134

и 135. Впоследствии и здесь ножки лопатки быстроходных машин были утолщены до размеров деления. Такое усиление сечения вызывалось возрастанием изгибающих и растягивающих усилий. Для того чтобы иметь значения этих напряжений в допускаемых пределах, пришлось придать лопаткам форму согласно фиг. 141.

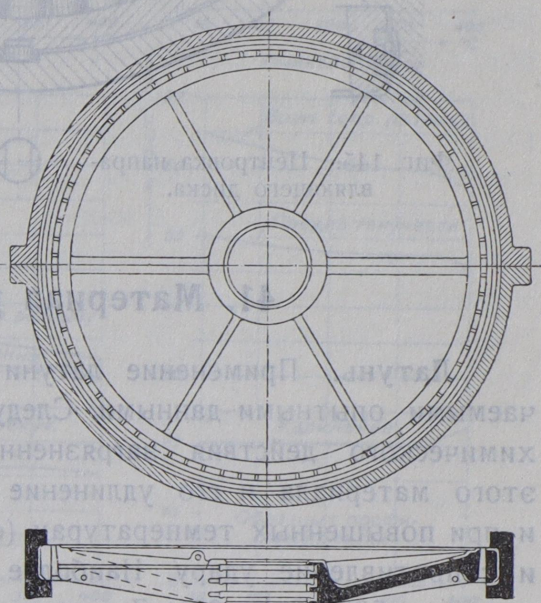
Так как предел мощности одной турбины зависит от длины лопатки последней ступени, то последнюю стали изготавливать из двух дисков, и таким образом удалось при данном числе оборотов построить машину удвоенной мощности. Применение реактивного принципа на этой ступени (германский патент 314 035) дало дальнейшее увеличение мощности; таким путем удалось при существующих в данное время материалах для турбинных лопаток пропускать через турбину с 3 000 об./мин. ежедневно свыше 100 тонн пара, что соответствует мощности в 20 000 kW. (фиг. 142).

40. Конструкция промежуточных перегородок.

В многоступенчатых турбинах первых лет венец направляющих лопаток изготовлялся фирмой АЕГ отдельно от промежуточной перегородки. Преимущество этой конструкции состояло в том, что промежуточная перегородка изготовлялась неразъемной и сравнительно тонкой, что позволяло в значительной мере сократить общую длину турбин, так как они тогда изготовлялись небольшого диаметра и многоступенчатыми. На фиг. 143 представлены конструкция и установка в турбину венца направляющих лопаток с соответствующей промежуточной перегородкой. При нагрузке такого диска, который изготовляется выпуклым со стороны давления пара, увели-

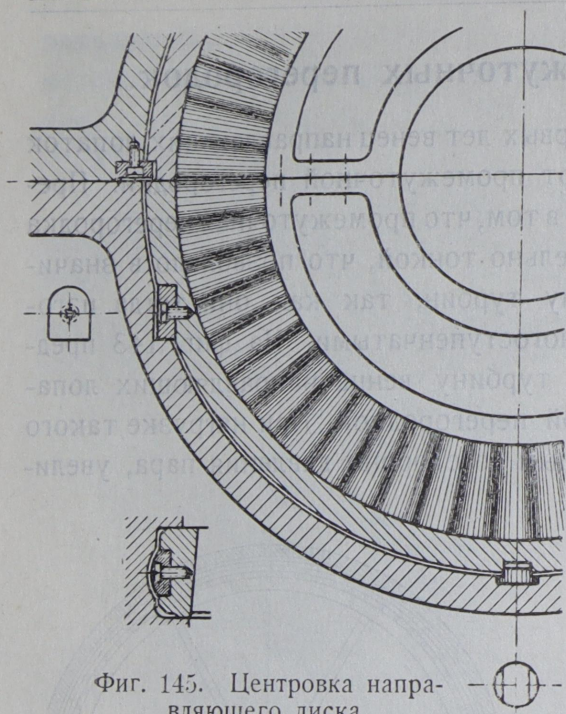


Фиг. 143. Венец направляющих лопаток с целым диском.



Фиг. 144. Составной диск.

чивается внешний диаметр диска. Если же этому увеличению препятствует плотное прилегание к жесткому корпусу, то диск уменьшает свою выпуклость и приобретает большую жесткость. Явление роста чугуна особенно вредно отражается на промежуточных перегородках. Как показал опыт, постепенное расширение материала перегородки вызывало столь сильное давление на корпус машины, что направляющие лопатки или прогибались, или же, при достаточной жесткости их, нарушалась плотность корпуса. Это обстоятельство вызывало необходимость оставлять некоторый зазор между диском и корпусом, что, в свою очередь, повлекло за собой соединение венца и диска в одно целое. Далее возникло требование легкости монтажа внутренних частей турбины; оно привело к устройству разъемных перегородок. Однако такая конструкция потребовала увеличения толщины перегородок и направляющих лопаток. Величина колебаний пере-



Фиг. 145. Центровка направляющего диска.

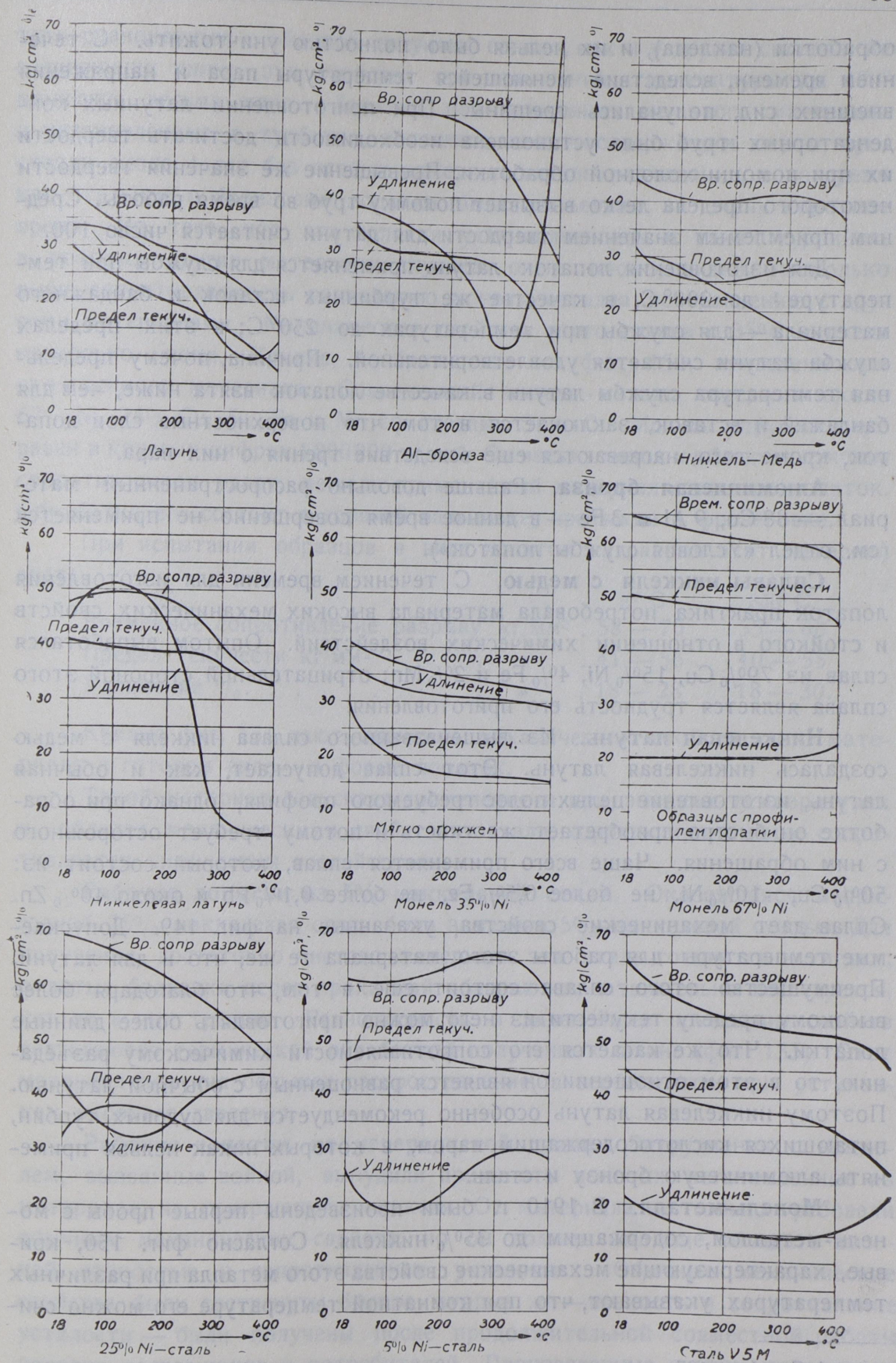
родок у ступицы, при наивысшей нагрузке турбины, не должна превышать установленных величин.

Толщина направляющих лопаток зависит, по условиям литья, от толщины материала диска, окружающего лопатки, и, напр., для диска диаметром в 3,8 м толщина листового материала лопаток доходит до 15 мм. Одновременно с этим увеличивается и запас механической прочности лопаток, а это явление устраняет опасность ослабления их вследствие ржавления. На фиг. 144 изображен такой направляющий диск. Установка его представлена на фиг. 145.

41. Материал рабочих лопаток.

Латунь. Применение латуни ограничено известными и легко получаемыми опытными данными. Следует отметить стойкость латуни против химического действия загрязненного пара. Временное сопротивление этого материала и его удлинение известно как при обыкновенной, так и при повышенных температурах (фиг. 146), так же как и его твердость и сопротивление удару. Наиболее часто применяемым сплавом является сплав из 72% Cu и 28% Zn; содержания свинца допускаются лишь следы. Временное сопротивление бронзы значительно выше, чем у латуни; еще лучшие свойства дает никкелевая сталь. Значения предела текучести для всех материалов более или менее равны между собой; значения же относительного удлинения сильно разнятся друг от друга. В случаях малого удлинения качество материала еще может быть признано удовлетворительным по значению сопротивления удару; хорошая сопротивляемость усталости также может компенсировать недостаточно высокий предел упругости.

Более трудно установить минимальное и максимальное значения твердости. Большая твердость поверхности необходима для сопротивления материала стирающему действию пара, но, с другой стороны, слишком большая твердость вызывает поломки вследствие меняющейся температуры пара. Ниже, при описании службы 25%-никкелевой стали, мы остановимся на целом ряде обнаруженных трещин между внутренними и наружными слоями лопаток. Напряжения появились вследствие холодной



Фиг. 146—154. Механические свойства материала лопаток.

*

обработки (наклепа), и их нельзя было полностью уничтожить. С течением времени, вследствие меняющейся температуры пара и напряжения внешних сил, получались трещины. При приготовлении латунных конденсаторных труб была установлена необходимость достигать твердости их при помощи холодной обработки. Превышение же значения твердости некоторого предела легко вызывает поломку труб во время работы. Средним приемлемым значением твердости для латуни считается число 100.

Для изготовления лопаток латунь применяется для службы при температуре¹ до 200°С, в качестве же турбинных вставок и бандажного материала — для службы при температурах до 250°С; в этих пределах служба латуни считается удовлетворительной. Причина, почему предельная температура службы латуни в качестве лопаток взята ниже, чем для бандажей и вставок, заключается в том, что поверхностные слои лопаток, кроме того, нагреваются еще вследствие трения о них пара.

Алюминиевая бронза. Раньше довольно распространенный материал — 88 Cu, 9 Al и 3 Fe — в данное время совершенно не применяется (см. отдел «Условия службы лопаток»).

Сплавы никкеля с медью. С течением времени для изготовления лопаток практика потребовала материала высоких механических свойств и стойкого в отношении химических воздействий. Опытом выработался сплав из 79% Cu, 15% Ni, 4% Fe и 2% Mn; отрицательной стороной этого сплава является трудность его приготовления.

Никкелевая латунь. Из вышеназванного сплава никкеля с медью создалась никкелевая латунь. Этот сплав допускает, как и обычная латунь, изготовление целых полос требуемого профиля, однако при обработке он быстро приобретает жесткость и потому требует осторожного с ним обращения. Чаще всего применяется сплав, который состоит из: 50% Cu, 10% Ni, не более 0,5% Fe, не более 0,1% Pb и около 40% Zn. Сплав дает механические свойства, указанные на фиг. 149. Допускаемые температуры для работы этого материала те же, что и для латуни. Преимущество этого сплава состоит еще в том, что благодаря более высокому пределу текучести из него можно готовить более длинные лопатки. Что же касается его сопротивляемости химическому разъеданию, то в этом отношении он является равноценным с обычной латунью. Поэтому никкелевая латунь особенно рекомендуется для судовых турбин, питающихся кислотосодержащим паром, в которых никак нельзя применять алюминиевую бронзу и сталь.

Монель-металл. В 1910 г. были произведены первые пробы с монель-металлом, содержащим до 35% никкеля. Согласно фиг. 150, кривые, характеризующие механические свойства этого металла при различных температурах, указывают, что при комнатной температуре его можно счи-

¹ См. фиг. 127.

тать равноценным с обычной латуной; однако, как и у других сплавов, не содержащих цинка, эти свойства при повышении температуры до 400° меняются весьма мало. Лопатки, приготовленные из этого материала и установленные в турбинах, питаемых кислотосодержащим паром, простояли около 4 лет без особых заметных следов разъедания, в то время как стальные и бронзовые лопатки были разъедены за очень короткое время. Из того, что эти лопатки устанавливались в таких турбинах, в которых другие материалы служили очень плохо, видно, насколько выше сопротивляемость разъеданию монель-металла по сравнению с другими материалами. Механические свойства этого сплава с 35% никкеля несколько низки. Кривые, изображенные на фиг. 150, приведены для отожженного материала. Современный монель-металл содержит около 67% Ni, 28% Cu, 5% Fe и Mn со следами Si и C. Модуль упругости его равен в круглых цифрах 1800000 кг/см^2 . Он весьма вязок и обладает лучшим сопротивлением удару, нежели применяемый материал стальных лопаток. Обработка его состоит в горячей вальцовке, протяжке и фрезеровке.

При испытании образцов в виде лопаток на разрыв этот материал дает:

	20° C	350° C
Временное сопротивление разрыву кг/мм^2	58 — 70	55 — 60
Предел текучести кг/мм^2 »	41 — 56	40 — 55
Удлинение % »	18 — 28	18 — 30.

Кривые фиг. 151 дают значения механических свойств этого материала в готовом виде — в форме лопаток.

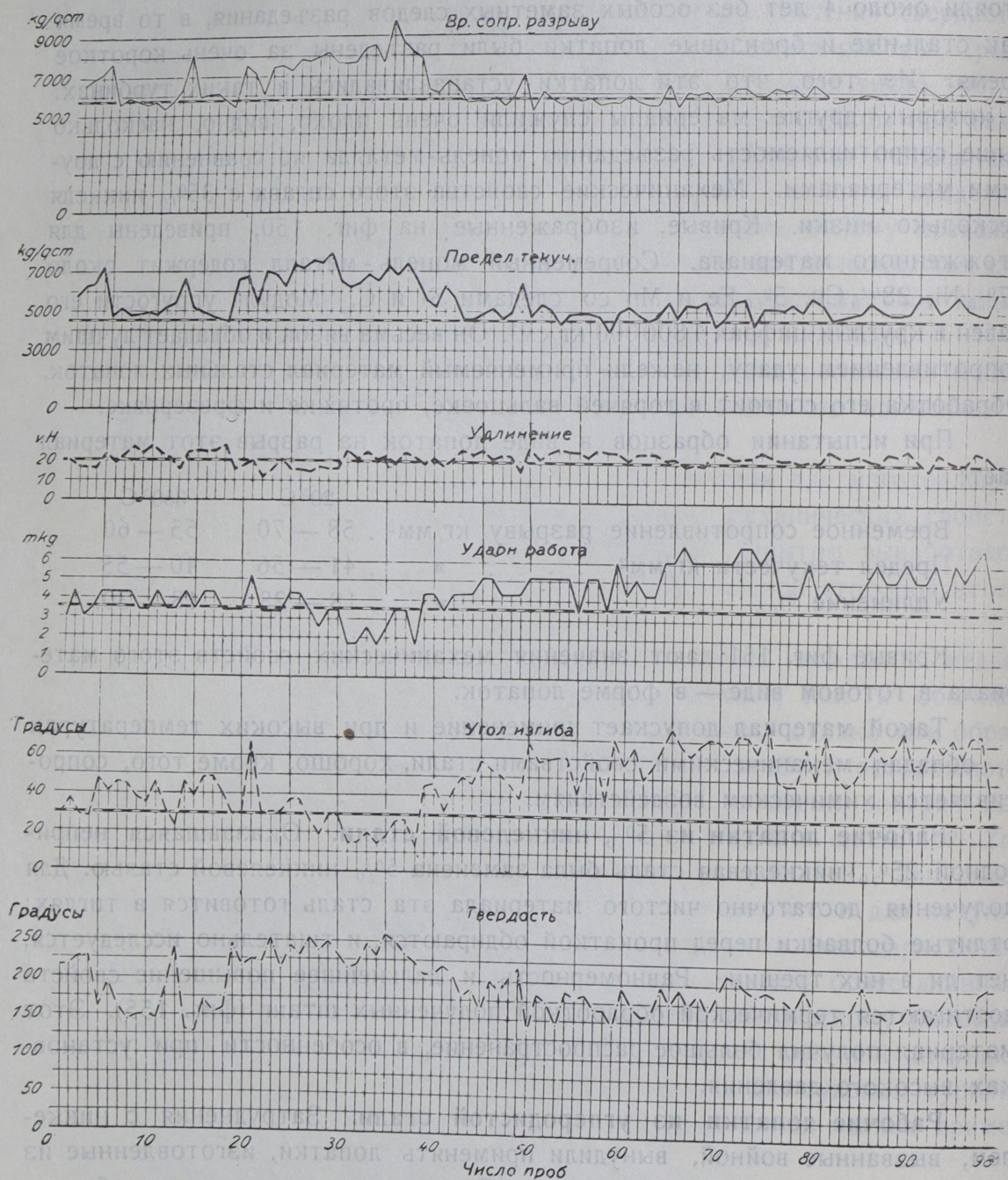
Такой материал допускает применение и при высоких температурах и, обладая механическими свойствами стали, хорошо, кроме того, сопротивляется химическим воздействиям.

Рабочие лопатки из 5%-никкелевой стали. Оказавшаяся непригодной 25%-никкелевая сталь была заменена 5%-никкелевой сталью. Для получения достаточно чистого материала эта сталь готовится в тиглях; отлитые болванки перед прокаткой обдираются, и тщательно исследуется, нет ли в них трещин. Равномерность и дальнейшее повышение свойств достигаются термической обработкой полученных штанг (фиг. 155). Этот материал получил большое распространение, в особенности при установках высокого давления.

Рабочие лопатки из углеродистой стали. Затруднения с никкелем, вызванные войной, вынудили применять лопатки, изготовленные из материала, не содержащего никкеля. От материала не только требовали обычных механических свойств, но он должен был еще обладать высокой вязкостью и сопротивлением усталости. Обычные механические свойства были достигнуты быстро, вторые же — вязкость и сопротивление усталости — были получены после продолжительной совместной работы заводов-поставщиков и потребителей. Произведенные с этим материалом

опыты по исследованию его на усталость описаны в отдельной главе (III, фиг. 57).

Нержавеющая сталь. Нержавеющая сталь получает все большее распространение в области изготовления лопаток тех турбин, кото-



Фиг. 155. Сводка механических свойств 50%-никелевой стали.

рые питаются неудовлетворительной, с точки зрения содержащихся примесей, водой. Ее поставляют теперь различные фирмы (напр., Крупп, марка V5M, временное сопротивление разрыву 65 кг/мм², предел текучести 45 кг/мм² и удлинение 20% при пятикратной длине; фиг. 154).

Представляя собой сталь с примесью никкеля и хрома, этот материал, обладая достаточной прочностью, хорошо сопротивляется ржавлению. В данное время применяются следующие материалы:

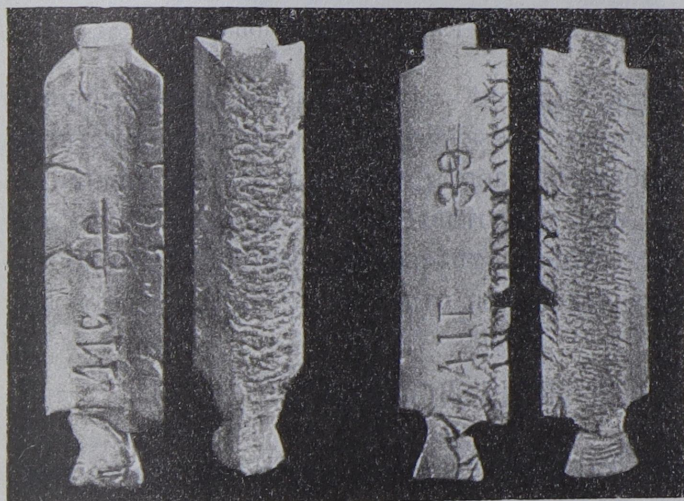
для высоких давлений — никкелевая сталь и нержавеющей сталь;

для средних давлений — латунь, в пределах, допускаемых требованиями прочности и температурой;

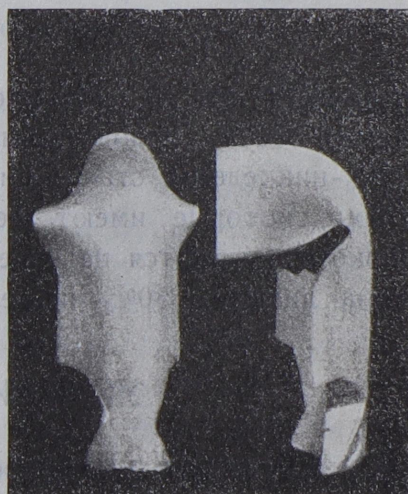
для низких давлений — латунь и более прочные материалы: никкелевая латунь, монель-металл, Р-сталь, или же нержавеющей сталь.

42. Недостатки 25⁰/₀-никкелевой стали в качестве материала турбинных лопаток.

В 1907 г. для лопаток высокого давления применили высокониккелевую сталь. Первая пробная машина с такими лопатками не обнаружила никаких дефектов. Лишь в изготовленных, на основании первого опыта, более мощных машинах были обнаружены крупные дефекты: появля-



Фиг. 156. Профильная 25⁰/₀-никкелевая сталь. Рабочие лопатки в поперечных трещинах.



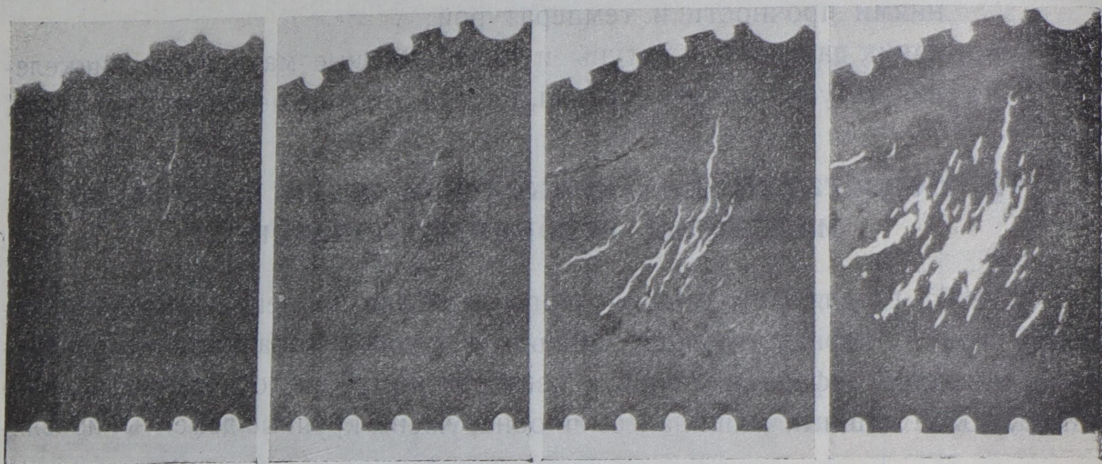
Фиг. 157. Профильная 25⁰/₀-никкелевая сталь. Рабочие лопатки, снятые с того же колеса (фиг. 156), имеют вполне доброкачественный материал.

лись изломы в местах с малым напряжением или вообще не испытывающих напряжения.

Помимо того, что служба этого материала при температурах перегретого пара (130°—275°C) совершенно неудовлетворительна, при изготовлении лопаток была допущена крупная ошибка, которая заставила совершенно отказаться от применения этого материала. Но, все же, в течение 10 лет некоторые лопатки удовлетворительно служили в целом ряде турбин.

Особенно кратковременной оказалась служба лопаток тонкого сечения, которые при приготовлении подвергались сильной обработке на холоду. Получившиеся дефекты нельзя было объяснить как результат действия струи пара или напряжения от центробежных сил. На фиг. 156

изображено несколько лопаток, взятых из одного диска и протравленных одним и тем же способом. В то время как одна лопатка разрушилась как в местах наиболее нагруженных, так и в местах с менее тяжелой службой, другая лопатка осталась полностью невредимой, и даже проба на изгиб не вызвала на поверхности ее трещин (фиг. 157). Этот пример



Фиг. 158. 30%-никкелевая сталь для направляющих лопаток.

указывает на то, что плохой и хороший материалы были перемешаны между собой; следовательно, дефекты объясняются не плохими свойствами 25%-никкелевой стали или условиями работы турбины, а теми случайностями, которые имеют место при приготовлении материала и которые резко сказываются на качестве готового материала. На фиг. 158 изображена листовая 30%-никкелевая сталь (см. отдел 44).

УСЛОВИЯ СЛУЖБЫ ЛОПАТКИ.

43. Влияние химически загрязненного пара на рабочие лопатки.

В двух предыдущих отделах мы рассмотрели исследования, которые пришлось провести, прежде чем удалось выработать надлежащий материал для изготовления турбинных лопаток. Ниже мы разберем те явления, которые имеют место в службе лопаток и которые не зависят от свойств материала и конструкции лопаток; в течение ряда лет были наблюдаемы различные дефекты, характерные лишь для отдельных установок, но разрешение которых также составляет одну из задач турбостроения.

Для определения пригодности воды, питающей котел, ее подвергают химическому исследованию, от результата которого зависит способ ее очистки. Высокие коэффициенты парообразования в современных котельных установках влекут за собой накопление различных примесей воды в до-

вольно большом количестве, даже и при соответствующих методах очистки. Лучше всего не ограничиваться одним предварительным анализом воды, а производить испытание ее через некоторые промежутки времени. Ниже-следующий анализ произведен над образцами добавочной воды, которую прибавляют в количестве 5%, над питательной водой и над водой, бывшей в употреблении в течение 700 часов:

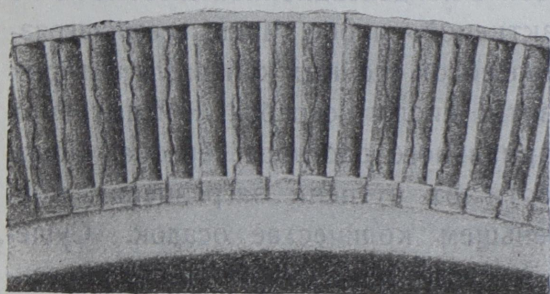
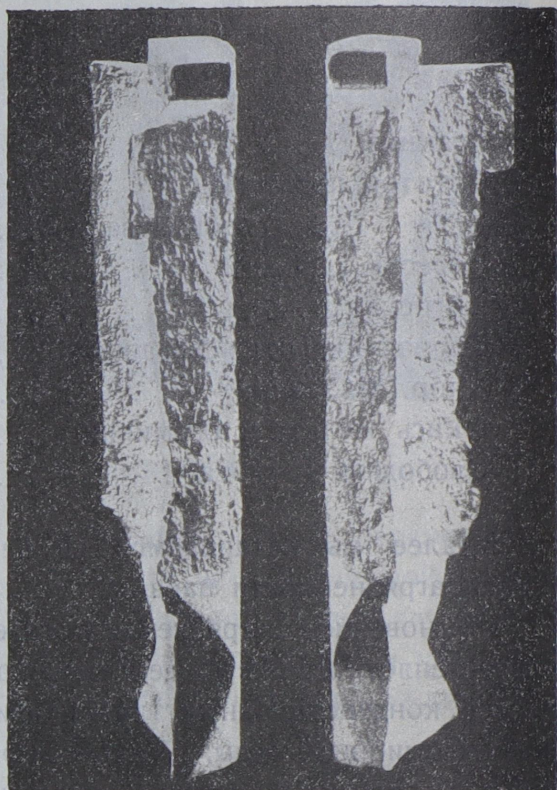
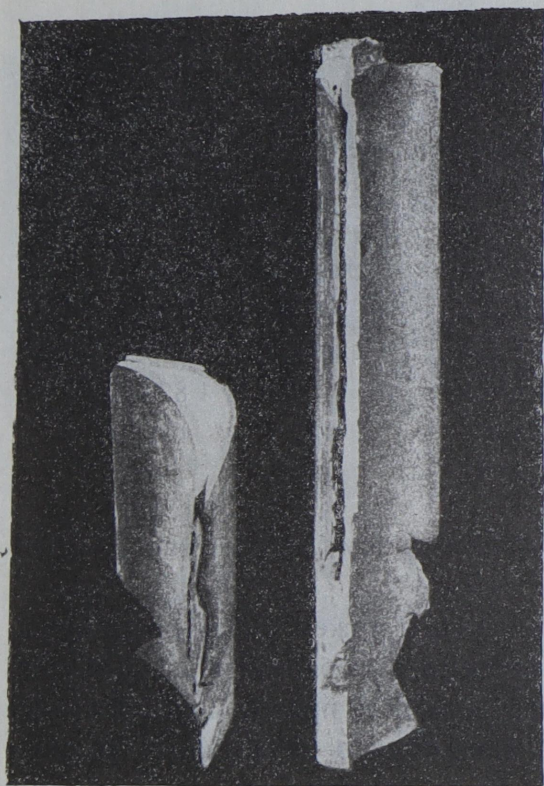
	Добавоч- ная	Питающая (на 1 литр)	Бывшая в употребл.
Реакция	нейтральн.	нейтральн.	нейтральн.
Остаток после сушки	90 мг	180 мг	4 200 мг
» » прокаливания	60 »	150 »	2 400 »
Известь	20 »	следы	350 »
Магnezия	9 »	3,6 мг	191 »
Серная кислота (связанная)	13 »	следы	59,8 »
Хлор (связанный)	13,5 »	0 мг	1 820 »
Окись железа и алюминия	следы	0 »	следы
Свободная кислота	нет	нет	нет

Далее мы остановимся на непосредственном разрушении лопатки из-за загрязненности пара.

Мгновенное загрязнение питательной воды может иметь место вследствие неплотностей в конденсационной системе, в особенности из-за неплотностей конденсационных труб; например, возможен приток морской или же канализационной воды. Такое загрязнение обычно обнаруживается лишь по прошествии некоторого времени, когда получаются уже крупные дефекты в установках, хотя неплотности в конденсационной системе легко обнаруживаются при ежедневной «реактивной» пробе. Чаще всего загрязнение происходит морской водой или же водой сточных канав, для которых лучшим реактивом является раствор азотно-кислого серебра. К испытуемой воде прибавляют 4—5 капель $\frac{1}{10}$ нормального раствора серебра. После встряхивания появляется, в зависимости от степени загрязнения морской водой (хлор), в большем или меньшем количестве осадок. Существуют постоянные установки, через которые пропускают часть конденсационной воды и которые сигнализируют звонками или электрическими лампочками загрязнение воды, вызывающее изменение ее электрического сопротивления.

В отличие от латуни алюминиевая бронза, в которой для повышения вязкости и прочности содержание алюминия доводится до 90%, при некоторых температурах очень скверно сопротивляется химическим воздействиям. Испытание воды, разрушившей лопатки из алюминиевой бронзы, показало содержание в ней хлористой магнезии и хлористого кальция. Особенно сильные разъедания обнаруживались при высоких давлениях — свыше

13 атмосфер; это указывает, что при высоких давлениях, соответствующих высоким температурам, происходит отделение кислоты из названных солей. Было обнаружено, что, чем выше давление и чем больше содержание солей, тем сильнее разъедались лопатки; присутствие в воде аммиака вызывало те же явления. Если же пар содержит еще частички котельного



Фиг. 159. Влияние температуры на бронзовые лопатки.

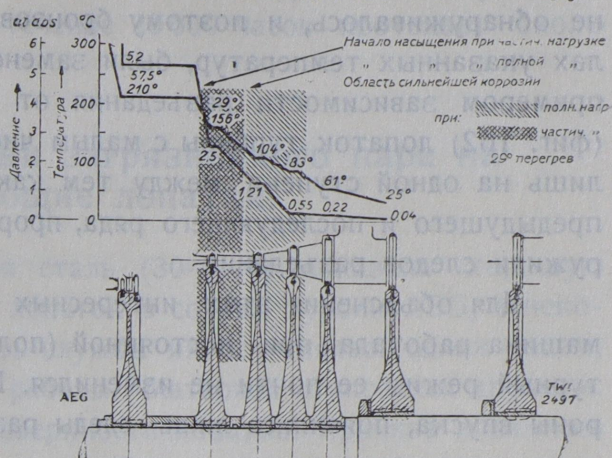
Фиг. 160. Влияние химических процессов на бронзовые лопатки.

камня и если последний осаждается на разъединенную поверхность лопатки, то разрушение лопаток протекает еще более быстро.

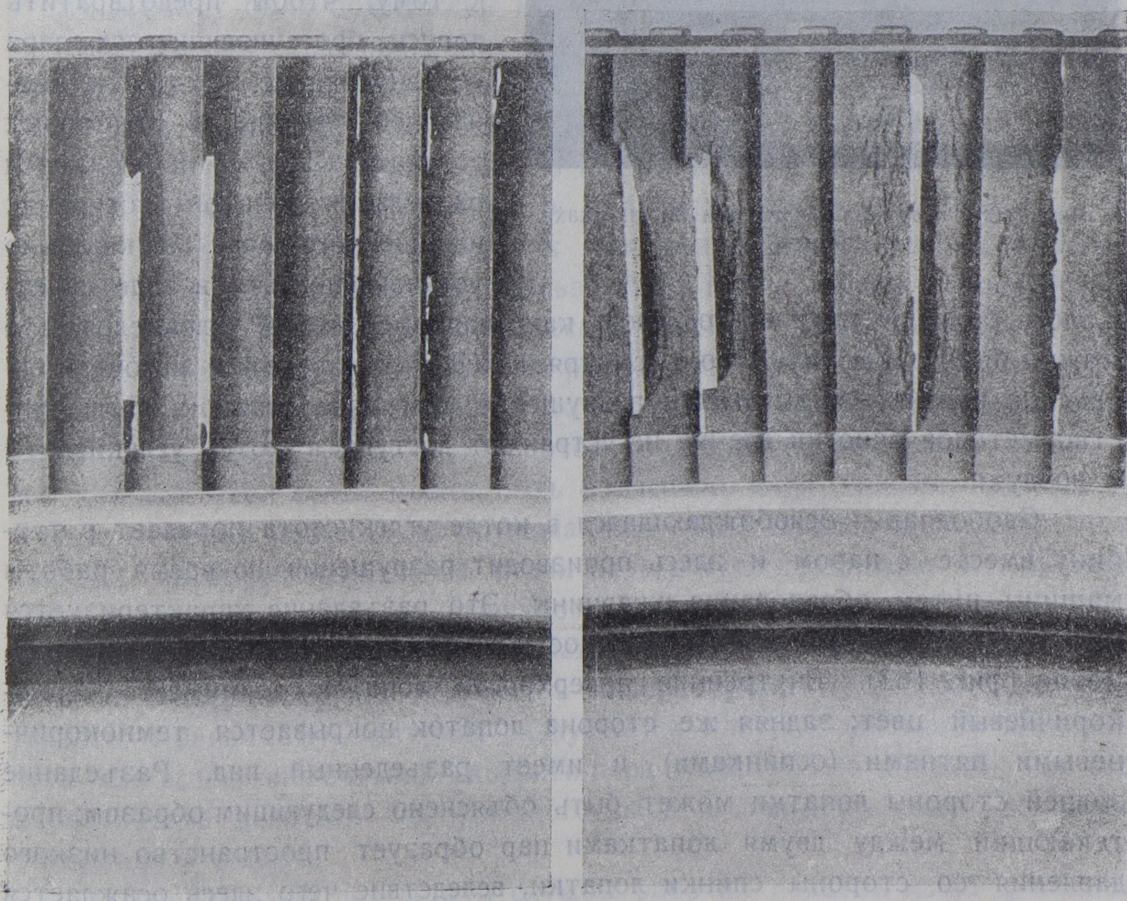
На фиг. 160 представлены лопатки из алюминиевой бронзы, сильно разъединенные со стороны спинки, т. е. той поверхности, которая подвергается лишь обтеканию пара. Такие дефекты указывают, что причину их следует искать в воде.

Подобные же разъедания бронзовых лопаток имели место и в таких установках, котлы которых, вследствие неплотности конденсационных труб, питались с примесью морской воды. Как известно, в таких случаях вода пенится и перекипает; в результате—загрязнения попадают в турбину не только с паром, но и с водой. Это явление сопровождается чрезвычайно интенсивным разъеданием, и ему тогда уже подвержены не только лопатки алюминиевой бронзы, но и все стальные и железные части, включая и 30%-никкелевую сталь.

В дальнейшем опыт показал, что явления химического разъедания материала лопатки наблюдаются не во всех ступенях турбины, т. е. не при всех температурах, а преиму-



Фиг. 161. Распределение температуры и давления в турбине с конденсацией.



Со стороны вступления пара

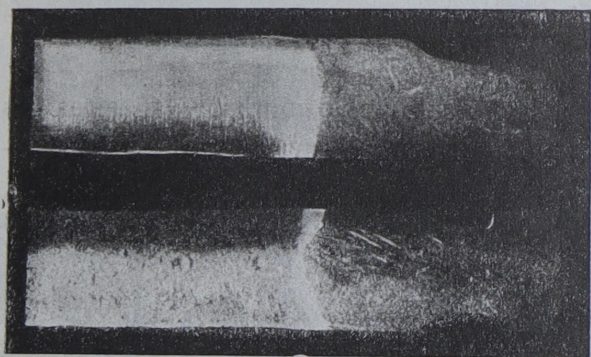
Со стороны выхода пара

Фиг. 162. Химическое действие пара на бронзовые лопатки.

шественно в пределах от 150° до 70°C (фиг. 161). Ниже этих температур, т. е. в последних рядах лопаток части низкого давления, такое разъедание не обнаруживалось, и поэтому бронзовые лопатки, работающие в пределах указанных температур, были заменены латунными. Особенно ярким примером зависимости разъедания от температуры служат фотографии (фиг. 162) лопаток турбины с малым числом ступеней. Разъедания видны лишь на одной ступени, между тем как лопатки из алюминиевой бронзы предыдущего и последующего ряда, проработавшие 20 000 часов, не обнаружили следов разъедания.

Для объяснения этих интересных явлений следует упомянуть, что машина работала при постоянной (полной) нагрузке, так что температурный режим ее почти не изменился. В лопатках, расположенных со стороны впуска, появились лишь следы разъедания, со стороны же выпуска

большую часть все лопатки приведены в полную негодность (фиг. 162).



Фиг. 163. Картина ржавления на спинках лопаток.

Несмотря на то, что конструктора принимают все меры к тому, чтобы предотвратить допуск просачивающегося пара во внутренние части остановленной турбины, в некоторых установках все же наблюдаются разъедания лопаток в ступенях насыщенного пара. Так как было установлено, что в воде содер-

жалось большое количество газов, как, например, хлор, углекислота, то можно было заключить, что, несмотря на очистку, в воде все же остаются вредные примеси, вызывающие разрушение материала лопаток. Большинство методов очистки все же не устраняют доступа в котел углекислоты и воздуха.

Свободная и освобождающаяся в котле углекислота попадает в турбину вместе с паром и здесь производит разрушения во время работы машины путем образования ржавчины. Это разъедание характеризуется тем, что лопатки по своей поверхности покрываются ржавчиной неравномерно (фиг. 163). Внутренние поверхности лопаток принимают черноржавный цвет; задняя же сторона лопаток покрывается темноржавными пятнами (оспинками) и имеет разъеденный вид. Разъедание задней стороны лопатки может быть объяснено следующим образом: протекающий между двумя лопатками пар образует пространство низкого давления со стороны спинки лопатки, вследствие чего здесь осаждается вода вместе с углекислотой и кислородом. Эти же вещества и производят разрушение лопаток.

Нужно отметить, что небольшое количество этих вредных примесей уже производит большие разрушения, так как через свободную площадь сечения каждой ступени в течение 20 000 часов протекает около 300 000 кг пара.

44. Влияние химически загрязненного пара на направляющие лопатки.

Высокопроцентная никкелевая сталь (30% Ni) показала хорошую службу в качестве направляющих лопаток в сотнях турбин АЕГ; в некоторых случаях продолжительность службы их исчислялась одним годом, а иногда и 25 000—40 000 часами работы. Материал становился хрупким. Трещины появлялись вдоль всей поверхности лопатки. Причина появления этих трещин до сих пор еще не выяснена. Замечательно то обстоятельство, что в одних установках этому явлению подвержены все машины, построенные даже в разное время, в других же машины соответствующих выпусков никаких признаков разрушения не показали, находясь в эксплуатации и в течение более продолжительного времени. Далее было отмечено, что этому дефекту были подвержены не отдельные лопатки, а целые ступени, работающие при различной температуре, при чем характерно, что в одних и тех же условиях разрушались всегда лопатки, работающие в одном каком-либо температурном интервале; пределы этих температур нельзя было отметить, так как разрушению подвергались и первые, и последние ступени. Расчетные напряжения в лопатках, также, повидимому, не играют здесь решающей роли, так как разрушались лопатки, испытывающие различные напряжения; нельзя было также по виду разрушения искать причину в действии механических сил (фиг. 158).

Остается фактом, что причина разрушения имеет местный характер. Одинаковые детали, изготовленные из материала одной поставки, различно служили на разных установках; поэтому постепенное разрушение лопаток высокониккелевой стали может быть объяснено лишь такими примесями в воде, которые пока не обнаруживаются. Если начавшую разрушаться лопатку из высокониккелевой стали подвергнуть травлению в кипящей соляной кислоте, то вся ее поверхность покроется многочисленными трещинками (фиг. 158), как это наблюдалось с 25%-никкелевой сталью. Вызвать же вышеупомянутую хрупкость лабораторным путем пока еще не удалось. Повидимому, материал разрушается или под действием электролиза, или вследствие большой скорости пара относительно лопаток, или же в результате действия подкисленного пара и напряженного состояния материала в работе.

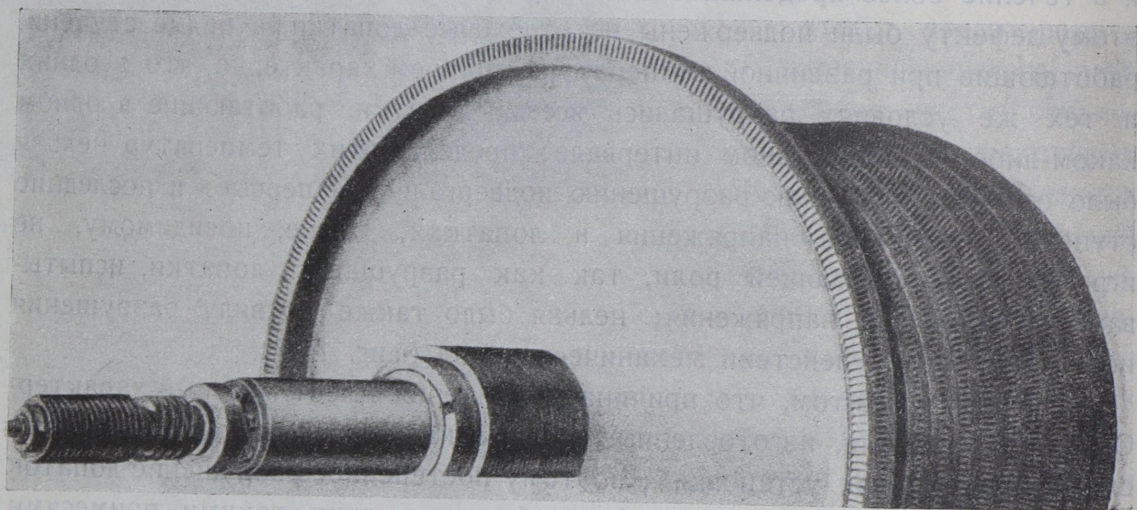
Отрицательные результаты службы рабочих лопаток из 25%-никкелевой стали можно перенести и на работу направляющих лопаток, хотя качество этих лопаток значительно повышается, если холодную обработку

их, вызывающую хрупкость, заменить горячей прокаткой. Получающиеся внутренние натяжения при горячей прокатке должны уничтожиться нагревом их при заливке чугуном. Возможность появления вышеназванных дефектов послужила причиной окончательного отказа от пользования этим материалом, несмотря на его высокое сопротивление ржавлению и на то, что еще и в данное время работает большое число турбин, снабженных лопатками из высокониккелевой стали и насчитывающих 30 000—50 000 часов удовлетворительной работы.

В настоящее время направляющие лопатки изготавливаются исключительно из углеродистой стали, и возможному разрушению от ржавления противопоставляется увеличение их толщины (ср. отд. 40).

45. Разрушение лопаток высокой температурой.

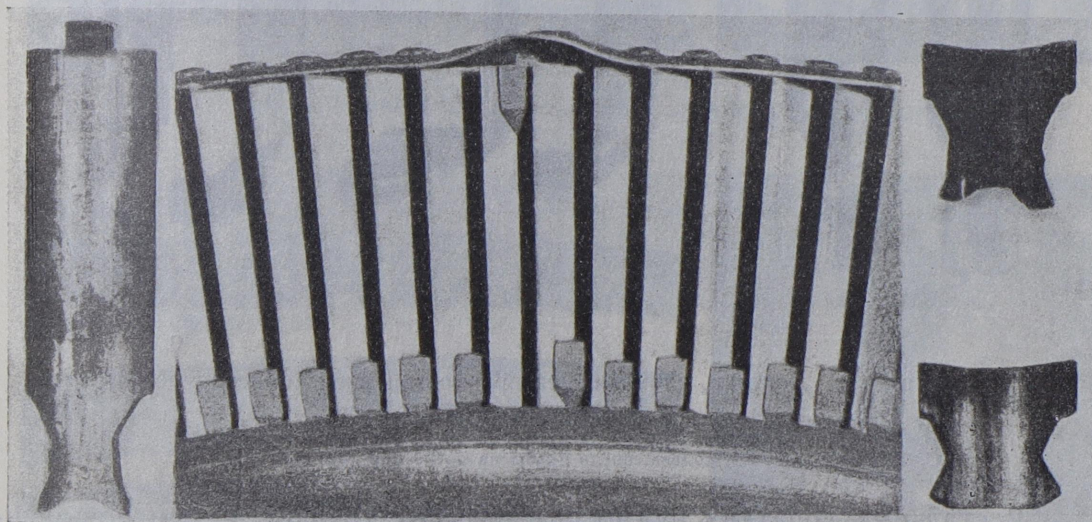
В начале турбостроения было много трудностей в изготовлении турбинных лопаток из стали, и впоследствии, когда пришлось отказаться от высокониккелевой стали, вновь вернулись к алюминиевой бронзе.



Фиг. 164. Ротор турбины, нормально проработавший в течение 9 лет около 70 000 часов.

Первоначально температура свежего пара была равна не более 300°C , что соответствовало температуре около 150°C в первой ступени двуступенчатой турбины и около 200°C в многоступенчатой. Для таких температур продолжительность службы алюминиевой бронзы, как показал опыт, определяется более 40 000 часов (фиг. 164). Однако уже много времени тому назад отказались изготавливать турбинные лопатки из алюминиевой бронзы. Лопатки из алюминиевой бронзы стали применять лишь в тех ступенях, температура которых не превышает $180—200^{\circ}\text{C}$, хотя лабораторные опыты показали, что лишь температура в 300°C является губительной для этой бронзы. Доказательством того, что до темпера-

туры в 300°C этот материал может быть смело применен, может служить работа в течение 40 000 часов головок сопел, изготовленных из этого материала и работающих при давлении в 12 атм. и температуре около 300°C . Разрушение лопаток из алюминиевой бронзы от действия высокой температуры происходит по всей поверхности лопатки и сказывается отщеплением отдельных слоев, толщиной около 1 мм. Сердцевина лопатки остается незатронутой указанным дефектом, так что опасаться поломки ее не приходится, да и не было зарегистрировано подобного случая. На фиг. 159 представлены бронзовые лопатки, бывшие в работе при температуре 200°C ; картина разрушения столь характерна, что причину дефекта следует приписать только высокой температуре поступающего пара, которую можно принять равной более 300°C , что соответствует



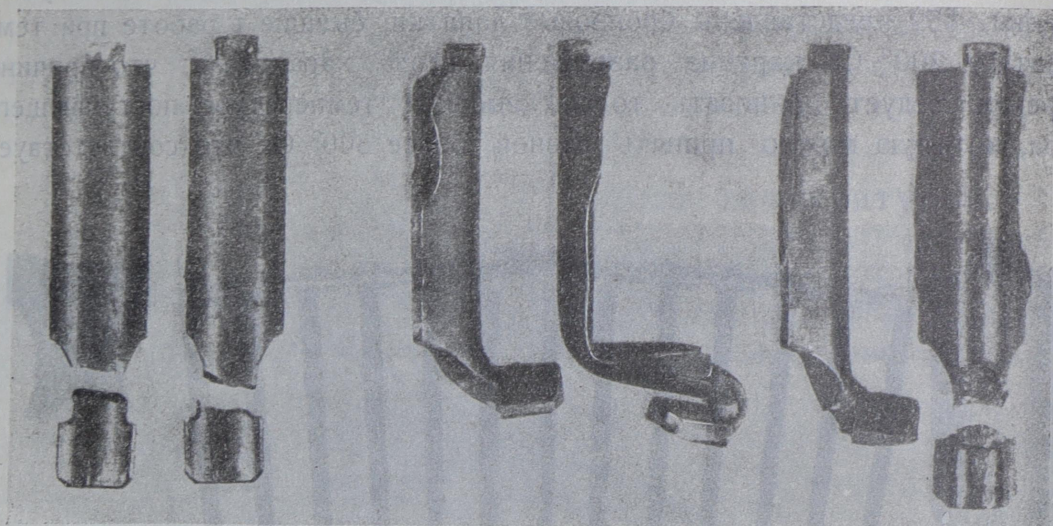
Фиг. 165—167. Влияние температуры на латунные вставки и лопатки.

температуре в ступени более 200°C . Такого рода нестойкость лопаток из алюминиевой бронзы вызывает необходимость применения в ступенях высокого давления, с температурой свежего пара в 300°C , исключительно стальных лопаток.

Об изготовлении лопаток из латуни говорилось уже в отд. 41; применение их ограничено механической прочностью этого материала при высоких температурах. Температурный максимум для пользования латунными лопатками равен около 200°C , для вставок и бандажей — 250°C . При повышении этих предельных температур сильно падает прочность латуни, и тогда наблюдаются деформации в наиболее напряженных частях (ножка лопатки); бывают случаи и вытягивания головок лопаток из бандажа (фиг. 165). Такие случаи не зависят от материала, они лишь указывают на ненормальный режим в котельной, который вызывает такие условия службы лопаток, на которые они не были рассчитаны. Подобные

явления наблюдались и над вставками в ступенях высокого давления (фиг. 166 и 167).

Первое применение латуни для турбинных вставок относится к тому времени, когда о высоких температурах не было и речи. Латунь представляла еще большое удобство в производстве. В данное время при стальных лопатках применяются железные вставки, при лопатках из цветных металлов—латунные.



Фиг. 168. Лопатки, сломавшиеся при повышенной температуре.

- А. Сломались в турбине после 6 месяцев работы.
- В. Лопатки того же колеса, после пробы на изгиб в холодном состоянии.
- С. Лопатки того же колеса, после пробы на изгиб при температуре в 300° .

В стальных лопатках нужно опасаться их хрупкости при повышенной температуре. Опыты с высококачественными сталями при 300° С сплошь и рядом указывали на сильное уменьшение их вязкости при этой температуре (фиг. 168).

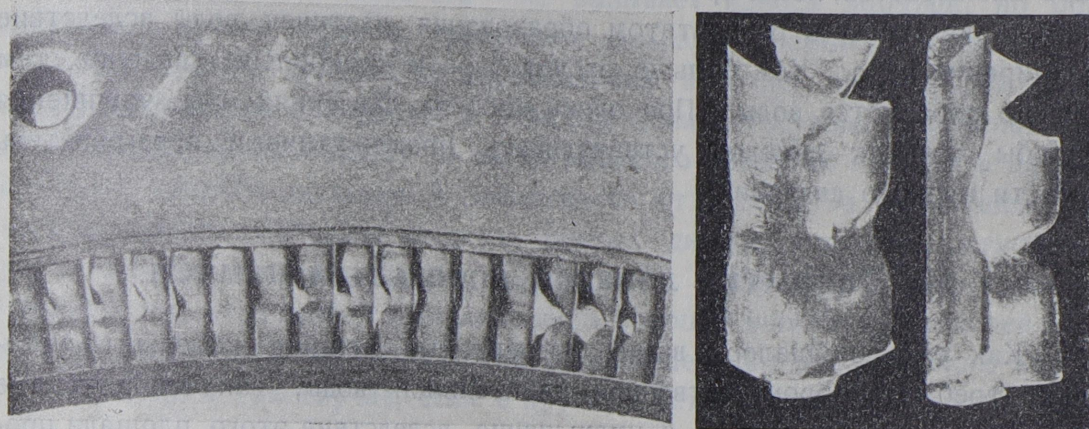
Пробы из нержавеющей стали дали в этом отношении благоприятные результаты.

46. Механический износ лопаток частицами воды и котельного камня, увлекаемыми паром.

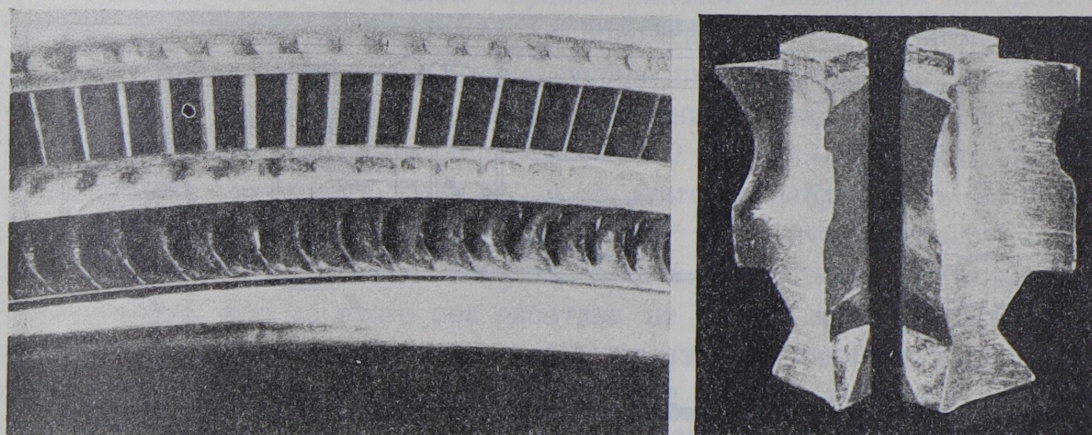
Продолжительное действие частичек котельного камня, увлекаемых паром, затвердевающих при высокой температуре, вызывает сильный износ лопаток (фиг. 169, 170).

Не менее сильный износ производят и частички воды, увлекаемые даже сильно перегретым паром. Последний, как и насыщенный, всегда содержит отдельные капли воды, разрушающие лопатки. В малых турбинах возможно более или менее удовлетворительно отделять перед турбиной от пара эти водяные частички (фиг. 171).

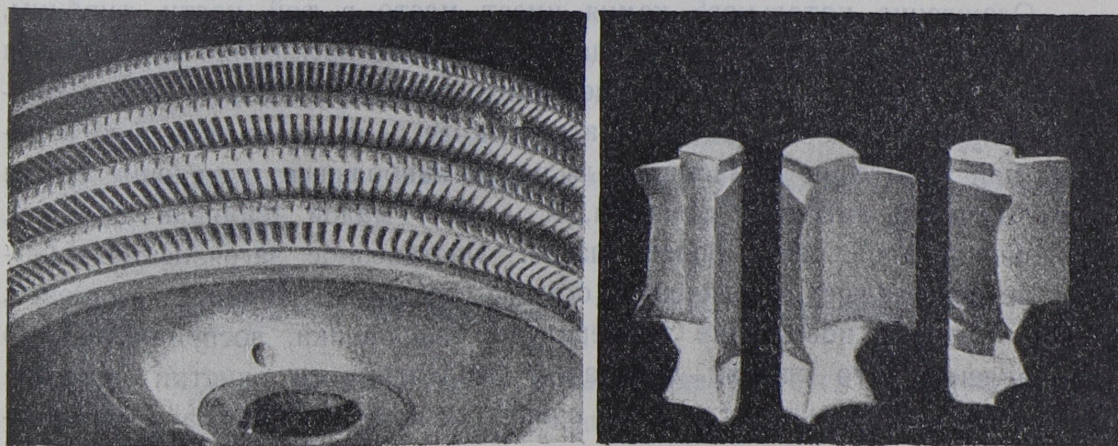
Действию этих водяных частиц особенно сильно подвергаются лопатки сегмента для обратного движения, и такой дефект устраняется заменой дефектных лопаток новыми. Такой износ, как и износ от загрязненного



Фиг. 169. Механический износ от действия котельного камня.



Фиг. 170. Механический износ от действия котельного камня.



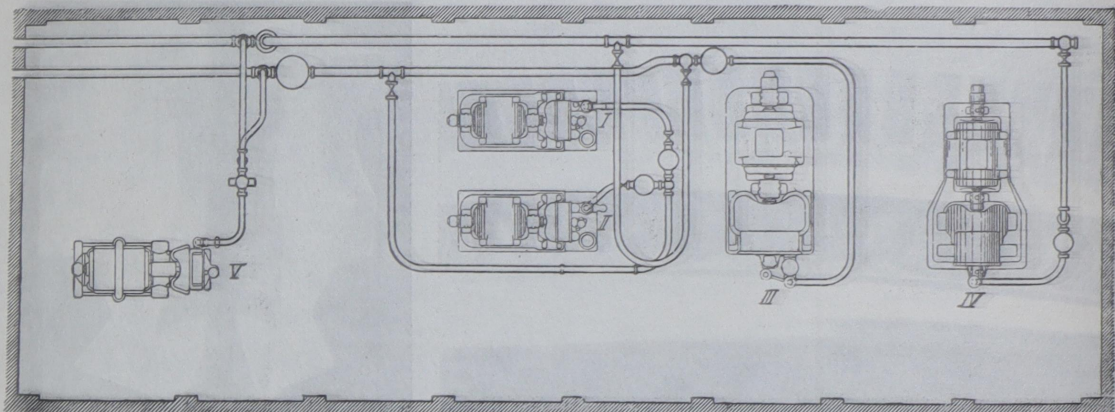
Фиг. 171. Механический износ от действия воды.

пара, является дефектом эксплуатации и не может быть отнесен к недоброкачественности материала.

В последнем ряду лопаток современных машин с большим расходом пара наблюдается, после продолжительной работы, разъедание у передних кромок, являющееся результатом образования частичек воды вследствие расширения пара. Чем больше расход пара и чем больше давление, тем больше образуется воды. При очень высоких давлениях для улучшения службы лопаток выгодно устанавливать промежуточный перегреватель в части низкого давления.

47. Покрытие лопаток котельным камнем.

Как уже сообщалось выше, современные мощные котельные установки требуют доброкачественной питательной воды, так что покрытие лопаток котельным камнем и уменьшение, вследствие этого, площади прохода пара происходят лишь в редких случаях.



Фиг. 172. Схема паропроводов одной турбинной силовой установки.

Осаждение котельного камня имеет место в той части турбины, в которой перегретый пар переходит в состояние насыщенного пара. При работе с перегретым паром осаждение происходит в средней части низкого давления, т. е. там, где площадь прохода пара имеет большую величину; при работе же с насыщенным паром наибольшее осаждение камня будет в части высокого давления, и, в виду малой площади прохода, загрязнение этой части более опасно. Постепенное загрязнение вызывает первоначально увеличение осевого давления, которое вызывает, в свою очередь, повышение температуры подшипника, воспринимающего это давление, что служит признаком необходимости очистки лопаток. Было установлено, что установка очистительного устройства в паропроводе перед турбиной не достигает цели, так как очистка перегретого пара не удастся. Очистку необходимо производить в местах насыщенного пара.

Очистительный аппарат нужно устанавливать между котлом и пароперегревателем.

Иной характер действия котельного камня — мгновенное проникновение большого количества его — не вызывает износа лопаток, но обуславливает другие дефекты, требующие серьезного ремонта турбины.

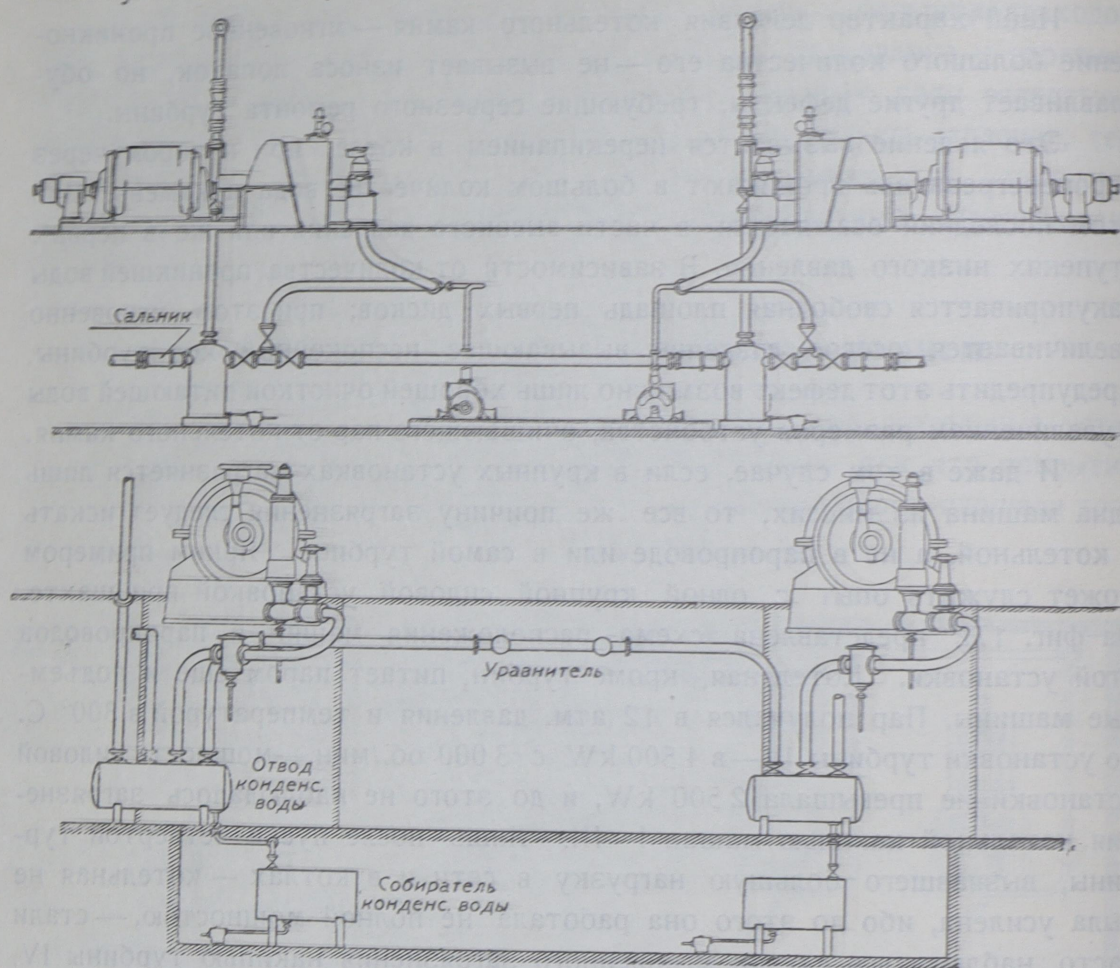
Это явление вызывается перекипанием в котле, при котором через пароперегреватель проникают в большом количестве вода и камень. При этом последний осаждается в части высокого давления или же в первых ступенях низкого давления. В зависимости от количества проникшей воды закупоривается свободная площадь первых дисков; при этом мгновенно увеличивается осевое давление, вызывающее беспокойный ход турбины. Предупредить этот дефект возможно лишь хорошей очисткой питающей воды и увеличением размеров устройства, очищающего пар от котельного камня.

И даже в том случае, если в крупных установках загрязняется лишь одна машина из многих, то все же причину загрязнения следует искать в котельной, а не в паропроводе или в самой турбине. Ярким примером может служить опыт с одной крупной силовой установкой при шахте. На фиг. 172 представлена схема расположения машин и паропроводов этой установки. Котельная, кроме турбин, питает паром еще и подъемные машины. Пар получался в 12 атм. давления и температурой в 300°C . До установки турбины IV — в 4 500 kW с 3 000 об./мин. — мощность силовой установки не превышала 2 500 kW, и до этого не наблюдалось загрязнения котельной накипью машин I—III. Лишь после пуска четвертой турбины, вызвавшего большую нагрузку в сети и в котлах — котельная не была усилена, ибо до этого она работала не полной мощностью, — стали часто наблюдаться случаи мгновенного загрязнения накипью турбины IV. И даже в тех случаях, когда одновременно с этой турбиной работала одна из турбин I—III, то загрязнению главным образом подвергалась турбина IV. Лишь небольшое загрязнение накипью было обнаружено в турбине V, проработавшей без перерыва два года. Причина столь различного поведения отдельных машин заключается в положении главного паропровода. Наибольшее загрязнение получается в турбинах, приключенных в конце прямолинейного паропровода, и тем большее, чем больше потребляется ими пара; расположенные под прямым углом менее мощные единицы или вообще не загрязняются котельной накипью, или же загрязняются очень мало.

48. Влияние на лопатки ударов частичек воды.

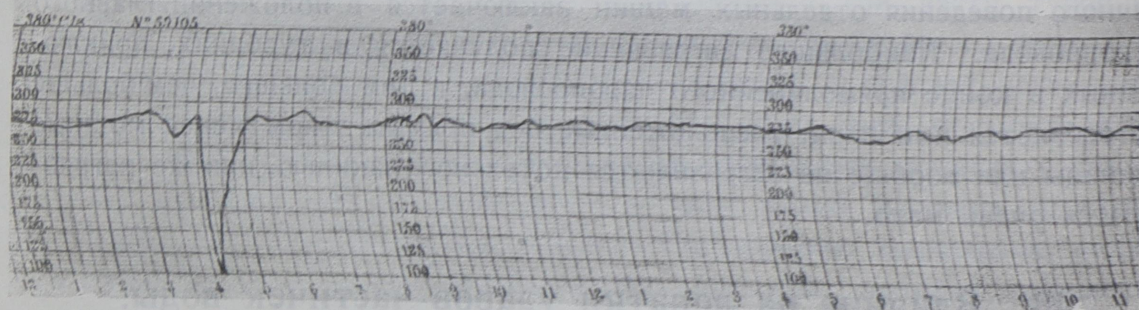
При пуске турбины часть пара конденсируется в паропроводе, и нужно принимать меры для удаления этой воды. Примером устройства, отделяющего конденсированную воду в турбинах большой мощности, может служить схема, изображенная на фиг. 173 и 174. При комбинации

свежего и мягкого пара, кроме очистки свежего пара, нужно производить очистку и мягкого пара непосредственно за вентилем, регулирующим высо-



Фиг. 173—174. Отвод воды из турбины и паропроводов.

кое давление. Кроме случаев увлечения частичек воды во время пуска машины, возможно также попадание воды и во время работы ее; вода



Фиг. 175. Определение ударов водяных частиц при помощи регистрации температуры свежего пара.

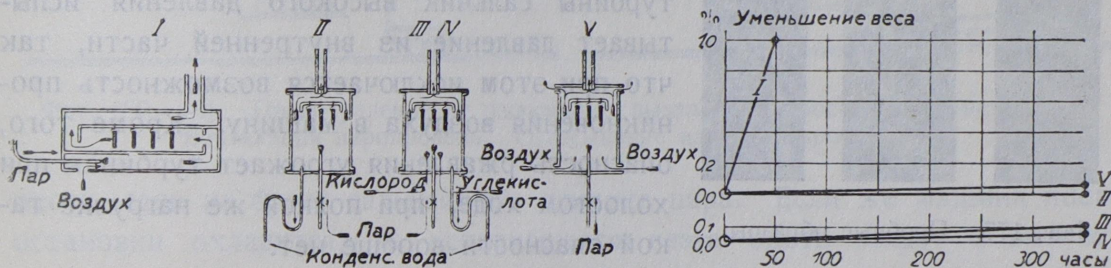
вызывает добавочное изгибающее напряжение в лопатках и растрескивание краев, которое со временем приводит лопатки к разрушению.

Мгновенное проникновение водяных частиц из-за переполнения котла или наполнение ими, во время перерыва, пароперегревателя очень часто вызывали искривление турбинного вала. (Фиг. 175).

Требование питать турбины паром, свободным от воды и накипи, следует признать вполне уместным, так как действие их частиц не может быть парализовано изменением конструкций или применением какого-либо специального материала для изготовления лопаток.

49. Исследование причин ржавления.

Температура свежего пара в современных установках, равная 350°C и выше, требует изготовления лопаток высокого давления из стали; этот же материал применяется и в длинных лопатках низкого давления у машин большой мощности по соображениям, обусловленным расчетами на прочность. Далее для направляющих лопаток применяется углеродистая сталь. Необходимость применения стали и отсутствие способов предупреждения ржавления заставляют уделять много внимания вопросу ржавления, в особенности по отношению к турбинам, стоящим в резерве.



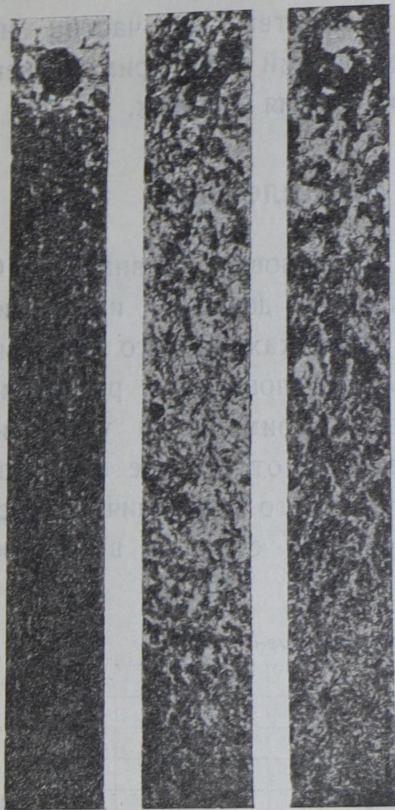
Фиг. 176. Установка и результаты опытов на ржавление.

Для выяснения причин ржавления частей турбин были произведены пять опытов по схеме фиг. 176. Интенсивность ржавления определялась потерей веса пробных брусков одинаковых размеров. Результаты этого исследования приведены на фиг. 176.

В опыте I применялся большой ящик, в котором поддерживалась постоянная температура, и стержни продолжительное время находились в сырости. Вследствие притока воздуха имело место сильное ржавление.

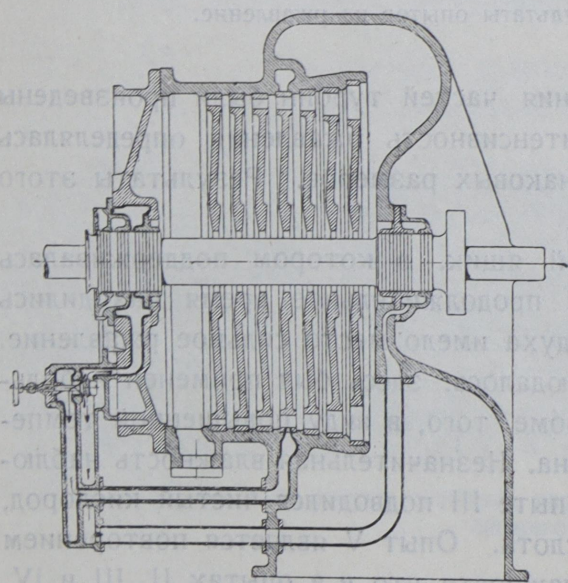
В опыте II ржавление не наблюдалось: здесь был применен небольшой ящик без доступа воздуха; кроме того, в виду повышенной температуры, влажность была незначительна. Незначительная влажность наблюдалась и при опытах III и IV. В опыте III подводился чистый кислород, в опыте же IV, кроме того, углекислота. Опыт V является повторением опыта I, но при тех же условиях влажности, что и в опытах II, III и IV. На фиг. 177 представлены три характерных стержня.

Применение результатов этих опытов в практике турбинных установок показало, что обстановка опыта I тождественна с обстановкой турбины, находящейся в резерве, успевшей остыть и подвергнуться влиянию пара, проникшего в нее вследствие неплотного соединения частей. Опыт V соответствует условиям остановленной турбины и еще не успевшей остыть. Опытом IV доказано, что углекислота, как и другие кислоты, способствует ржавлению.

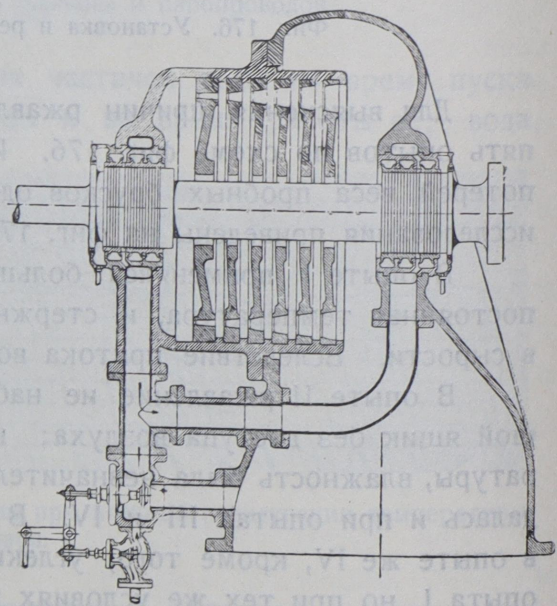


Фиг. 177. Пробные образцы.

Пока турбина находится в работе, воздух в нее не попадает. В старых системах (фиг. 178) во время холостого хода или же при неполной нагрузке в случае недостаточного закрытия пара воздух попадал во внутренность турбины через сальник со стороны высокого давления. При поступлении воздуха через сальник со стороны низкого давления он засасывается в конденсатор и турбинные лопатки не омывает. При нагрузке турбины сальник высокого давления испытывает давление из внутренней части, так что при этом исключается возможность проникновения воздуха в машину. Кроме того, опасность ржавления угрожает турбинам при холостом ходе, при полной же нагрузке такой опасности вообще нет.



Фиг. 178. Старое устройство.

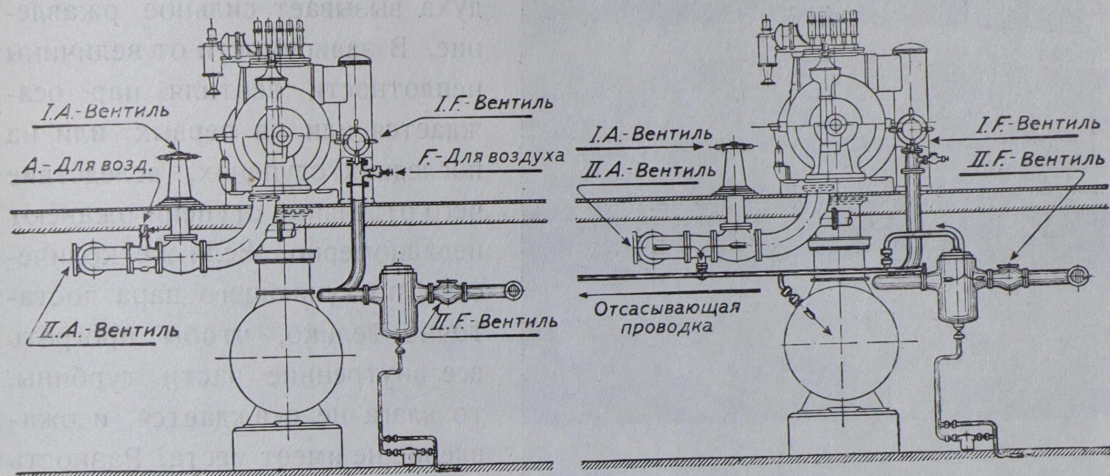


Фиг. 179. Современное устройство.

На фиг. 179 представлено современное устройство сальников. Пар, прорывающийся через сальник со стороны высокого давления, отводится к сальнику на стороне низкого давления и отсюда отсасывается в конденсатор.

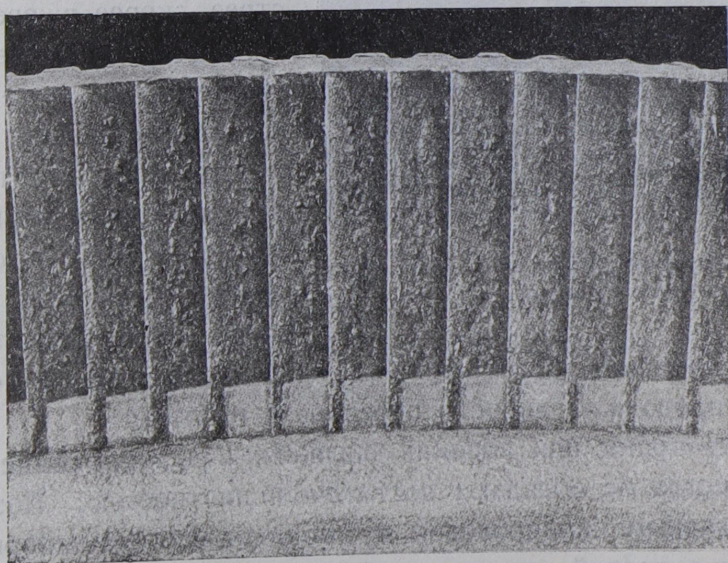
50. Ржавление во время перерыва в работе турбины.

После остановки турбины, вследствие теплоты, содержащейся в роторе и в корпусе турбины, вся влага испаряется, и ржавление не будет иметь



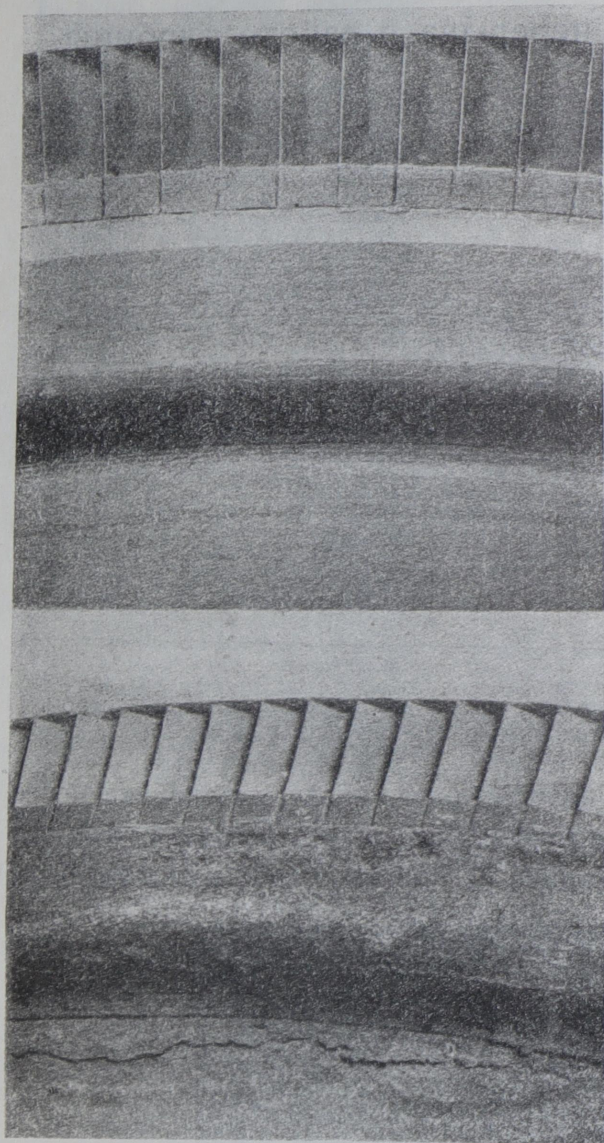
Фиг. 180—181. Предохранение от ржавления, вызванного просачивающимся паром. Вентиляция паропровода. Отсасывание пара из паропроводов.

места, если не будет дальнейшего притока пара. Если же машина после остановки охладится, то испарившаяся влага опять осядет и вызовет ржавление. В случае продолжительной остановки машина может быть



Фиг. 182. Явление ржавления у колеса высокого давления.

подогреваема паром по методу Рюбольда (германский патент 402 155). Кроме того, рекомендуется вентилировать остановленную машину сухим воздухом, например методом Клуге и Бема (германский патент 369 301). Во многих случаях достаточно вентилировать машину открытием одной



Фиг. 183—184. Явление ржавления части колеса низкого давления.

из задвижек конденсатора. Если же после остановки турбины внутрь ее попадает пар, то последний осаждается на холодные части ее и в присутствии воздуха вызывает сильное ржавление. В зависимости от величины неплотности вентиля пар осаждается или на первых, или на последних ступенях, вследствие чего отдельные ступени ржавеют неравномерно. Если же количество поступающего пара достаточно велико, чтобы прогреть все внутренние части турбины, то влага не осаждается, и ржавление не имеет места. Разность температур отдельных частей вследствие неравномерности их размеров вызывает то явление, что при небольшом количестве пара малые детали — лопатки и бандажи, — охлаждающиеся быстрее, скорее ржавеют.

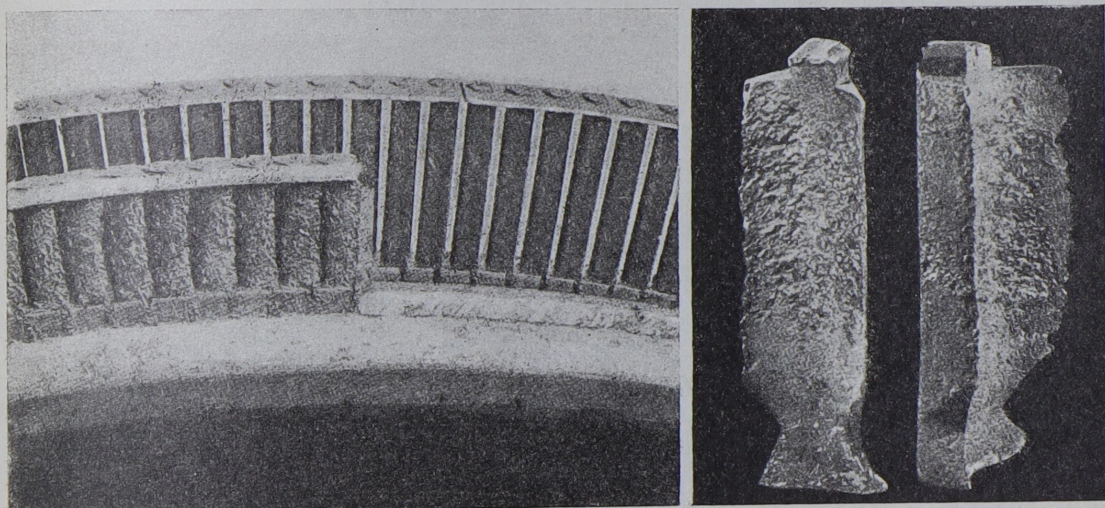
Этим объясняется и то обстоятельство, почему в одной установке машины одинаковой конструкции, изготовленные из одинакового материала, проработавшие многие годы без признаков ржавления, вдруг начали обнаруживать сильное

ржавление; для этого достаточно было небольшое изменение плотности вентиля или продолжительности перерыва в работе.

Запорные краны при высоких давлениях и высоких температурах, как известно, никогда не обладают достаточной плотностью. Поэтому между машиной и главным паропроводом нужно поставить два запорных крана и, кроме того, еще третий, соединяющий заключенную между ними часть трубопровода с атмосферным воздухом. При таком устройстве пар в машину

проникать не будет. Нужно особенно остерегаться проникновения пара внутрь машины через сальники вспомогательных вентилях (фиг. 180).

Если кроме двух основных факторов, вызывающих ржавление — влаги и кислорода — в машину попадает еще и третий — кислоты, содержащиеся в паре, — то процесс ржавления принимает такие размеры, которые требуют продолжительного ремонта турбины. В этом случае ржавлению подвергается и 25%, и 30%-никелевая сталь, а также и материал дисков. Так, например, в одной установке после изменения метода очистки воды появилась в большом количестве углекислота, вызвавшая крупные разрушения; на фиг. 182 представлены лопатки высокого давления, изготовленные из 5%-никелевой стали; диск же изготовлен из 3%-никелевой стали.



Фиг. 185. Явление ржавления лопатки высокого давления.

На фиг. 183 и 184 представлен диск низкого давления той же турбины, изготовленный из сименс-мартеновской стали с латунными лопатками. Из этих фотографий видно, что углекислота, содержащаяся в паре во время перерыва, длившегося несколько недель, способствовала разъеданию лишь части дисков.

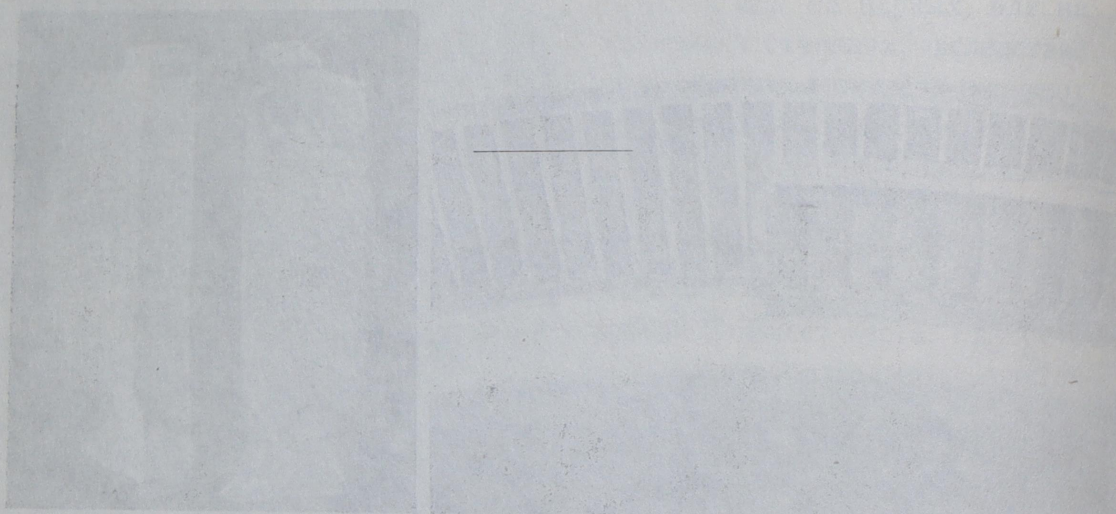
Подобная картина наблюдалась и в другой установке, питательная вода которой содержала свободную углекислоту. Присутствие хлористых соединений также способствует процессу ржавления.

На фиг. 185 представлены лопатки турбины, которая питалась паром, полученным из воды, следующего состава (на 1 литр):

Реакция	щелочная
Азотная кислота	следы
Осадки после сушки при 110° С	7 050 мг
Прокаленные минеральные вещества	5 950 »
Потери при прокаливании	1 100 »

Окись железа и алюминия	следы
Известь	90 мг
Магнезия	10 »
Хлор (связанный)	3 610 »

Применение столь загрязненной воды не дает возможности содержать в порядке запорные детали. В таких установках, при перерывах в работе, турбину нельзя оставлять при атмосферном давлении — ее нужно держать в вакууме, отсасывая из нее воздух и проникающий пар. На фиг. 181 представлено устройство, где это отсасывание производится конденсационной установкой второй турбины. В крупных установках отсасывание производится специально установленным насосом.



Фиг. 181. Устройство для отсасывания воздуха и пара из турбины при перерывах в работе.

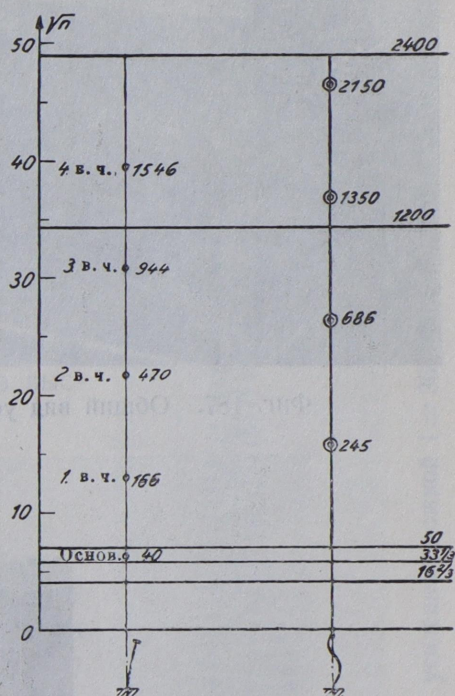
VI. Колебания турбинных колес и лопаток.

51. Причина колебаний.

Возрастание расчетных напряжений вследствие явления резонанса создало при развитии турбостроения опасность получения поломок некоторых деталей из-за усталости материала. Такое возрастание напряжения наблюдается в колесах и лопатках турбин. Эти детали во время вращения подвержены периодически меняющимся напряжениям в виду прерывистого характера действующих сил (толчки). Последние вызываются прерывом подводящей струи пара, являющимся результатом действия его на отдельные лопатки, а также в виду раздробления его стенками сопел на отдельные струйки. Это явление может еще усугубиться порчей отдельных частей, расположенных на внешней периферии ротора или внутренней — статора.

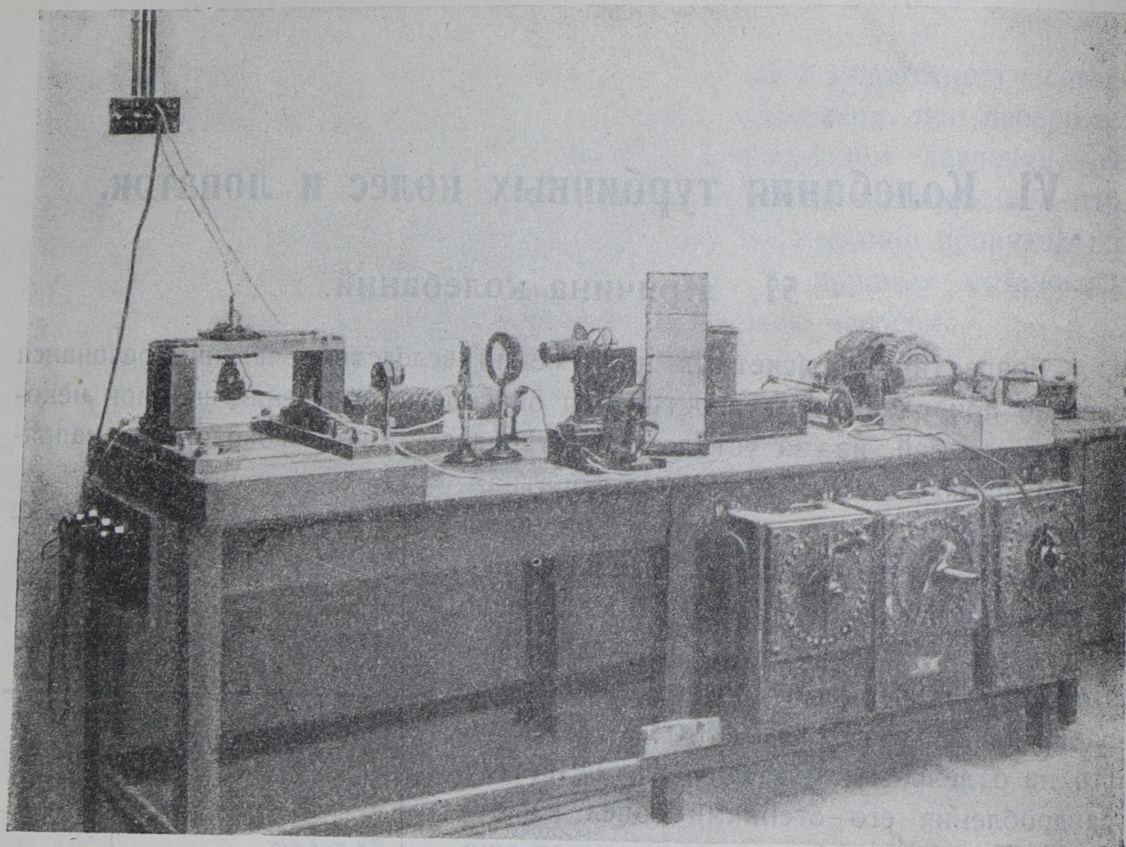
52. Меры предупреждения колебаний.

Одним из решений задачи предупреждения колебаний является уменьшение размеров деталей, вызывающих колебание. Можно уменьшить толщину стенок сопел, увеличив число их, или же срезать края их. Увеличивать число рабочих лопаток не удается, а, кроме того, нужно всегда считаться с возможностью некоторых расстройств правильного подвода пара. Поэтому конструктор должен всегда иметь в виду, что колебания частей ротора турбины неизбежны. Борьба с ними возможна лишь уменьшением расчетных изгибающих напряжений в лопатках и лучшим закреплением их концов.

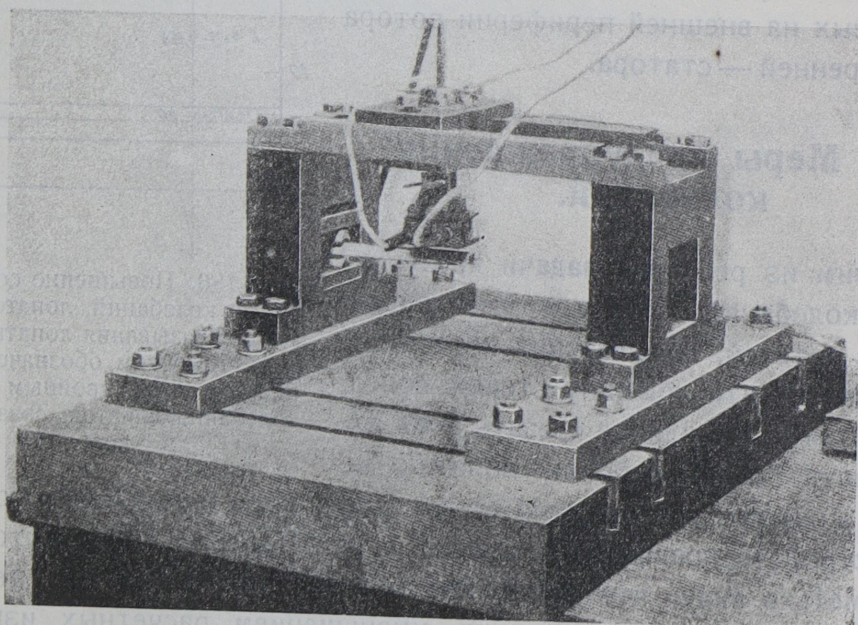


Фиг. 186. Повышение собственного числа колебаний лопаток при помощи связывания лопатки проволокой. Кружком обозначены колебания без связи, двойным кружком — колебания лопаток, связанных проволокой.

С другой стороны, нужно заботиться о создании таких конструктивных форм, которые отдали бы значение числа колебаний лопаток и дисков от опасной критической области. Необходимо отметить, что



Фиг. 187. Общий вид установки для измерения колебаний лопаток.



Фиг. 188. Устройство захватов.



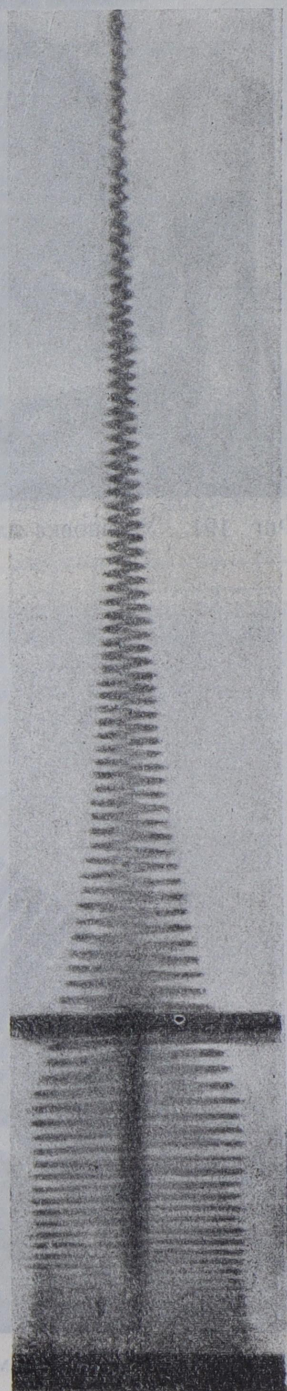
Фиг. 189. Осциллограмма колебаний лопаток.

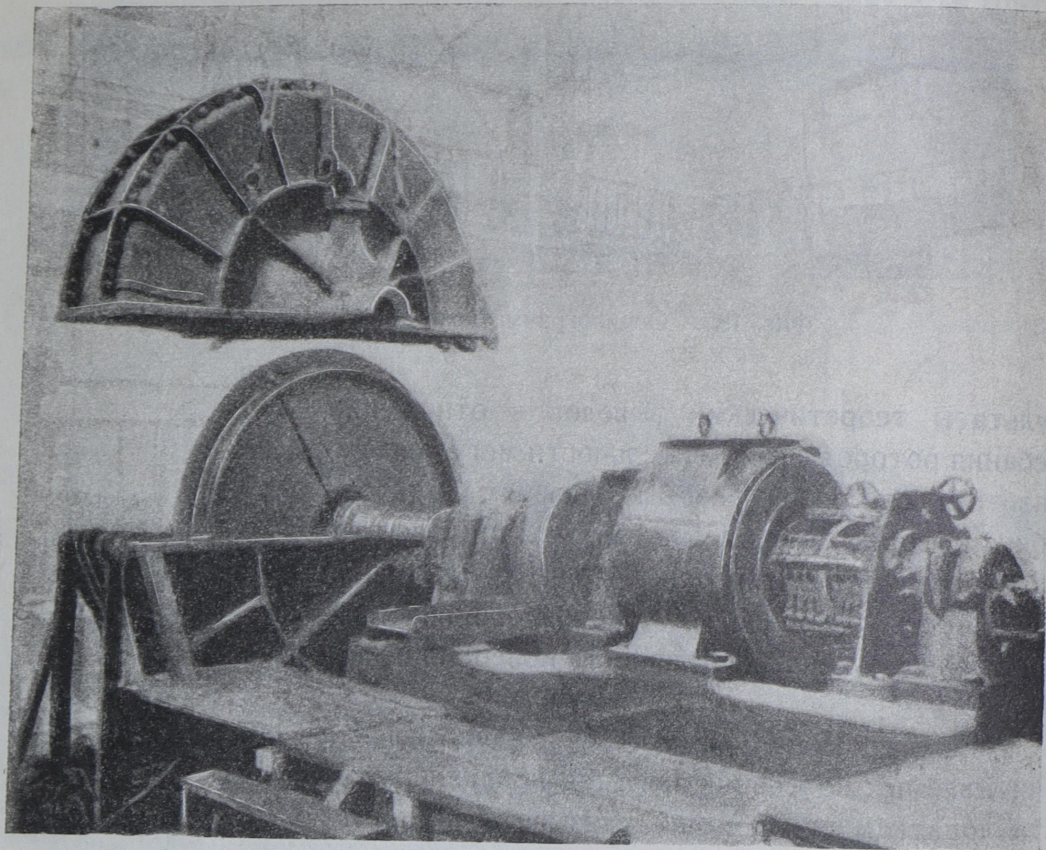
результаты теоретических выводов в отношении колебания роторов в действительности могут сильно исказиться благодаря особым условиям в работе турбин, которые должны быть учтены при расчете. Необходимо в особенности обращать внимание на прочность закрепления лопаток и колес, которое гарантирует закономерность колебаний в машине.

Удовлетворительным методом предупреждения неучитываемых колебаний является придание жесткости лопаткам при помощи связывающей проволоки. Этот метод, во-первых, увеличивает прочность конструкции, а, кроме того, переносит число собственных колебаний лопаток в высшие пределы (фиг. 186), подобно тому, как переносится в высшие пределы критическая скорость валов.

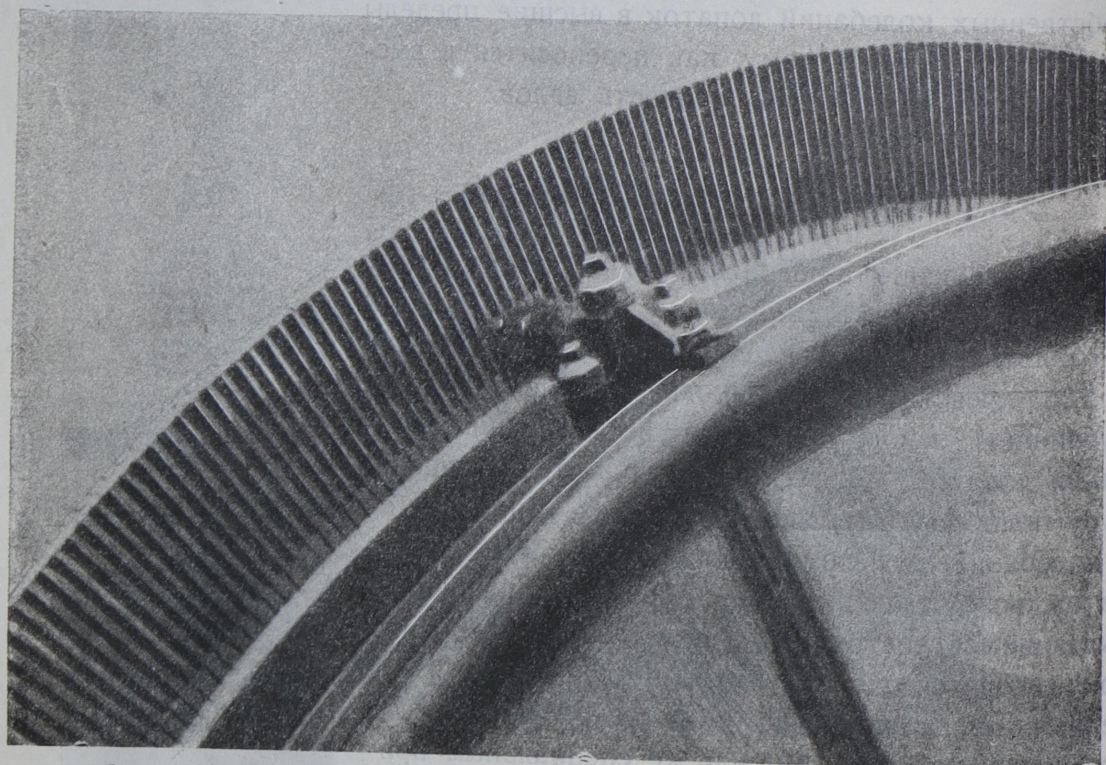
53. Исследование колебаний.

Разрешение вышеописанной задачи, на ряду с расчетом, требует также и опытных данных в отношении колебаний лопаток и колес. На фиг. 187 и 188 представлена установка, применяемая на турбинном заводе АЕГ для исследования колебаний лопаток. Лопатки закрепляются в аппаратуру подобно тому, как и в колесах, и приводятся в колебание при помощи маленьких электромагнитов, возбуждающихся или переменным, или прерывающимся постоянным током. Колебания лопаток доводятся до максимальных значений изменением числа периодов тока и регистрируются осциллографом (фиг. 189) или же специальным прибором (фиг. 190). Последний способ позволяет

Фиг. 190. Лопатка с усиленной ножкой $l = 360$ $b = 40$, тангенциальное колебание.

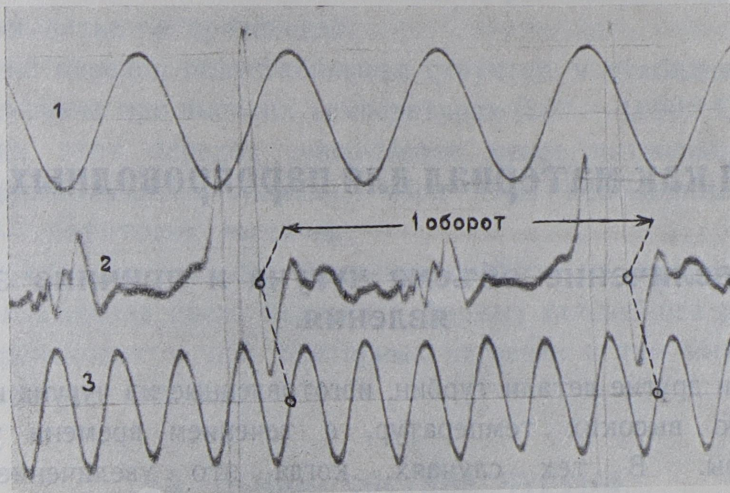


Фиг. 191. Установка для измерения колебаний вращающихся турбинных дисков.



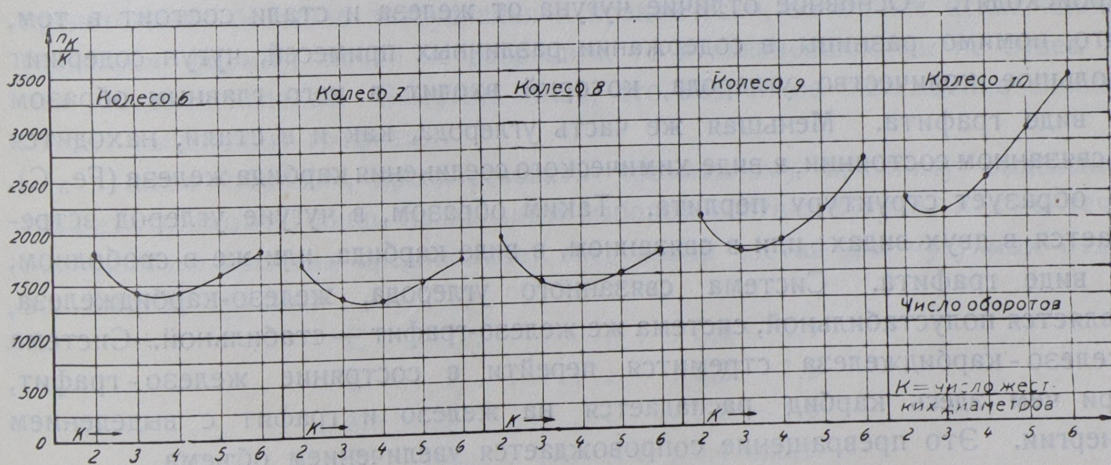
Фиг. 192. Электромагнит для указания колебаний турбинных дисков.

также измерять и затухание колебаний лопаток, которое играет большую роль при определении влияний резонанса.



Фиг. 193. Осциллограмма колебаний диска. Кривая 1 кривая времени. Кривая 2: обороты машины. Кривая 3: колебание диска.

На фиг. 191 и 192 представлена установка, применяемая на турбинном заводе AEG для исследования колебаний вращающихся дисков. При помощи этой установки возможно регистрировать на осциллографе



Фиг. 194. Колебания пяти последних колес турбины в 50 000 kW.

колебания дисков в осевом направлении. Токи, получаемые при этом, столь малы, что их приходится усиливать электродными лампами. На фиг. 193 представлена одна из полученных записей.

На фиг. 194 дано графическое изображение вычисленных значений колебаний наибольших колес турбины на 50 000 kW, построенной в 1924/25 г.

VII. Чугун как материал для паропроводных деталей.

54. Увеличение объема чугуна и причина этого явления.

Корпус и другие детали турбин, изготовленные из чугуна и подверженные действию высоких температур, с течением времени увеличивают свои размеры. В тех случаях, когда это увеличение встречает препятствие, в деталях возникают добавочные напряжения, которые могут искривить или покоробить деталь. Кроме того наблюдалось и падение механических свойств чугуна и даже его разрушение.

Эти явления, которые еще полностью не изучены, носят название «роста чугуна».

Для того, чтобы представить себе картину этого явления, прежде всего необходимо отметить, что в железе и в стали такие явления не происходят. Основное отличие чугуна от железа и стали состоит в том, что, помимо разницы в содержании различных примесей, чугун содержит большое количество углерода, который входит в него главным образом в виде графита. Меньшая же часть углерода, как и в стали, находится в связанном состоянии, в виде химического соединения карбида железа (Fe_3C), и образует структуру перлита. Таким образом, в чугуне углерод встречается в двух видах: или в связанном, в виде карбида, или же в свободном, в виде графита. Система связанного углерода, железо-карбиджелеза, является полустабильной, система же железо-графит — стабильной. Система железо-карбиджелеза стремится перейти в состояние железо-графит, при чем здесь карбид распадается на железо и графит с выделением энергии. Это превращение сопровождается увеличением объема.

В ковких сортах стали и стального литья распада карбида не происходит, ибо, как показали исследования Руера и Ильина¹, распад карбидов при низких температурах (400°C) имеет место лишь в том случае, если в структуре содержатся частички графита, действующие как зародыши. И при более высоких температурах (800°C), как показали Шарпи и Корню², в материале с 0,15% C графит выпадает лишь в том случае,

¹ He y n. Die Theorie der Eisen-Kohlenstoff-Legierungen, Berlin, Julius Springer, 1924.

² Oberhoffer. Das technische Eisen, Berlin, Julius Springer, 1925.

если в стали содержится более 3,8% кремния и не более 0,35% марганца. Однако стальные поковки и отливки, содержащие 3,8% кремния не встречаются в практике, следовательно и явление распада карбида в стали и в стальном литье не происходит.

В чугунах переход полустабильных структур в стабильные протекает весьма интенсивно при высоких температурах (800 — 1000° С); при низких температурах этот переход совершается менее интенсивно, в течение более продолжительного времени. При этом необходимо присутствие зародышей — графитовых частичек.

Таким образом процесс выделения графита не ограничивается лишь периодом охлаждения после отливки в формы; дальнейшее развитие этого процесса происходит и при повторных нагревах и тем интенсивнее, чем выше температура нагрева.

55. Выбор состава чугуна.

Графит выделяется тем сильнее, чем выше содержание кремния и ниже — марганца. Фосфор и сера в допускаемых пределах мало влияют на процесс выделения графита. По соображениям механической прочности содержание этих компонентов не должно превышать установленных границ.

Скорость охлаждения чугуна имеет также большое влияние на образование графита. Так как вопрос о регулировании скорости охлаждения представляет большие затруднения и практически, за малым исключением (подогрев формы), почти не разрешим, то в дальнейшем мы не будем на нем останавливаться. Заметим лишь, что медленное охлаждение способствует выделению графита.

Таким образом, препятствовать чрезмерному вредному выделению графита возможно лишь правильным выбором состава чугуна. АЕГ в течение долгого времени предписывает следующий состав для чугунных отливок частей турбин:

C	3,2 — 3,4
Si	1,2 — 1,5
Mn	0,8 — 1,0
P	0,4 макс.
S	0,1 макс.

Этот состав удовлетворяет и экономическим требованиям. Дальнейшее понижение содержания кремния опасно, так как возможно получение, в особенности в тонкостенных отливках, отбеленного чугуна, обладающего большой твердостью. Необходимо также принять во внимание производственные трудности при получении чугуна из вагранок.

Насколько важен вопрос о правильном выборе состава чугуна, можно видеть уже по тому, что явление роста чугуна не кончается процессом

структурного превращения. Изменение размеров отливок, бывших в работе несколько лет, достигает многих миллиметров; чугун при этом иногда становится настолько хрупким, что легко ломается руками. Эти явления нельзя объяснить одним лишь переходом карбидной структуры в графитовую.

Исследования, направленные к разъяснению этих явлений, до сего времени не дали положительных результатов. Некоторые видят причину этих явлений в окислении железа и других элементов, содержащихся в чугуне; другие же считают причиной давление газов, содержащихся в отливке. Как показал опыт, чугун неправильного состава, работая даже при столь низких температурах, как 150 и 200° С, с течением времени подвергался росту и становился хрупким.

На фиг. 195 показано строение чугуна корпуса турбины, проработавшей около 10 лет. Состав этого чугуна следующий:

C	3,22
Si	2,26
Mn	0,32
P	1,14
S	0,1



Фиг. 195. Чугун: графит, феррит, фосфид и окислы в графитовых пластинах. Лин. ув. = 100. Травлено 1% спирт. раствором пикриновой кислоты.

Структура чугуна, состоящего из чистого железа и графита, совершенно не содержит желательного перлита. Перлит с течением времени распался на свободное железо и углерод, при чем последний перешел к графитовым пластинкам. Результатом этого получились крупные графитовые пластинки; процессу способствовало чрезмерное количество кремния в чугуне. Вдоль графитовых пластинок встречаются места со следами окисления. Содержание марганца весьма низкое, фосфора же — слишком высокое, вследствие чего в структуре видны фосфиды. Кроме того на микрофотографии легко различимы шлаковые островки.

Нормальная структура чугуна, изображенная на фиг. 196 и 197; следующего химического состава:

C	3,2
Si	1,2
Mn	0,81
P	0,127
S	0,075

Такой чугун со структурой мелкого перлита и мелкими пластинками графита более постоянен и не будет столь легко переходить в состояние железо-графит.

Чугун с правильным содержанием кремния и марганца и с перлитовой структурой, в которой вкраплены мелкие пластинки графита, дает лучшую гарантию против явления роста. Если превращение структуры отлитого



Лин. ув. = 100.

Лин. ув. = 500.

Фиг. 196 — 197. Доброкачественный чугун: графит, перлит; травлены как фиг. 195.

чугуна закончилось, то дальнейшие превращения являются вопросом времени и температуры. Повидимому давление пара, а также и газы, содержащиеся в последнем, играют при этом процессе немаловажную роль.

Сейчас производятся многочисленные исследования, направленные к улучшению качества чугуна; результаты этих работ несомненно будут удовлетворительными. Было бы неправильно предъявлять сейчас чугунолитейным невыполнимые условия, так как они могут привести к ложным результатам.

VIII. Роторы турбогенераторов.

56. Разгон при повышенном числе оборотов.

За последние годы произошел целый ряд тяжелых аварий из-за разрушения роторов турбогенераторов, но среди них нет ни одного ротора конструкции AEG. Причины, почему в турбогенераторах AEG не происходит поломки роторов, заключаются в более высоком запасе прочности, ясности конструкции и тщательном исследовании материала, применяемого для изготовления роторов. Все роторы, предназначенные для генераторов с числом оборотов в минуту $n = 3000$, испытываются в течение сравнительно продолжительного времени — 30 минут — на угонную скорость при числе оборотов, превышающем на 50% нормальное¹. Но и при такой пробе, при которой напряжения в материале возрастают в $2\frac{1}{2}$ раза в отношении нормального хода, за последнее время, помимо нескольких легких аварий, все же произошла и одна крупная авария. Изучив причину этой аварии и легко устранив ее, можно было в дальнейшем положиться не только на угон в 50%, но и ограничить его 30%. Полная ответственность за поставленную машину лежит на конструкторе ее; поэтому для него испытание на угон и другие всесторонние испытания материала столь же существенны, как и вопрос о допускаемых напряжениях или же дальнейший вопрос — исходить ли при расчете из значения предела текучести или временного сопротивления разрыву или же рассчитывать по нижнему или верхнему расчетному напряжению. Некоторые приемщики материала и теперь еще допускают дополнительную термическую обработку взятых проб, хотя выше уже доказывалось, как сильно могут отличаться свойства таких пробных брусков от свойств материала самой детали. Также недопустимо, чтобы отрезанные пробы по каким-либо причинам подвергались термической обработке одновременно с самой деталью — полной тождественности в обработке, а, стало быть, и в свойствах, и здесь получить невозможно. Конечным испытанием для конструктора является многолетняя работа машины при эксплуатации, однако он

¹ Угон ротора турбины и соединенного с ним ротора генератора во время эксплуатации предупреждается соответствующим регулирующим устройством, которое надлежит содержать в полном порядке.

должен иметь возможность и предварительно более кратковременным методом испытать свою деталь. Для турбогенераторов таким испытанием служит угонная проба.

Если такой пробе подвергается каждая машина, то конструктор при разработке конструкции и производитель при осуществлении ее исходят из этого повышенного числа оборотов, а не из нормальной скорости вращения.

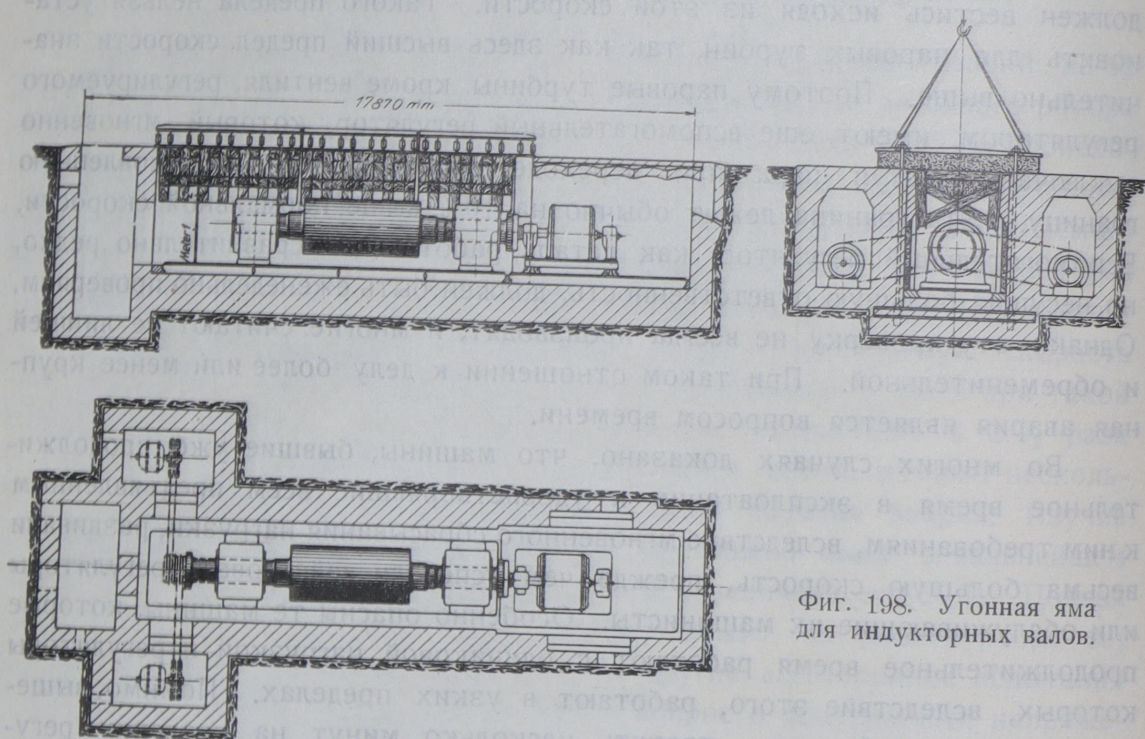
Генераторы, приводимые в действие водяной турбиной, в случае порчи регулирующих аппаратов, могут развить скорость, превышающую на 80% нормальное число оборотов, и сообразно с этим расчет таких генераторов должен вестись исходя из этой скорости. Такого предела нельзя устанавливать для паровых турбин, так как здесь высший предел скорости значительно выше. Поэтому паровые турбины, кроме вентиля, регулируемого регулятором, имеют еще вспомогательный регулятор, который мгновенно выключает доступ пара при переходе скорости через установленную границу. Эта граница лежит обычно на 10% выше нормальной скорости. Вспомогательный регулятор, как деталь, работающая сравнительно редко, но несущая большую ответственность, должен быть еженедельно проверяем. Однако эту проверку не всегда производят, и многие считают ее лишней и обременительной. При таком отношении к делу более или менее крупная авария является вопросом времени.

Во многих случаях доказано, что машины, бывшие уже продолжительное время в эксплуатации и удовлетворявшие всем предъявленным к ним требованиям, вследствие мгновенного сбрасывания нагрузки, развивали весьма большую скорость, прежде чем успевали действовать регуляторы или обслуживающие их машинисты. Особенно опасны те машины, которые продолжительное время работают с одинаковой нагрузкой и регуляторы которых, вследствие этого, работают в узких пределах. Помимо вышеупомянутого требования — тратить несколько минут на проверку регулирующих аппаратов, единственной страховкой против несчастных случаев является угонная проба роторов в специальной яме. Как показала практика, для роторов турбогенераторов достаточен угон, на 30 — 50% превышающий нормальное число оборотов. Подвергать же такой пробе ротор турбины не требуется. Поковка ротора генератора значительно опаснее, нежели любой детали ротора турбины.

На одной силовой установке с четырьмя турбогенераторами, по 16 000 — 20 000 kW каждый, все машины работали с полной нагрузкой, пока не пришлось в один момент эту нагрузку мгновенно сбросить. Две машины при этом, благодаря действию регулятора, удержали свое нормальное число оборотов, третья была выключена вспомогательным регулятором, а четвертую угнало до двойного числа оборотов в отношении нормального (2 800 — 3 000 об./мин вместо нормальных 1 500), и лишь тогда она выключилась. Ни один диск турбины не треснул, ротор же генератора в местах

подшипников стал бить на 0,1 мм, и этот дефект был уничтожен шлифовкой, после которой ротор опять работал многие годы. Конструкция индуктора, таким образом, оправдала себя. Деформации турбинных дисков и лопаток позволили чрезвычайно ясно определить достигнутую при этом максимальную скорость. Причина аварии была ясна: загрязнение вентильного шпинделя и отсутствие проверки регулирующего аппарата в течение весьма продолжительного времени. Результатом этой аварии явилась незначительная поломка части ротора генератора.

Яма для испытания роторов турбогенераторов на угонную скорость. Проба роторов на угонную скорость производится в специальной



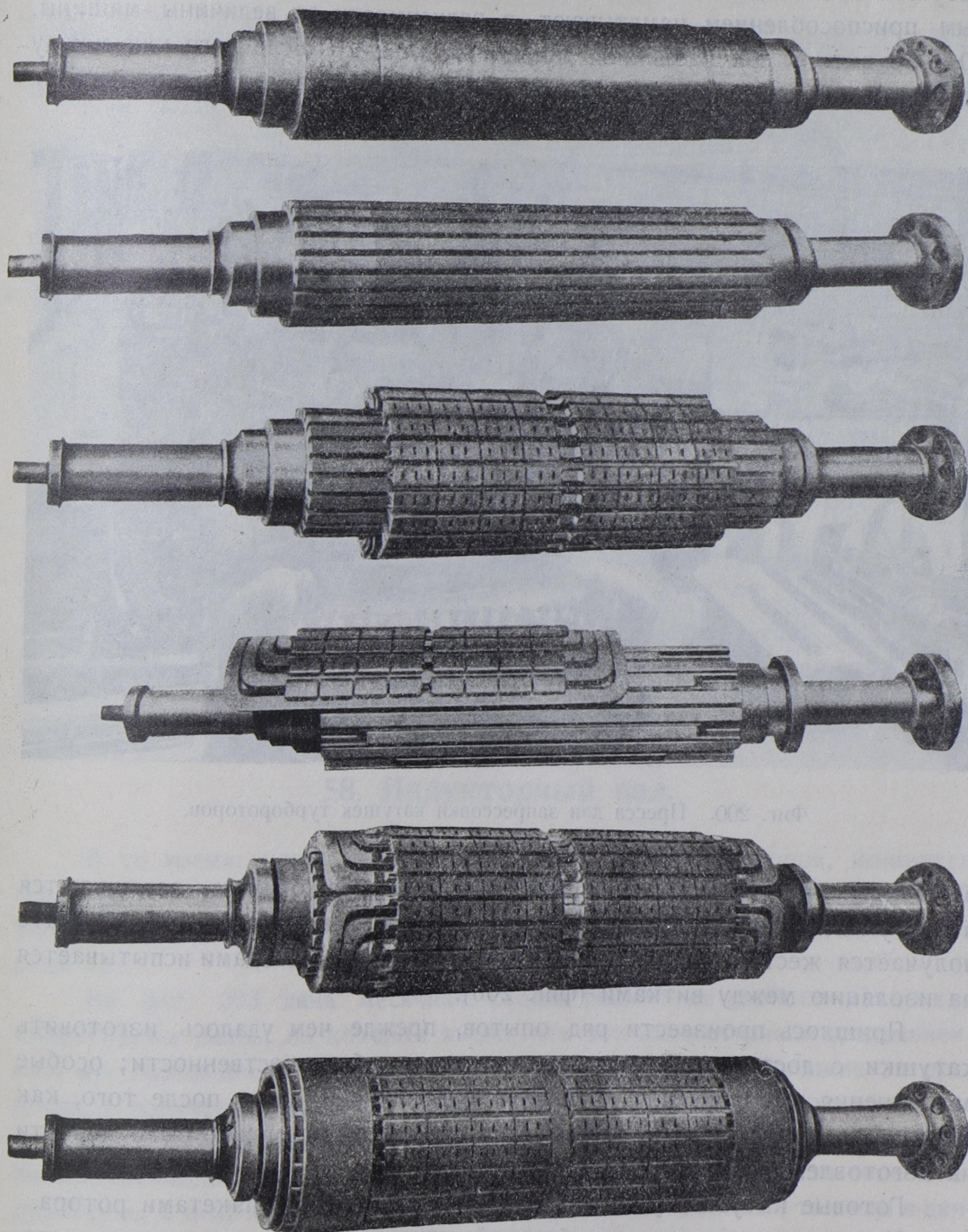
Фиг. 198. Угонная яма для индукторных валов.

яме (фиг. 198). Для обеспечения безопасности обслуживающего персонала яму во время пробы накрывают сверху крышкой из толстого слоя бревен. Ротор приводится во вращение непосредственно соединенной с ним паровой турбиной или же несколькими электромоторами, соединяемыми с ротором стальной лентой. Шкивы при этом обклеены тонкой материей, а ленты толщиной в 0,25 мм, скорость которых достигает 200—250 м/сек., соединены между собой внахлестку подобно тому, как соединяются котельные листы. Окружная скорость цапф подшипников для больших роторов достигает 60 м/сек.

На фиг. 198 представлена такая яма для испытания роторов больших размеров до 60 000 kVA. В общем, устройство для испытания малых роторов подобно вышеописанному; роторы приводятся в движение непосредственно соединенным с ними электромотором. Окружная скорость вала подшипников при разгонной пробе и здесь достигает 60 м/сек.

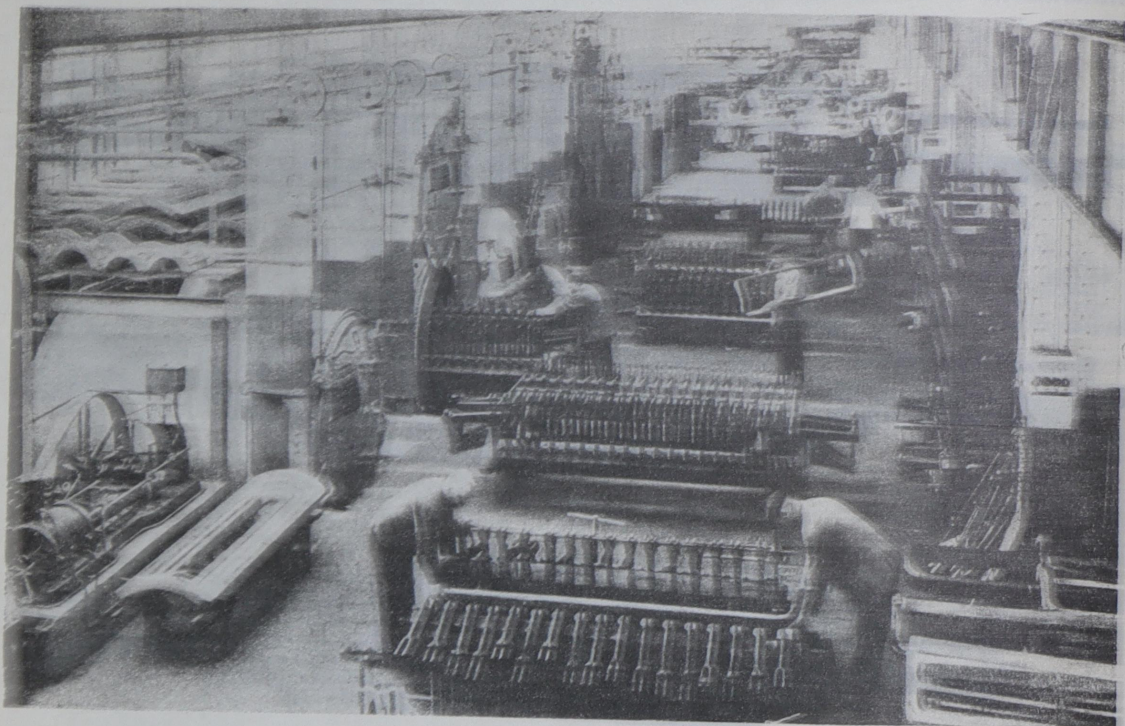
57. Устройство индукторов АЕГ.

Для лучшего усвоения нижеизложенного мы вкратце остановимся на конструкции и порядке изготовления роторов (фиг. 199). Индукторный вал при помощи фрезеровки снабжается определенным числом пазов



Фиг. 199. Порядок изготовления индукторных валов.

в форме ласточкина хвоста для закрепления призматических пакетов. В промежутки между пакетами закрепляются изолированные катушки, через которые пропускается ток возбуждения. Над катушками вгоняются клинья, которые придают жесткость всей системе и передают на пакеты центробежное усилие, развивающееся во время вращения. Изготовление катушек производится на специальных обмоточных станках, которые особым приспособлением наматывают, в зависимости от величины машины, 20—50 витков при различной ширине катушек. После того как между отдельными витками прокладывается слой изоляции, катушки упаковываются



Фиг. 200. Пресса для запрессовки катушек турбороторов.

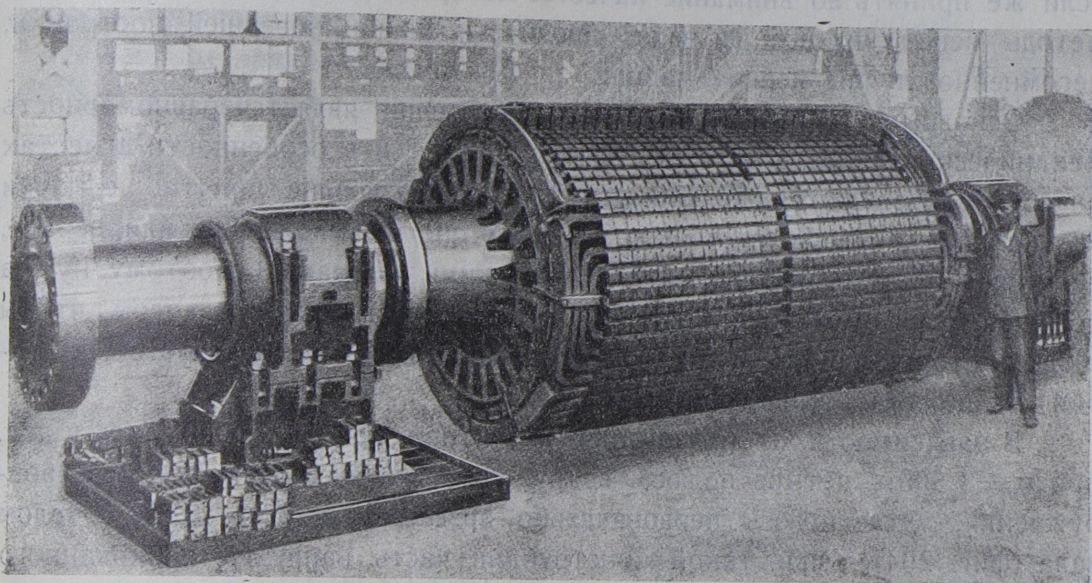
в специальных прессах и, после многократного обжима, загружаются в вакуум-печь, где выдерживаются при высокой температуре; в результате получается жесткое тело, которое электрическими методами испытывается на изоляцию между витками (фиг. 200).

Пришлось произвести ряд опытов, прежде чем удалось изготовить катушки с достаточной уверенностью в их доброкачественности; особые затруднения представляла операция прессовки и лишь после того, как удалось получить безукоризненные прямые стержни, можно было перейти на изготовление коленчатых стержней.

Готовые катушки устанавливались в пазы между пакетами ротора.

Независимо от тех требований, которые предъявляются к материалу — получать пакеты из материала высшего качества и испытывать

каждый кусок на большую перегрузку — вышеописанная конструкция имеет то преимущество, что изолированные части вставляются в виде жестких тел. Поэтому не нужно опасаться, что баланс или спокойный ход индуктора нарушатся из-за высокой окружающей скорости или же изменения температуры во время работы. Укрепленная призматическими



Фиг. 201. Индуктор 60 000 kVA, $n = 1\,000$, вес 105 тонн.

пакетами обмотка ротора на своих концах закрепляется бандажной проволокой. На фиг. 201 изображен в полуготовом виде индуктор турбогенератора в 60 000 kVA.

58. Индукторный вал.

В то время, когда началась постройка турбогенераторов, мощность машины в 1 000 kW считалась уже очень значительной. На фиг. 202 указано развитие мощности этих машин с 3 000 об./мин. в течение ряда лет.

На фиг. 203 дана месячная сводка различных свойств материала индукторных валов, из которых видно, что все валы отвечали предъявленным им требованиям. Были и сейчас еще существуют большие затруднения в получении подобных свойств в роторах с малым числом оборотов, основные размеры которых значительно больше быстроходных роторов. Металлургические заводы в течение ряда лет совершенствовали свое оборудование, в особенности для изготовления крупных роторов, так что в данное время им удастся с достаточной уверенностью изготавливать как материал III (фиг. 203), так и материал I и II, применяемые для роторов

больших размеров¹. Успехи металлургических заводов, совместно с совершенствованием самой конструкции, дали возможность осуществлять турбогенераторы в 25 000 и в 30 000 kVA при 3 000 об./мин. Запасы прочности для машин в 16 000 — 20 000 kVA при $n = 3\,000$ в данное время мало отличаются от таковых для первых машин в 1 000 kVA при $n = 3\,000$; если же принять во внимание качество материала, а также и современные методы испытания его, то запас прочности машин новейшей постройки, несомненно, лучше первых машин.

Основным требованием в машиностроении является равномерность механических свойств по всему объему детали и в особенности в местах опасного сечения. Насколько это требование вполне понятно с точки зрения конструктора, настолько же часто оно не выполняется или, вернее, не может быть выполнено металлургическими заводами. Поэтому нужна большая связь между конструктором и металлургическим заводом, чтобы с одной стороны, первый был знаком с возможностями металлургов, а второй — с пожеланиями строителя.

В зависимости от назначения, индукторы при $n = 3\,000$ имеют два, при $n = 1\,500$ — четыре полюса, вокруг которых размещена обмотка возбуждения. Эти полюсы первоначально представляли одно целое с телом вала (фиг. 204). При такой конструкции часть наилучше прокованного материала пропадала, а самый вал после механической обработки должен был еще раз подвергнуться отжигу. Столь же невыгодно пропадает часть материала при конструкции, изображенной на фиг. 205. Глубокие пазы

¹ Выписка из технических условий на поставку индукторных валов для турбинного завода:

Материал №	I	II	III
Вр. сопр. разрыву кг/мм ²	50 — 52	60 — 65	60 — 65
Предел текучести »	30 — 32	38 — 40	45 — 48
Удлинение %	22	20	20 — 18
Ударная работа мкг/см ² (форма образца I)	10	20	20

при угле загиба в 4°.

Этим значениям должны удовлетворять образцы, вырезанные в тангенциальном направлении с обоих концов толстой части вала. Тангенциальные образцы на удар испытываются бабой весом в 10 кг при высоте падения в 200 мм.

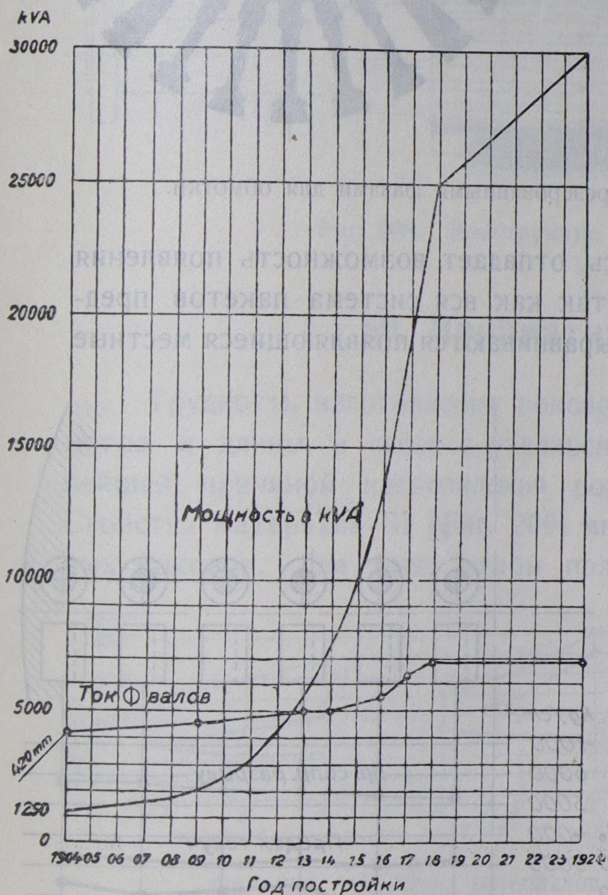
Материал готового вала должен удовлетворять следующим магнитным свойствам.

I	II и III
B = 15 000 AW/см = 30	B = 15 000 AW/см = 35
B = 18 000 AW/см = 120	B = 18 000 AW/см = 145

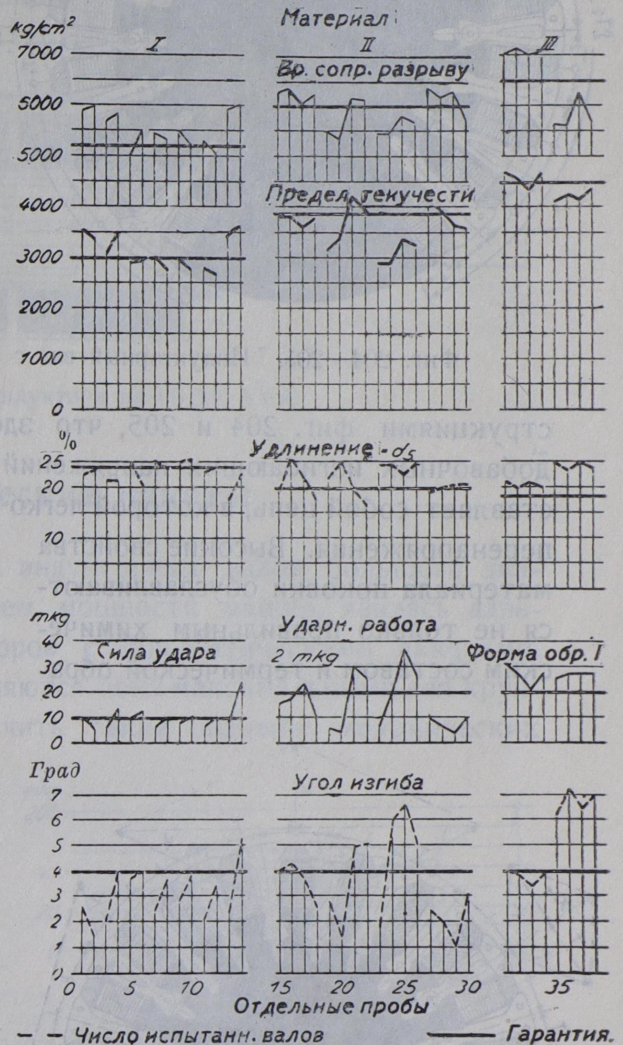
Послековки валы грубо обдираются, затем отжигаются и медленно охлаждаются вместе с печью для устранения внутренних напряжений. После этого валы подвергаются термической обработке, обрабатываются с припуском в 2 мм и затем клеймятся приемщиком, и с них срезаются пробные кольца.

В турбинной мастерской медленно вращающийся вал нагревается до 150°С и при этом прогиб вала не должен превышать 5/100 мм (фиг. 217).

получаются здесь фрезеровкой вала; катушка вставляется в эти пазы, и таким образом здесь пропадает надобность в изготовлении призматических пакетов. Однако качество материала у основания зубцов при таком выполнении будет хуже качества материала призматических пакетов. Качество материала поковок меньшего диаметра, применяемых для конструкции по фиг. 206, как показали многочисленные опыты, значительно равномернее (фиг. 207); однако и здесь легко видеть ухуд-



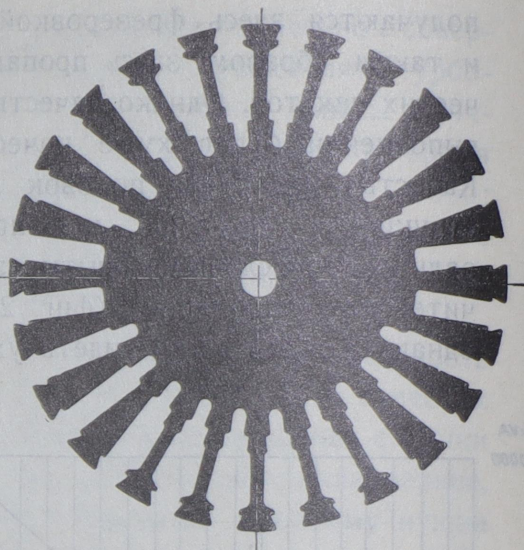
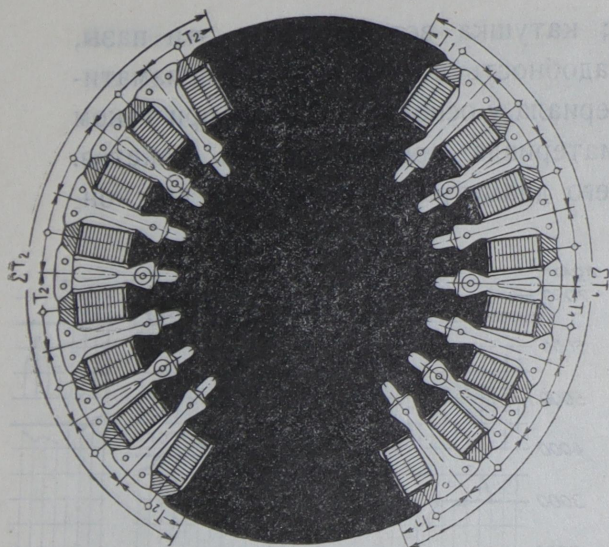
Фиг. 202. Развитие мощности машин с $n = 3000$



Фиг. 203. Месячная сводка механических свойств материала индукторных валов.

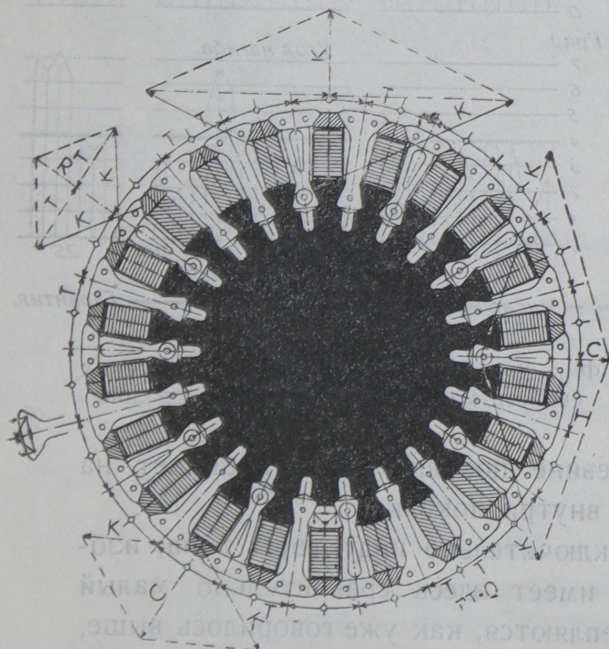
шение свойств в направлении к сердцевине поковки, что указывает на более скверную проработку материала внутри поковки.

Заводами АЕГ изготавливаются исключительно индукторы типа, изображенного на фиг. 206. Тело вала имеет здесь сравнительно малый диаметр, а обмотки возбуждения закрепляются, как уже говорилось выше, при помощи призматических пакетов и клиньев. Эта конструкция создавалась из-за желания вставлять в роторы вполне готовые обмотки возбуждения, но в то же время она имеет еще и то преимущество перед кон-

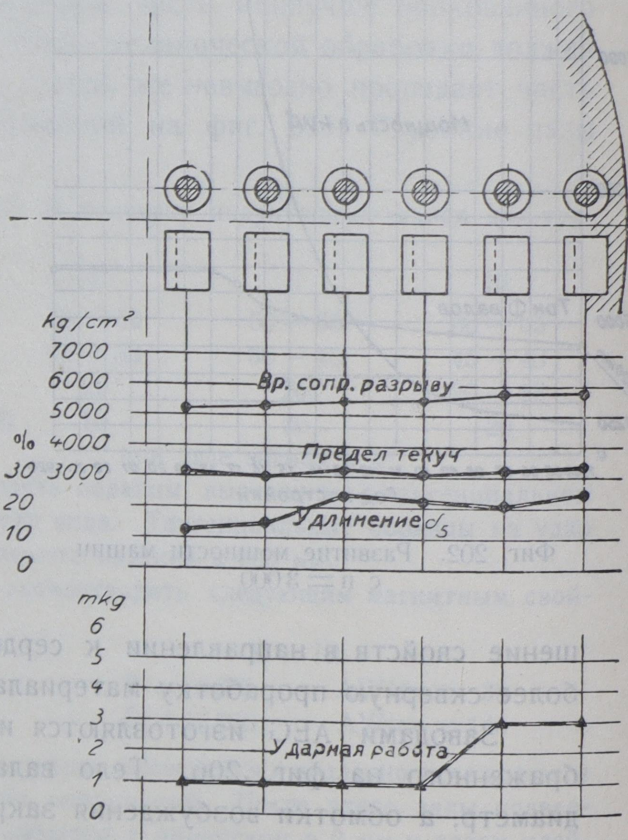


Фиг. 204—205. Индукторный вал с фрезерованными фазами для обмотки.

струкциями фиг. 204 и 205, что здесь отпадает возможность появления добавочных изгибающих напряжений так как вся система пакетов представляет собой цепь, в которой легко выравниваются появляющиеся местные перенапряжения. Высокие свойства материала поковки обуславливаются не только правильным химическим составом и термической обра-



Фиг. 206. Индукторный вал с пазами для вставки призматических пакетов.



Фиг. 207. Механические свойства материала толстой части индукторного вала.

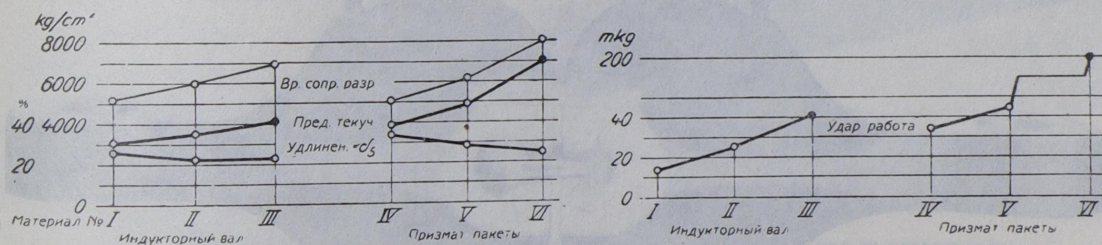
боткой, но и хорошей проковкой. Поэтому нельзя было получать индуктора для машин мощностью в 60 000 кВА из одного куска. Пришлось создать конструкцию, состоящую из вала с насаженными круглыми дисками, которые, как и в вышеупомянутых индукторах, снабжали пазами для пакетов (фиг. 208). О напряжении в дисках при работе ($n=1000$), при уgone ($n=1500$) и при предварительных испытаниях ($n=1800$ и 2000 и до разрушения материала) сообщалось уже в отделе 7.



Фиг. 208. Конструкция индуктора на 60 000 кВА.

59. Призматические пакеты.

Трудность изготовления поковок индукторных валов большого диаметра и длины, в связи с увеличением мощности машин, явилась дальнейшей причиной изготовления роторов с призматическими пакетами. Свойства материала III (фиг. 209) являются пока максимальными для крупных поковок. Для того, чтобы получить такие значения механических



Фиг. 209. Свойства материалов валов и призматических пакетов.

свойств по всему объему ротора, нужно было создать специальное оборудование на металлургических заводах. Если первоначально для изготовления пакетов достаточны были свойства материала IV (фиг. 209), то в дальнейшем для крупных машин пришлось требовать более высоких качеств. И насколько важна была высококачественность такого элемента машины, как турбинная лопатка, настолько же важными становились для конструктора динамомашин качества призматических пакетов.

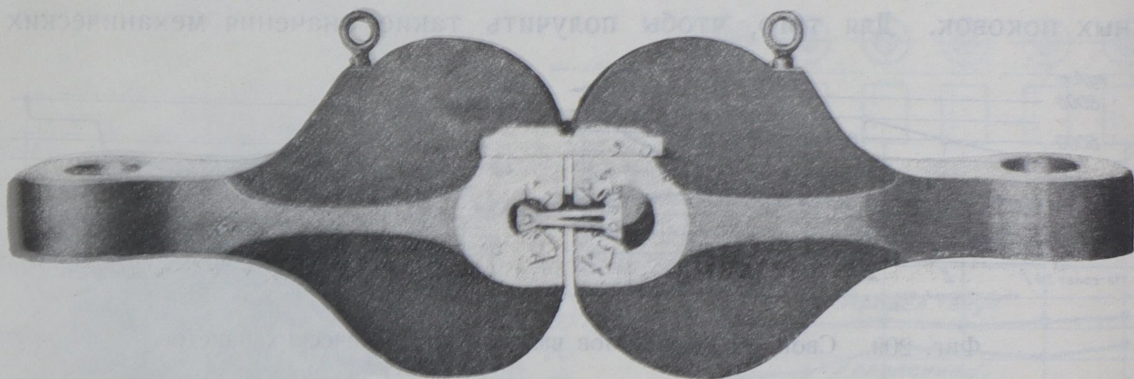
Первоначально они изготовлялись из одного куска. Для этого применялась вальцованная сталь, направление волокон которой совпадало с осью индуктора, т. е. материал работал поперек волокон. Такое при-

менение даже высокосортной стали оказалось опасным. Были обнаружены продольные трещины, и отсутствие их в некоторых призмах не гарантировало того, что и в других призмах их нет, так как обнаружить их



Фиг. 210. Призматические пакеты, разорванные усилием, превышающим в 8—10 раз расчетные усилия.

не мог и самый тщательный контроль. Опасность трещин в таких сплошных призматических пакетах заставила вскоре перейти к изготовлению их из пластин толщиной 2 мм. Такая конструкция дает больше уверенности в ее доброкачественности. В зависимости от расчетного напряжения на изготовление пакетов применялись материалы IV или V (фиг. 209);



Фиг. 211. Захваты для испытания на разрыв призматических пакетов.

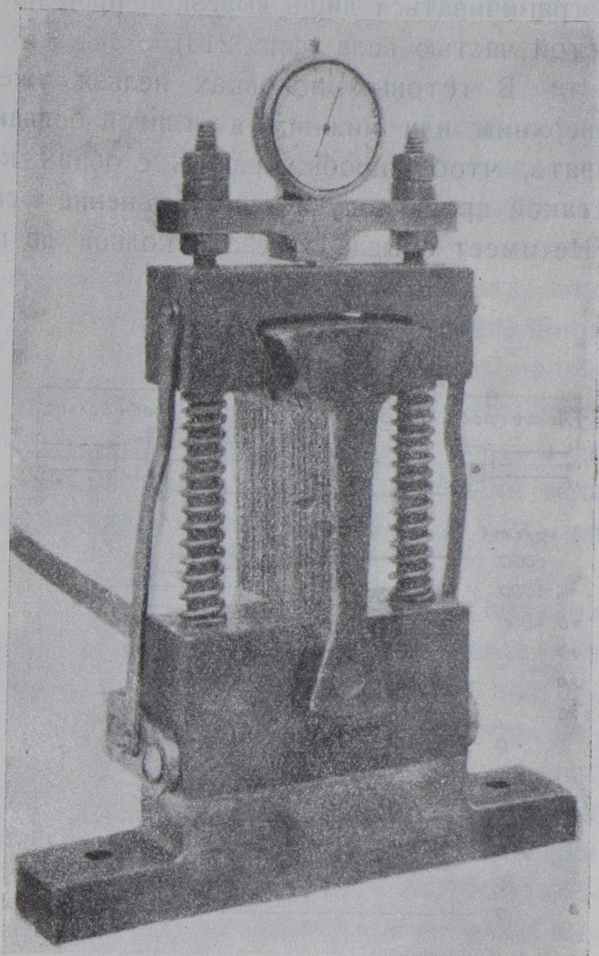
для машин малой мощности и малого диаметра — углеродистая сталь IV, для машин большей мощности и, стало быть, большего диаметра — никелевая сталь V.

Было обращено внимание, чтобы пакеты имели форму тела равного сопротивления (фиг. 210). Испытание их на прочность не ограничивается лишь механическим испытанием материала, идущего на их изготовление; часть пакетов отбирается, и их прочность испытывается разрывом на мощной машине (фиг. 211). Таким способом удалось так развить конструктив-

ные формы этих пакетов, что сейчас они работают с 8—10-кратным запасом прочности.

Последующие стремления к постройке все более мощных машин при $n=3000$ потребовали еще раз пересмотреть вопрос о применении пакетов, изготовленных из одного куска. Результатом этой работы явился германский патент (283 452), по которому определенное число призм изготавливается из одной штанги, так чтобы усилия имели направление вдоль волокон. Такие призмы после поковки должны подвергаться весьма дорогой обработке — фрезеровке и шлифовке, дабы получить с достаточной точностью требуемые размеры.

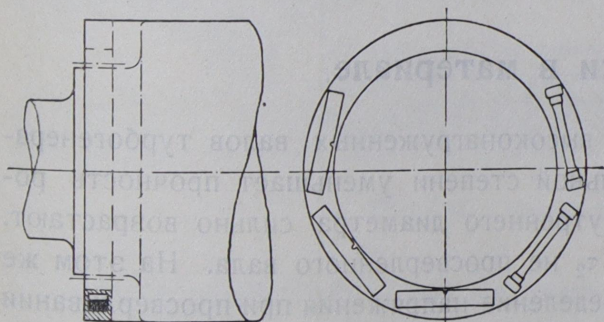
Чтобы пакеты одного ряда получились вполне тождественными по высоте, — что необходимо для равномерного распределения нагрузки, — клиновые поверхности их шлифуются с большей точностью, и размеры пакетов измеряются весьма точным прибором (фиг. 212) до 0,01 мм.



Фиг. 212. Измерение призматических пакетов.

60. Контроль механических свойств материала.

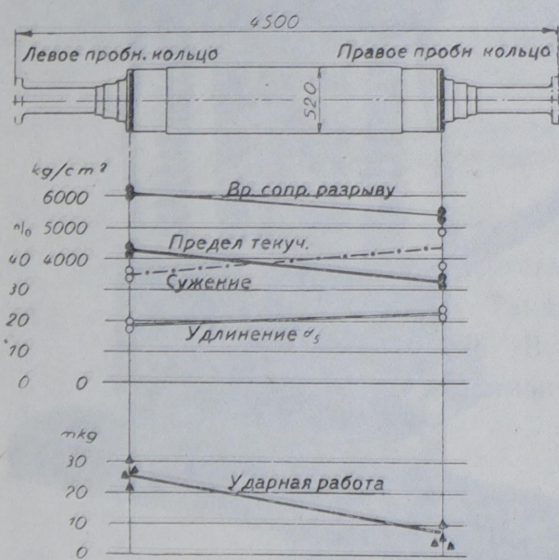
Благодаря тщательности приготовления и проверке качества материала удалось изготавливать пакеты весьма высокой прочности. В индукторных валах вопрос об испытании качества материала сильно усложняется и, если угонная проба и является проверкой его прочности и отсутствия случайностей, как-то: пузырей, раковин и т. д., то механическое испытание пробных брусков все же представляет большие сложности.



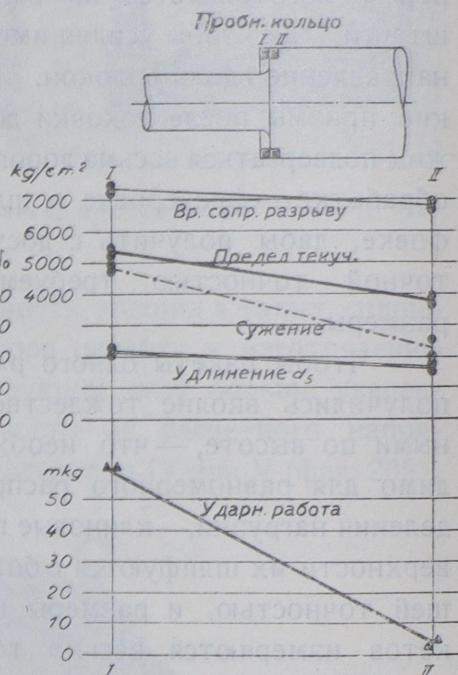
Фиг. 213. Места взятия проб.

Предписанным свойствам материала должны отвечать поковки по всему их объему, однако не удастся взять пробы для проверки их. Нельзя, например, брать пробу с любого места поверхности поковки; приходится ограничиваться лишь вырезкой проб из колец, отделенных с концов толстой частью вала (фиг. 213).

В готовых поковках нельзя уже определить, который конец был верхним или нижним в отлитой болванке. Поэтому необходимо требовать, чтобы пробы брались с обоих концов ротора (фиг. 214). И при такой пробе получается отклонение в свойствах материала обоих концов. Не имеет смысла отрезать кольца до последней термической обработки



Фиг. 214. Результаты испытания проб с обоих концов поковки индукторного вала.



Фиг. 215. Кольцо I, отрезанное от вала, термически обрабатывалось вместе с валом.

и подвергать поковку вала и кольцо термической обработке врозь, так как здесь возможны различные случайности, вызывающие разницу в свойствах материала (фиг. 215); кольцо, подвергшееся обработке в отдельности, показало значительно лучшее качество, чем сама поковка.

61. Пороки в материале.

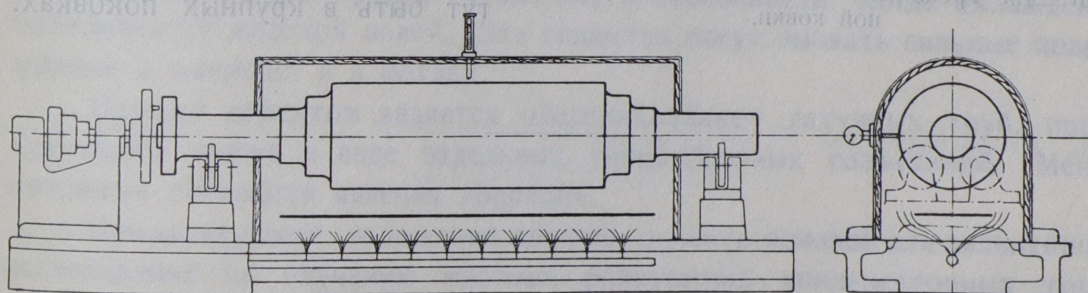
Сверловка дыры вдоль оси высоконагруженных валов турбогенераторов с 3000 об./мин в значительной степени уменьшает прочность ротора; напряжения волокон у внутреннего диаметра сильно возрастают. На фиг. 216 указано напряжение τ_2 не просверленного вала. На этом же рисунке кривая τ_1 указывает распределение напряжения при просверливании в вале отверстия диаметром 60 мм; максимальные тангенциальные напряжения

возрастают в этом случае более, чем в два раза. Таким образом способ испытания доброкачественности поковки путем ее просверливания является обоюдоострым, открывая, с одной стороны, дефекты в материале, но ухудшая в то же время прочность конструкции.

К индукторным валам длиной 3 и 4 метра предъявляют требования не только определенных механических свойств, но и одинаковой прочности материала и отсутствия внутренних напряжений, которые уничтожаются продолжительным отжигом в специальных печах, позволяющих устанавливать ротор в вертикальном положении. Обнаруживание внутренних напряжений производится путем нагревания медленно вращающихся турбинных валов до 300°C и до 150°C — индукторных валов; искривление вала не должно быть при этом больше 0,01 мм (фиг. 217).

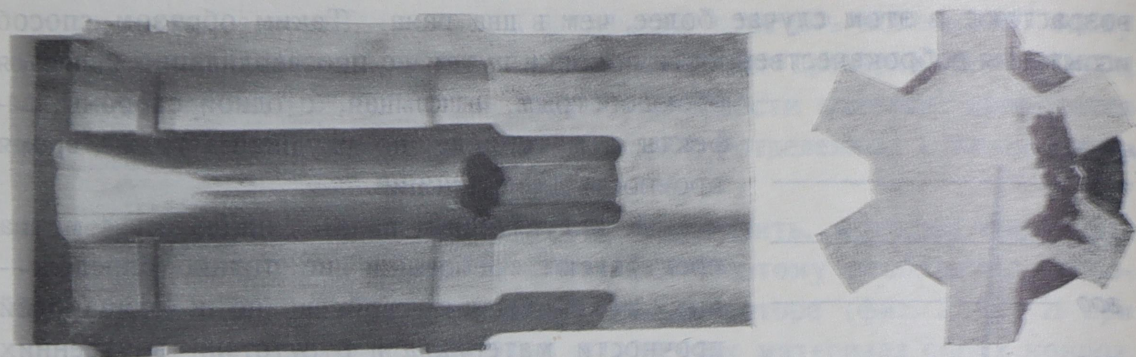
Эта проба была вызвана практикой, которая показала, что очень часто беспокойный ход ротора турбины или генератора появлялся вследствие внутренних ковочных напряжений в валу. На фиг. 218 представлена фотография части вала, который был забракован из-за коробления во время вышеописанной пробы. Вал решили применить на другие изделия, но при обработке выяснилось, что он содержит раковину. Сверловка вала этой раковины не обнаружила.

Фиг. 216. Просверливание осевого отверстия понижает механическую прочность вала.



Фиг. 217. Проба нагреванием.

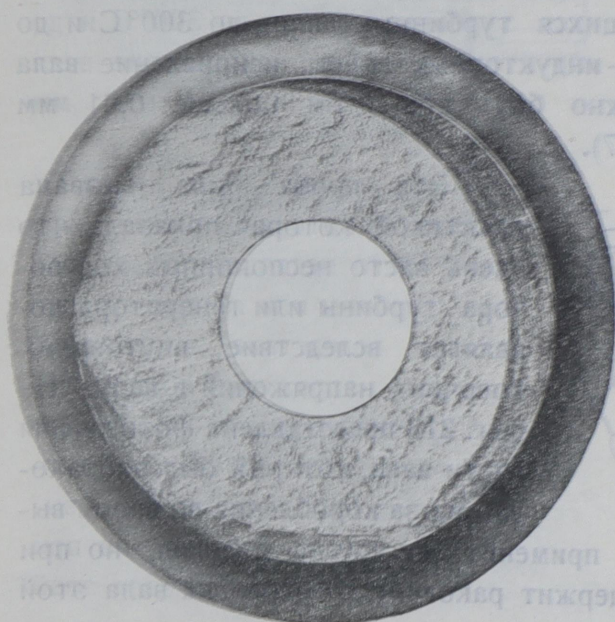
Дальнейший пример так же четко указывает, как трудно обнаруживаются некоторые дефекты в материале. Одна крупная деталь паровой



Фиг. 218. Раковины, определенные методом нагревания.

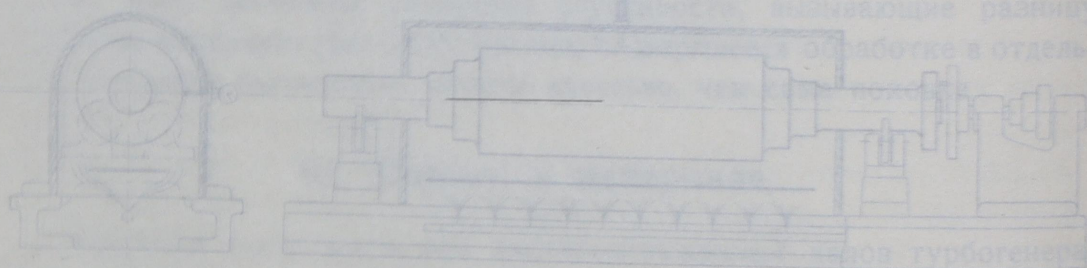
турбины была получена с металлургического завода в грубообработанном виде. Совершенно случайно, во время дальнейшей обработки, эта деталь

упала с небольшой высоты на твердую плиту и при этом сломалась. На фотографии 219 представлен излом этой сломавшейся детали. В нем ясно видна круговая трещина, которая служила как бы острой прорезью в материале (см. испытания на удар).



Фиг. 219. Трещины вала вследствие неправильнойковки.

Если бы этот вал сломался во время эксплуатации, то легко можно было бы, судя по излому, объяснить причину поломки усталостью материала. Из этого примера опять видно, что сверловка дыры обнаруживает далеко не все дефекты материала, которые могут быть в крупных поковках.



IX. Разъедание конденсаторных труб¹.

62. Общие замечания.

Конденсаторные трубы изготавливаются или из медноцинковых сплавов различного химического состава или же из красной меди. Весьма часто поверхности этих труб лудятся. Продолжительность жизни труб весьма различна: некоторые трубы служат в течение долгих лет, другие же требуют смены через несколько месяцев работы. Получающиеся в них дефекты весьма различны, в зависимости от причин, вызвавших повреждение. В дальнейшем мы остановимся лишь на тех дефектах, которые были вызваны или электрохимическими, или чисто химическими явлениями. Эти дефекты мало зависят от местоположения отдельных труб в конденсаторе; причину появления их следует искать в свойстве охлаждающей воды, в качестве материала труб и во внешних явлениях, в особенности — в посторонних токах.

Наиболее характерным разрушением, причина которого еще не выяснена, следует считать появление в трубе точкообразных разъеданий. Они располагаются или по окружности на всей поверхности трубы или же по прямой линии вдоль трубы.

Одна такая точка, разъедая трубу насквозь, вызывает необходимость замены всей трубы, хотя в остальных частях последняя может быть еще вполне здоровой. Через такое отверстие в конденсатор проникают различные посторонние вредные вещества, в особенности, когда охлаждение производится морской водой. Эти вещества могут вызвать сильные повреждения в машинах и в котлах.

Особым дефектом является обесцинкование² латунных труб, проявляющееся также в виде отдельных точкообразных разъеданий. Менее опасными считаются явления коррозии.

Нижеследующее изложение должно служить основой для дальнейших исследований по изучению местных разрушений конденсаторных труб.

¹ Сообщено на заседании «Deutsche Gesellsch. f. Metallkunde, Berlin».

² Под термином «обесцинкование» подразумевают, согласно английскому «Corrosion Research Committee of the Institute of Metals», Eng., Nr. 1318 от 2/XI — 23, стр. 572, явление, состоящее в растворении латуни и последующем новом осаждении меди; цинк остается в растворе.

Необходимо выяснить, какие дефекты лежат на совести лиц, изготовляющих трубы, и какие — на совести конструктора или эксплуатирующей установку.

До сих пор вопрос о разрушении конденсаторных труб почти не разрабатывался, и поэтому не проводилась резкая грань между причинами разрушения. Большинство не различали, произошло ли разрушение из-за посторонних токов, или гальванических токов, возникших в самом конденсаторе, или же, наконец, в результате чисто химических процессов.

Поблуждающие в конденсатор посторонние электрические токи, являясь блуждающими, берут свое начало от дефектных соединений или разрыва проводников обратного тока, расположенных по соседству световых, заземленных силовых или же тяговых установок. В особенности тяговые установки постоянного тока, обратный ток которых передается рельсами, часто создают блуждающие токи. Блуждающие переменные токи разрушающих действий на конденсаторы не оказывают. Определение наличия блуждающих токов нужно производить очень осторожно. При измерении их с помощью электродов из железа и меди, которые устанавливаются в приводящей и отводящей трубе конденсатора, можно получить весьма большую разность потенциалов, вследствие небольшой электрохимической разницы поверхности электродов, даже в тех случаях, когда правильным измерением невозможно обнаружить, вообще, самую малую разность потенциалов.

Гальванические токи в конденсаторе, наполненном водой, образуются вследствие применения материалов, занимающих различные места в потенциальном ряду и электрически соединенных между собой. Вода в этом случае служит электролитом. Для разрушения электролитического характера, как правило, считается, что анод, т. е. материал, из которого ток выходит в воду, разъедается, а катод, т. е. материал, в который ток входит из воды, разъеданию не подвергается.

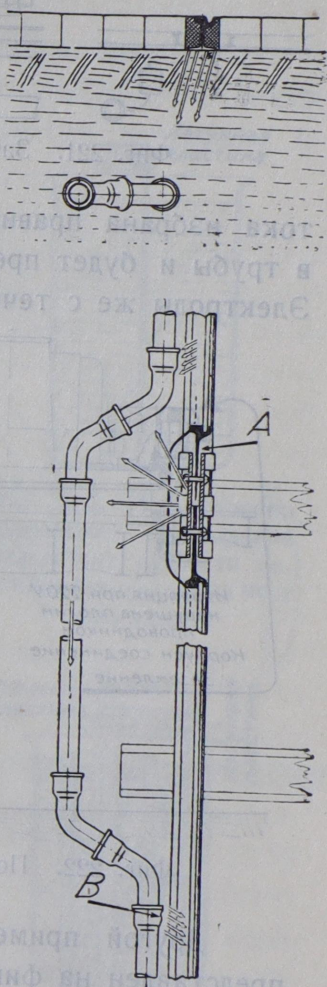
Разъедания чисто химического характера наблюдаются редко, и причину их большей частью следует искать в содержании в воде серной кислоты, аммиака или воздуха.

63. Разъедание посторонними токами; способ предохранения Гепперта.

Наиболее частые случаи электролитического разъедания газовых и водопроводных труб вследствие выхода тока у места стыка рельс городских электрических дорог.

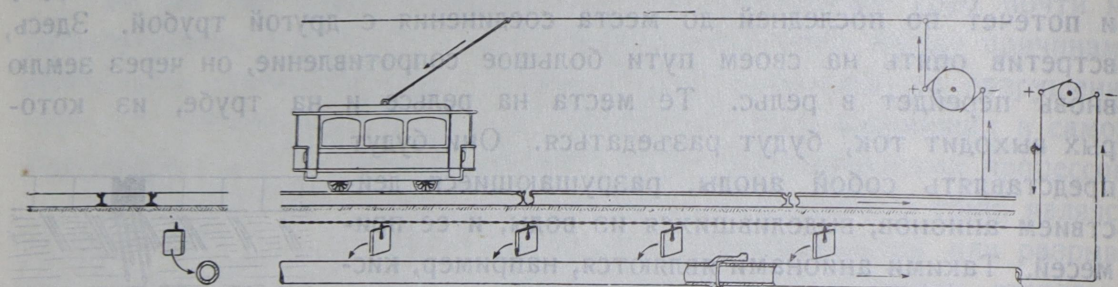
На фиг. 220 представлена схема рельсового стыка, обратный ток у которого передается с одного рельса на другой соединением обоих рельс медным листом. Как известно, такое соединение нерационально, так как вследствие окисления плотность контакта нарушается и ток

встречает на своем пути большое сопротивление. Если поблизости такого стыка расположены, например, водопроводные трубы большого сечения, то ток выйдет из рельса, перейдет по сырой земле в трубу и потечет по последней до места соединения с другой трубой. Здесь, встретив опять на своем пути большое сопротивление, он через землю вновь перейдет в рельс. Те места на рельсе и на трубе, из которых выходит ток, будут разъедаться. Они будут представлять собой аноды, разрушающиеся действием анионов, выделившихся из воды, и ее примесей. Такими анионами являются, например, кислород воды, хлор растворенного в воде хлористого натрия, хлористой магнезии и хлористого калия, кислотный остаток сернокислой магнезии и сернокислого кальция, окись углерода, двууглекислой извести и т. п. Разъедание будет тем больше, чем больше содержится в воде вышеуказанных примесей. Если же имеется возможность препятствовать выходу тока из трубы, то разъедания стенок трубы не происходит. Один из способов, препятствующих выходу тока из трубы, состоит в том, что в трубу посылается второй, более сильный и обратного направления, ток. Большей частью сила такого тока будет соответствовать напряжению от 2 до 5 вольт. Таким образом создается предохранение трубопровода, при котором освобождающиеся вторым током катионы связывают анионы постороннего тока. В случае же более сильного защитного тока катионы образуют как бы защитительную оболочку вокруг трубы (анодная поляризация). Освобожденными защитным током катионами являются, например, водород, натрий, магнезия, калий, кальций, а также и растворенные металлы электродов, создающие защитный ток. Одновременно с образованием катионов некоторые легкие металлы превращаются водой в гидраты и при этом освобождается водород. Гидраты же в свою очередь, соединяясь с кислотами, содержащимися в воде, образуют нейтральные соли, обезвреживая этим действие кислот. Таким образом, защитный ток парализует не только вредные электрические, но и химические явления. Этот способ защиты газопроводных и водопроводных труб от блуждающих токов городских железных дорог впервые применен в 1908 г. Геппертом в Карлсруэ (германский патент 211 612 от 27 марта 1908 г.) (фиг. 221). Вблизи трубопроводов, подлежащих защите, в земле были



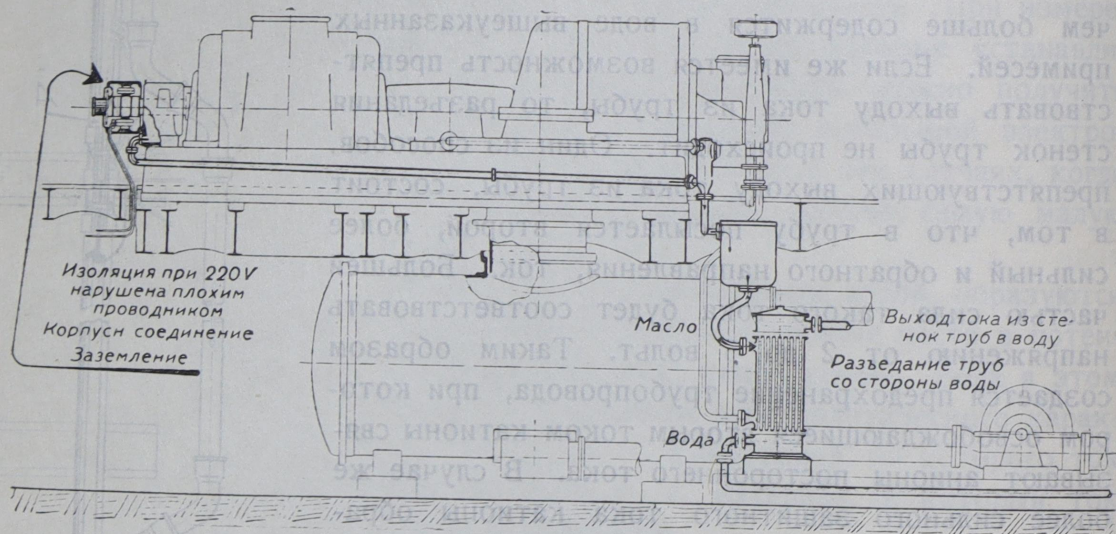
Фиг. 220. Плохой контакт рельс, вызвавший появление блуждающих токов.

установлены электроды, соединенные с положительным полюсом низковольтного источника тока. Трубопровод же соединили с отрицательным полюсом того же источника тока. Если разность потенциалов источника



Фиг. 221. Защита против блуждающих токов (способ Геперта).

тока избрана правильная, то ток пойдет от электродов через землю в трубы и будет препятствовать электролитическому разрушению труб. Электроды же с течением времени будут разрушаться.



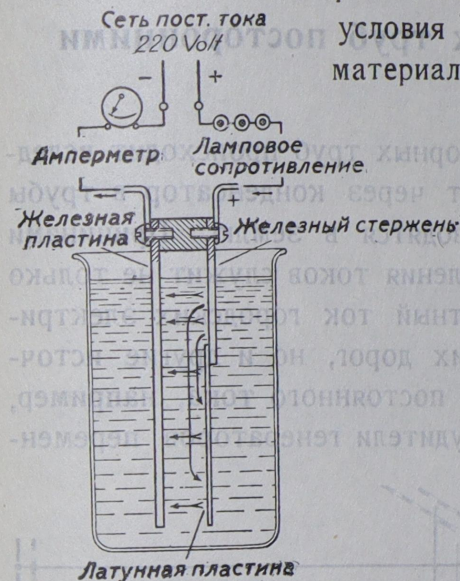
Фиг. 222. Появление блуждающих токов вследствие плохой изоляции.

Другой пример разрушения, производящегося посторонним током, представлен на фиг. 222. Вследствие порчи изоляции щеток возбуждателя ток через маслопровод проникает в маслоохладительный аппарат. И если сеть возбуждения имеет еще одно соединение с землей, то ток из маслоохладителя перейдет в трубы, подводящие воду, а из них в землю. Металл на месте выхода тока из трубы в землю будет разъедаться.

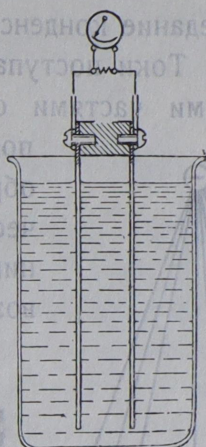
64. Исследование разъедания конденсаторных труб.

Для того чтобы выяснить причину разъедания конденсаторных труб, получить характерные признаки действия той или иной причины и выявить пригодность различных предохраняющих методов, — был поставлен ряд исследований. Примененные для этого приборы схематически изобра-

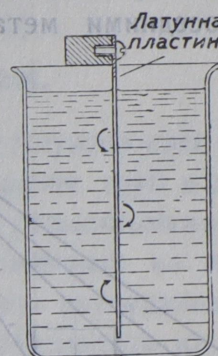
жены на фиг. 223 — 228. В качестве образцов здесь служили осторожно распиленные и разогнутые в лист куски конденсаторных труб, изготовленные из материала следующего химического состава: 70 Cu, 29 Zn и 1 Sn. Поверхность образцов была очищена эфиром. Шлифовка и полировка поверхностей образцов не производилась, чтобы условия опыта не отличались от условий службы материала. Для каждого опыта применялся новый



Фиг. 223. Разъедание посторонними токами.



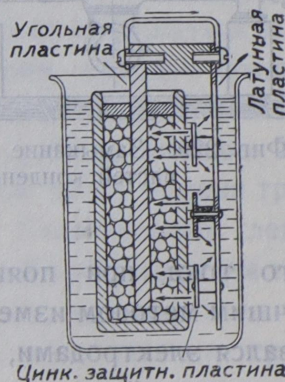
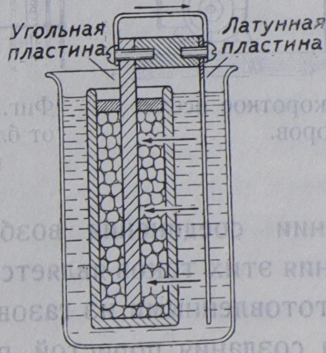
Фиг. 224. Исследование влияния гальванических токов, их напряжения и силы при различных электродах.



Фиг. 225. Искусственно вызванное разъедание вследствие разности потенциалов отдельных мест пластины.



Фиг. 226. Искусственно вызванное разъедание гальваническим током.



Фиг. 227—228. Исследование способов защиты от разъедания.

образец, который прикреплялся к нормализованному стержню и отвесно опускался в электролит. Последний представлял собой водяной раствор тех солей и кислот, которые по тем или иным причинам содержатся в охлаждающей воде конденсатора.

Принимая во внимание нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, часть опытов производилась с подогретыми до 45°C электролитами.

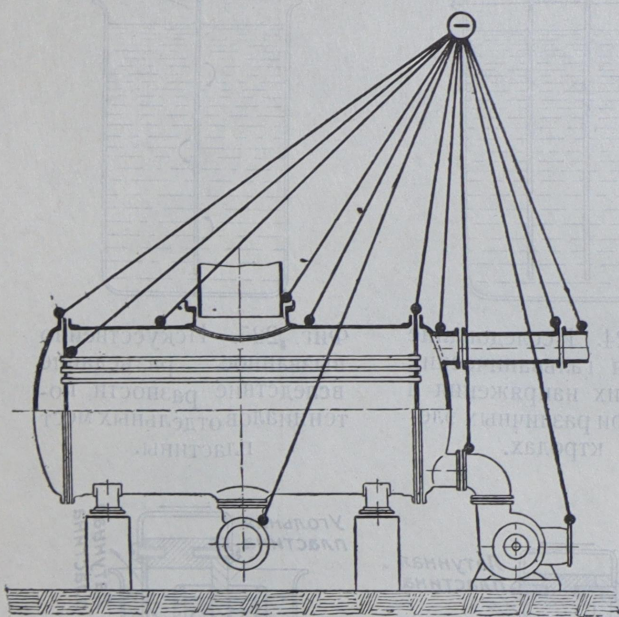
Нагрев производился в электрическом сушильном шкафу. Электролит по мере надобности заменялся свежим.

Через известные промежутки времени образцы осматривались и исследовались.

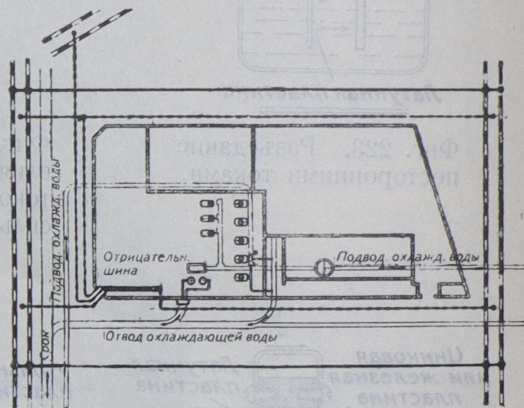
65. Разъедание конденсаторных труб посторонними токами.

Большую часть разъедание конденсаторных труб происходит вследствие блуждающих токов. Токи поступают через конденсатор в трубы и соседними металлическими частями отводятся в землю. Причинами

появления токов служит не только обратный ток городских электрических дорог, но и другие источники постоянного тока, например, возбудители генераторов перемен-



Фиг. 229. Замыкание на короткое всех частей конденсаторов.



Фиг. 230. Защита силовой установки от блуждающих токов замкнутым кольцом из хорошего проводника.

ного тока при появлении соединения возбуждательной сети с землей. Лучшим методом измерения этих токов является метод Габера. Он пользовался электродами, изготовленными из газовой трубы, длиной около 1 м, закупоренной снизу, для создания пористой перегородки, гипсом. Труба наполнялась концентрированным раствором сернистого цинка с избыточными кристаллами последнего. Произведенные опыты показали, что этим прибором возможно весьма точно измерить разность потенциалов.

Другой способ борьбы с электролитическим разрушением от посторонних токов состоит в том, что все части конденсатора соединяются на короткое и присоединяются к отрицательному полюсу машины постоянного тока (фиг. 229). Однако соединение отдельных частей на короткое должно быть произведено весьма тщательно, чтобы не встретилось где-либо более или менее значительное сопротивление.

Этот способ имеет лишь частичное действие.

Другой путь борьбы с посторонними токами представлен на фиг. 230. Вокруг силовой установки был проложен из хорошего проводника электрического тока и достаточного сечения замкнутый контур. Этот контур соединили с проводником обратного тока и с отрицательным полюсом силовой установки. Полностью, однако, и этот способ не оправдал себя, так как внутри замкнутого контура все же образовывались блуждающие токи, повидимому вследствие заземления положительного полюса.

Дальнейшими средствами борьбы с блуждающими токами являются методы, подобные методу Гепперта, основанные на создании противотока (см. отд. 76).

66. Соединение труб с днищем.

Способствовать разрушению труб разъемлением от блуждающих токов может и состояние соединения их с днищем. Закрепление труб в днище обычно производится либо способом завальцовки, либо сальниковыми втулками, запрессовывающими пластичный слой, приготовленный из каких-нибудь органических веществ (фиг. 231). Чтобы избежать разъемления труб блуждающими токами, необходимо это соединение производить из материалов с хорошей электропроводностью. При затягивании сальниковой втулки нельзя допускать отделения трубы от днища или изоляции ее пластичной прослойкой. Даже простое прилегание трубы к днищу или к сальниковой втулке дает неудовлетворительный контакт. Поэтому полезно при таком соединении воспользоваться еще слоем из мягкого металла, например, свинца или олова, хотя и здесь контакт может нарушаться из-за окисления поверхностей этих прокладок. Наилучшим методом соединения следует считать завальцовку трубы в днище, с предварительной очисткой соприкасающихся поверхностей трубы и днища от грязи и окислов. Указываемые недостатки этого способа не играют большой роли; замена трубы чаще всего производится из-за порчи самой трубы. Неправильным следует также считать и тот взгляд, что, вследствие затруднений с расширением труб, последние получают продольные и поперечные трещины; причину этих трещин следует искать в ошибках, допущенных при изготовлении труб¹.

¹ Выписка из технических условий на поставку конденсаторных труб для турбинного завода AEG:

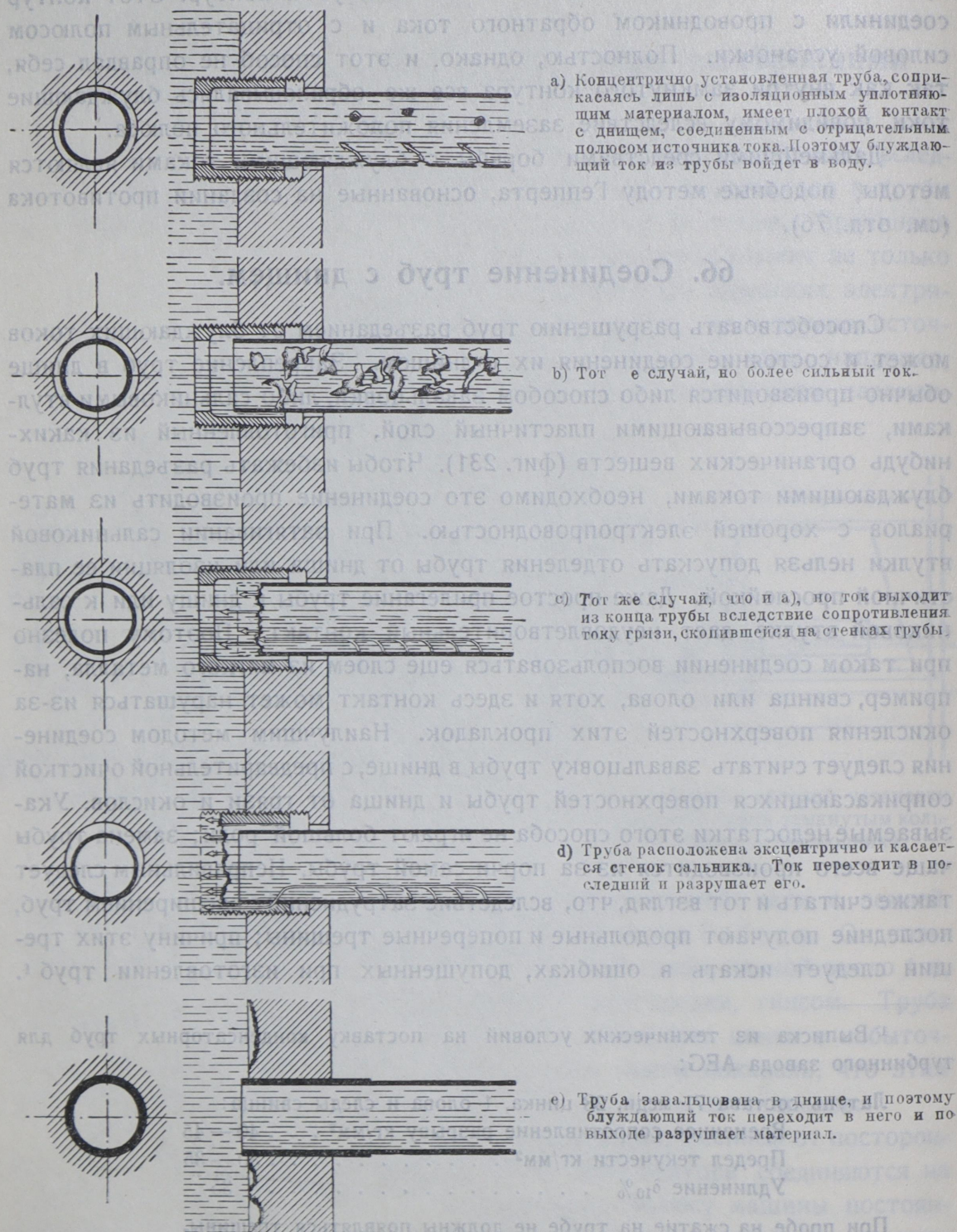
Латунь состава 71 меди, 28 цинка, 1 олова и следы свинца:

Временное сопротивление разрыву кг/мм ²	40 — 45
Предел текучести кг/мм ²	30 — 35
Удлинение δ_{10} %	35

При пробе на сжатие на трубе не должны появляться трещины.

Концы завальцовываемых труб должны быть отождены; трубы, закрепляющиеся сальниковыми втулками, не должны отжигаться. Трубы, предназначенные для работы в морской и кислотосодержащей воде, должны быть оцинкованы.

Завальцованные с обоих концов трубы могут свободно при изменении температуры удлиняться и уменьшаться за счет изменения стрелы прогиба.



Фиг. 231. Схема различных способов

разъедания.

67. Картина разрушения от разъедания блуждающими токами.

Место расположения разъеданий блуждающими токами обычно находится вблизи от днища, и картина разрушения материала весьма характерна и резко отличается от разрушений химического характера. Фотографии на фиг. 232—237 иллюстрируют эти дефекты.

Процесс разрушения протекает в следующем порядке. Выходящий из материала ток освобождает анионы веществ, растворенных в воде, вследствие чего анод-латунь переходит частично в труднорастворяющиеся соединения, осаждающиеся на поверхности латуни в виде компактного слоя. Соли, образующиеся при этом из соединений хлора, серы, углерода и кислорода, в дальнейшем мы для краткости будем называть «окислами». Разъедание блуждающим током не образует какого-либо изменения в структуре материала. На поверхности появляются лишь блестящие углубления, и число их тем больше, чем сильнее действие тока (фиг. 233 и 237); более слабые токи дают меньшее число, но более глубокие углубления (фиг. 232 и 236). Если напряжение тока уменьшится до некоторого предела, разного для различных металлов, то разрушение вообще не происходит (фиг. 234). Значение этого критического напряжения для железа меньше, чем для латуни, чем и объясняется то явление, что в случае, изображенном на фиг. 234, железный стержень, поддерживающий латунную трубу, подвергся сильному разъеданию, а латунь осталась целой. Процесс был еще усилен образованием гальванического тока от пары железо-латунь (фиг. 237), так что железо разрушалось суммарным действием двух токов — гальванического и блуждающего. Характерные примеры из практики приведены: на фиг. 238 — разъедание железного днища вследствие блуждающих токов без следов разъедания на латунных трубах, и на фиг. 239 — разъедание железного днища вследствие гальванических токов.

Ток¹ силой 0,01 амп/дм² при продолжительном действии уже приносит вред латуни, а силой 0,1 амп/дм² очень скоро разрушает ее. Правильнее было бы эти опасные пределы указывать не в амп/дм², а в абсолютной разнице потенциалов между металлом и электролитом, измеренной в вольтах, так как при электролитическом растворении анода главную роль играет не плотность тока, а разность потенциалов между анодом и электролитом. В общем плотность тока зависит от разности потенциалов; возрастание одной величины вызывает возрастание второй, но разность потенциалов еще зависит от состава, концентрации и температуры электролита и от формы и способа установки электродов.

¹ На электрической силовой установке в Sampierdarena в конденсаторе, с охлаждающей поверхностью в 2 000 м², сила постороннего тока была измерена = 20 ампер.



Разъедание блуждающими токами.
(Образцы, взятые из практики).

Фиг. 232. Крупные блестящие пятна
разъедания. Средняя плотность тока.
Лин. ув. = 2.

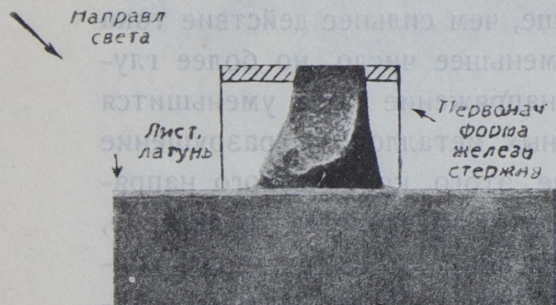


Фиг. 233. Мелкие блестящие пятна
разъедания. Большая плотность тока.
Лин. ув. = 2.

Лабораторное испытание.

Лин. ув. = 2.

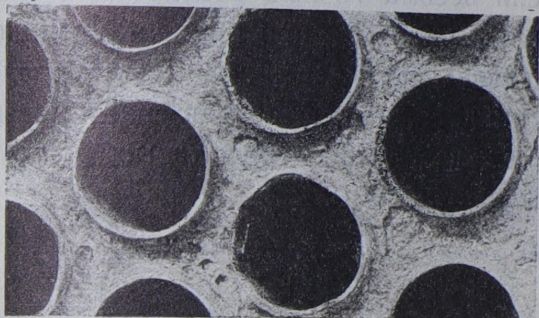
Порядок испытания фиг. 223.



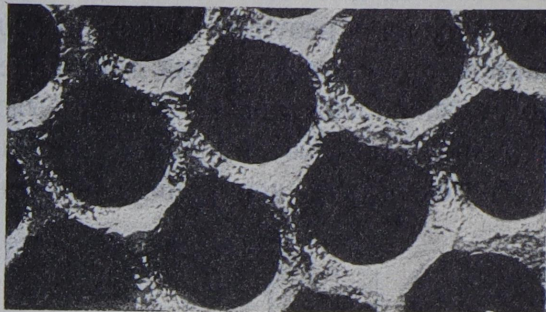
Фиг.	Плотность тока амп/дм ²	Электро- литы	Тем- пер. ° С.	Продол- жит. в часах	Результаты
234	0,01 рас- четной площади	1% мор- ской соли, 0,1% сер- ной кис- лоты	18	1 500	Латунная пластина осталась неповре- жденной, железная разъедена.
235	0,01	1% мор- ской соли, 0,05% азотной кислоты	45	1 500	Образовался мяг- кий слой окиси, ла- тунная пластина равномерно разъе- дена, картина на- поминает картину разрушения галь- ванич. токами.
236	0,1	1% мор- ской соли, 0,1% сер- ной кис- лоты	18	100	Образовался плот- ный слой окиси, пронизанный более сильно разрушен- ными пятнами (ле- вая картина). Пра- вая картина ука- зывает на разъеда- ние после удаления слоя окиси.
237	0,6	1% мор- ской соли, 0,1% сер- ной кис- лоты	18	500	Образовался плот- ный слой окиси. Поверхность разъе- дания равномерна



Если вследствие каких-либо особых причин, например, вследствие высокой температуры или примесей в воде, вместо труднорастворимых слоев окислов образуются легкорастворимые окислы, то ток разрушает металл более или менее равномерно по всей поверхности; он вызывает в этом случае не местную, а общую коррозию (фиг. 235).



Фиг. 238. Разъедание железного дна посторонними токами. Латунные трубы не пострадали (ср. с фиг. 234).



Фиг. 239. Разъедание железного дна гальваническими токами. (Латунные трубы вынуты). Путь тока: днище—жидкость—латунные трубы.

68. Влияние на материал гальванических токов.

Как уже упоминалось выше, в конденсаторе образуются гальванические токи вследствие присутствия разнородных материалов, находящихся, с одной стороны, электрически в соединении друг с другом, а с другой—в соприкосновении с электролитом (охлаждающей водой). Все металлы можно установить в ряд так, чтобы каждый предыдущий элемент был положительным в отношении последующего: тогда, как правило, разрушается материал высшего потенциала, т. е. тот, от которого ток переходит в электролит. Если пустить в электролит, например, в морскую воду, два разнородных материала, электрически соединенных друг с другом, то разрушаться будет электроположительный металл—анод.

Рассматривая влияние гальванических токов на конденсаторы, нужно различать следующего рода материалы:

- 1) материалы, образующие в отношении материала труб отрицательный полюс и таким образом создающие условия для разрушения труб;
- 2) материалы, образующие в отношении материала труб положительный полюс и создающие таким образом противоток, способствующий предохранению труб от разрушения.

Результаты поставленных опытов, которые могут послужить основой для дальнейших исследований, указали, к какой категории следует отнести те или иные металлы в отношении латуни. Были определены значения образующихся разностей потенциалов, силы тока и влияние температуры и состава электролита (вода с примесью). На фиг. 224 указан способ этих исследований.

Примененные электроды имели поверхность около 250 см^2 и устанавливались на расстоянии 20 мм от стабильного стержня. Опыты производились при температуре, равной 18° и 40°C .

Измерение напряжения производилось прецизионным вольтметром с сопротивлением 300 ом при первом погружении очищенного электрода. Этот метод дает для поставленной цели весьма точные результаты; еще более точные результаты можно было бы получить при помощи компенсационного метода. Сила тока определялась по истечении 30 секунд после погружения электрода, так как было найдено, что для поставленных целей эти значения дают наиболее удобные для сравнения результаты.

Результаты испытания приведены на фиг. 240.



Фиг. 240. Разность потенциалов различных материалов в паре с латунью при различных электролитах.

Результаты испытания. Цинк и железо создают токи, предупреждающие разъедание латуни.

Действие меди — разрушительное, но не в большой степени.

Уголь, согласно кривым b, c, d, e, сильно разрушает латунь.

Для всех случаев, в которых латунь является анодом, имеем следующее: 3%-раствор морской соли в воде, соответствующий составу воды в открытом море, действует, согласно кривой a, менее интенсивно, чем другие растворы.

4%-раствор морской соли в воде, соответствующий составу воды вблизи берегов и гавани, действует весьма интенсивно (кривая b), в особенности если в воде содержатся еще и примеси кислот и аммиака.

Следствие. Латунные трубы в конденсаторах, не содержащих медных частей, от гальванических токов разрушаться не могут; железные же части, соприкасающиеся с водой, разъедаются (фиг. 239).

Присутствие в конденсаторе частиц угля, занесенных водой, может вызвать сильные разрушения. Вредное действие угольных частиц объясняется тем, что, при хорошем контакте их с латунью, последняя не покрывается защитительным слоем окиси. При ослаблении контакта, как показывает опыт, очень быстро образуется защитительный слой окисла. Для судовых конденсаторов важно то обстоятельство, что вода в гавани значительно вреднее, чем вода открытого моря.

Различные сорта латуни,

расположенные в порядке их сопротивляемости разрушению электролитом.



Фиг. 241. Лин. ув. = 200.

Материал труб — тянутый.

70 Cu + 30 Zn.

Гомогенное строение; кристаллы твердого раствора α . Крупнокристаллическое строение. Хорошая сопротивляемость разрушению электролитом.

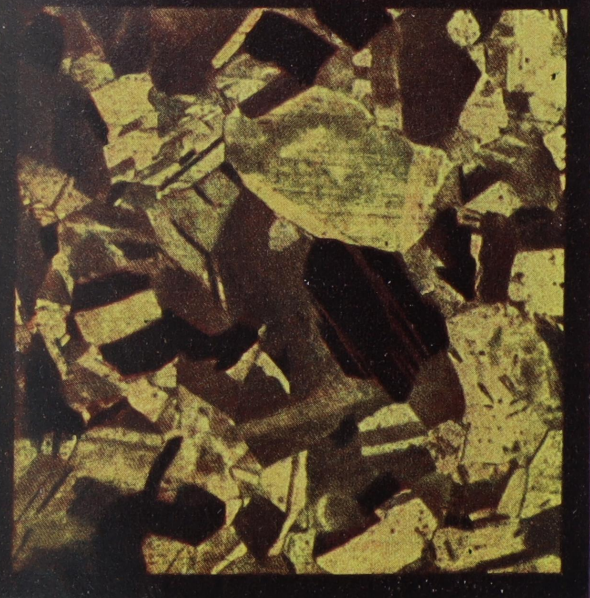


Фиг. 242. Лин. ув. = 200.

Материал труб — тянутый.

70,5 Cu + 28 Zn + 1,5 Sn.

Гомогенное строение; кристаллы твердого раствора α . Зерна средней величины. Разрушения от электролитического действия морской воды начинаются с поверхности зерен вследствие разности потенциалов между поверхностными и внутренними частями зерна.



Фиг. 243. Лин. ув. = 200.

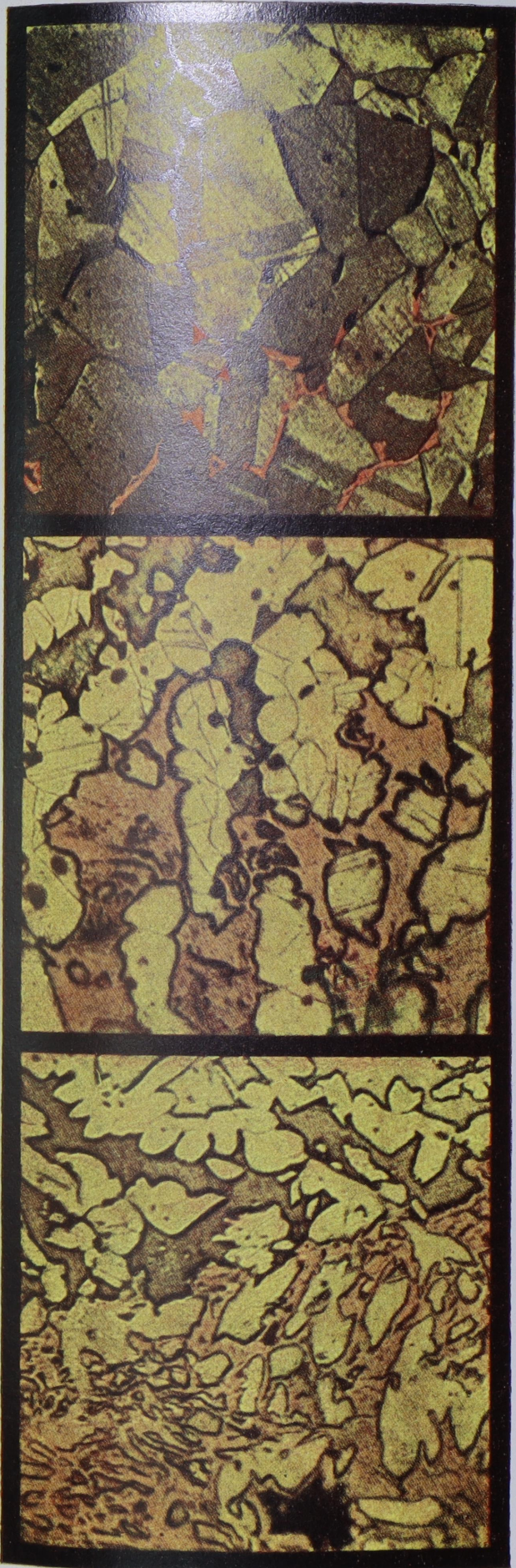
Материал труб — тянутый.

70 Cu + 30 Zn.

Гомогенное строение; кристаллы твердого раствора α . Мелкокристаллическое строение. Материал вследствие большой поверхности соприкосновения кристалликов менее сопротивляется разрушению электролитом, чем материал фиг. 241.

Различные сорта латуни,

расположенные в порядке их сопротивляемости разрушению электролитом.



Фиг. 244. Лин. ув. = 200.

65 Cu + 35 Zn.

Гетерогенное строение. Кристаллы твердого раствора α + небольшое количество эвтектоида ($\alpha + \gamma$). Так как эвтектоид, вследствие большего, по сравнению с кристаллами α , содержания цинка, обладает и большей растворимостью, то в присутствии электролита образуется гальванический ток, который разрушает эвтектоид. На нижней части фотографии видны разрушения листа; вместо эвтектоида ($\alpha + \gamma$), вследствие обесцинкования, образовалась пористая медь, ослабляющая связь между зернами.

Фиг. 245. Лин. ув. = 200.

Материал сальника, отлитый под давлением.

Приблиз. 61 Cu + 39 Zn.

Гетерогенное строение. Светлая составляющая—кристаллы твердого раствора α . Темнокоричневая составляющая—эвтектоид ($\alpha + \gamma$). Последний в нижней части фотографии обесцинкован вследствие электрохимического влияния более богатых цинком кристаллов α .

Фиг. 246. Лин. ув. = 200.

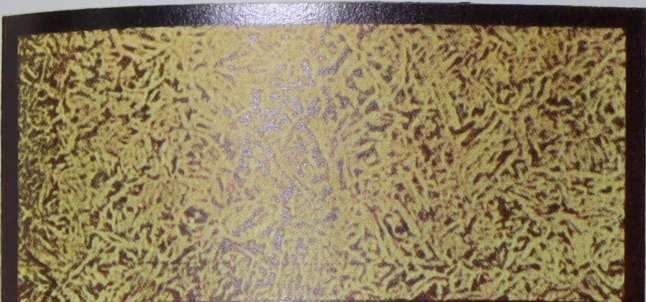
Материал труб—тянутый.

Приблиз. 60 Cu + 40 Zn (мунц-металл).

Подобно фиг. 245. Металл вследствие более интенсивной механической обработки более мелкого строения. Частичное разъедание.

Различные сорта латуни,

расположенные в порядке сопротивляемости разрушению электролитом.



Фиг. 247.

Лин. ув. = 200.



Фиг. 248.

Лин. ув. = 200.



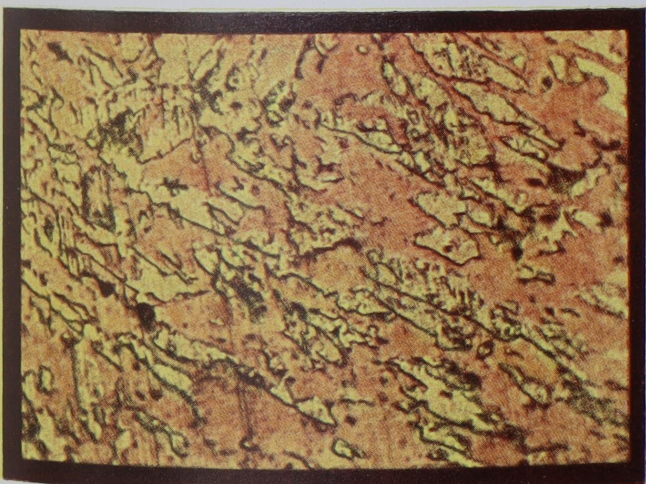
Фиг. 249.

Лин. ув. = 200.

Материал сальника, отлитый под давлением.

Ок. 56 Cu + 44 Zn.

Гетерогенное строение. Кристаллы твердого раствора α и эвтектид ($\alpha + \gamma$). Вследствие мелкого строения материал слабо сопротивляется электролитическому действию.



Фиг. 250.

Лин. ув. = 800.

Электролитическое разрушение.

69. Разрушение конденсаторных труб вследствие местных разностей потенциалов.

Результаты эксплуатации. Кроме гальванического тока, образующегося из-за разнородных материалов частей конденсатора и соприкосновения их, например, с морской водой, возможно образование в конденсаторных трубах местных гальванических токов вследствие гальванической разности потенциалов различных мест в одном и том же материале или же вследствие присутствия в трубах посторонних частиц, например, частиц угля.

Возможность образования местных разностей потенциалов в гетерогенном материале, структура которого состоит из двух или более составляющих, объясняется следующим образом: латунь, содержащая 60 Cu и 40 Zn (фиг. 244—246), состоит в стабильном состоянии из твердого раствора α состава 63,5 Cu и 36,5 Zn и эвтектоида $\alpha + \beta$, состава 52,5 Cu и 47,5 Zn. Более богатый цинком эвтектоид, в виду присутствия α , будет растворяться.

Поэтому предпочтительнее применять сплав из 70 Cu и 30 Zn или 70 Cu, 29 Zn и 1 Sn (точнее 71/28/1 с плюс-минус допускаемыми отступлениями), состоящий только из структуры α и являющийся гомогенным (фиг. 241—243).

Вышесказанному противоречит то обстоятельство, что гетерогенный сплав — мунц-металл, содержащий 35—45% цинка (фиг. 246), с большим успехом применяется в английском флоте в качестве материала для конденсаторных труб.

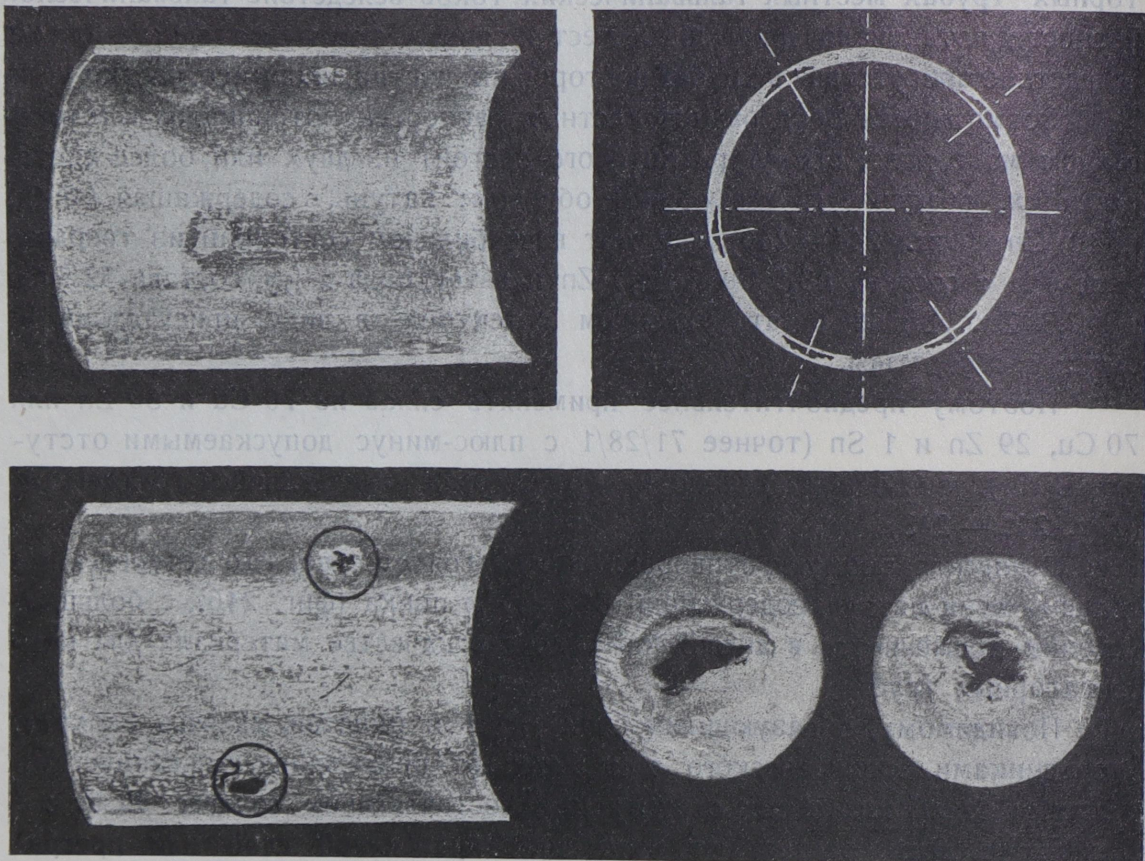
Повидимому, образующиеся слои газов и окислов, являясь плохими проводниками электрического тока, мешают проявлению гальванических действий одной или обеих структурных составляющих сплава. Если же примеси в воде растворяют этот предохраняющий слой или превращают его в более легко растворяющееся вещество или, наконец, большая скорость протекания воды препятствует его образованию, то и мунц-металл подвергается быстрому разрушению.

Однако и в металлографически гомогенном материале образуется местная разность потенциалов. Причиной этого могут служить различные химические и механические пороки в материале, а также разность в свойствах поверхностей кристаллитов, в зависимости от расположения и ориентации последних.

При наличии таких пороков в латунной трубе, соприкасающейся с электролитом, например, морской водой, образуется электрический ток, направление которого будет от точки с высшим потенциалом к месту низкого потенциала. Вследствие этого в первой точке латунь будет растворяться — цинк останется в растворе, а медь вновь выпадет из раствора. Таким путем образуется короткозамкнутый элемент (медь-латунь), ток которого произведет дальнейшее разрушение.

Растворение цинка создает пористость в оставшейся меди; вода, проникая в эту пористость, вызовет дальнейшие более глубокие разрушения. Кроме того пористая медь будет механически слаба, и струя воды начнет ее размывать. В результате все эти явления вызовут разрушения стенки трубы.

На фиг. 251 представлены объекты, взятые из практики и разрушенные таким способом.



Фиг. 251. Отверстия, получившиеся вследствие обесцинкования материала. Пористые медные пробки частью выпали, частью остались.

Некоторые вещества, растворенные в охлаждающей воде или занесенные ею, могут или препятствовать или способствовать развитию разрушений; температура, при которой происходят все эти явления, имеет также немаловажное значение.



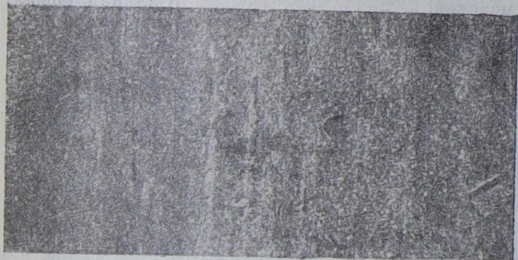
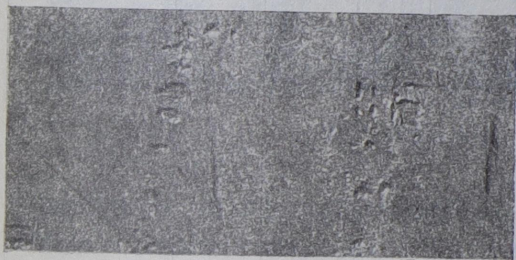


70. Искусственное получение разъедания местными токами.

Влияние морской воды различной концентрации на конденсаторные трубы, изготовленные из латуни состава 70 Cu, 29 Zn, 1 Sn, было изучено опытами, результаты которых сведены в таблице при фиг. 252—257. И здесь было найдено, что морская вода, содержащая 3% соли, оказывает наименее

Лабораторные исследования местных гальванических токов ¹.

(Способ испытания — по ¹фиг. 225).

Испытанные образцы. Лин. ув. = 2.

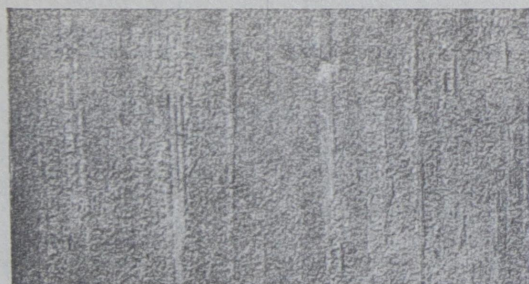
Фиг.	Электролиты	Темпер. °С	Продолжительность испытания в час.	Потеря в весе г/дм ²	Результаты Примечания
	252 3% морской соли	45	1 000	0,05	Поверхность осталась невредимой.
	253 1% морской соли	45	1 000	0,18	Поверхность осталась невредимой.
	254 1% морской соли, продукт азотной кислотой	45	1 000	0,35	Как предыдущий.
	255 1% морской соли, 0,1% азотной кислоты	45	1 000	4,4	Общая коррозия, в особенности на границе воздуха и электролита, коррозия в наклепанных местах.
	256 1% морской соли, 0,1% азотной кислоты, продукты окисью углерода	45	1 000	5,4	Как и предыдущий, но в более сильной степени.
	257 1% морской соли, 0,1% серной кислоты	45	800	7,3	Общая коррозия. В местах проколов материала более сильное обесцинкование.

¹ Искусственно вызванные разбедания и обесцинкование конденсаторных труб, вследствие разности потенциалов отдельных мест.

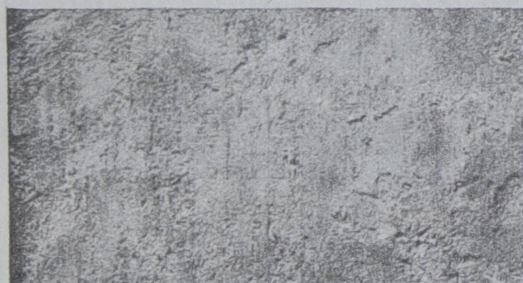
Лабораторные исследования местных гальванических токов¹.

(Способ испытания — по фиг. 226).

Испытанные образцы. Лин. ув. = 2.



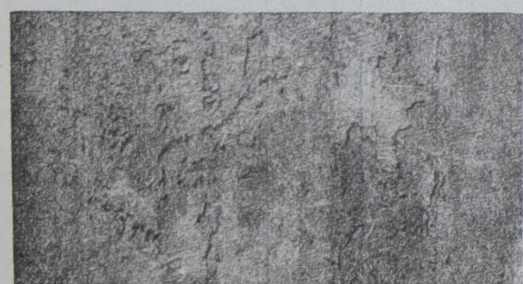
Фиг.	Электролиты	Темпер. °С.	Продолжительность испытания в часах.	Потеря в весе г/дм ²	Результаты Примечания
258	3% морской соли	45	800	4,4	Общая коррозия.



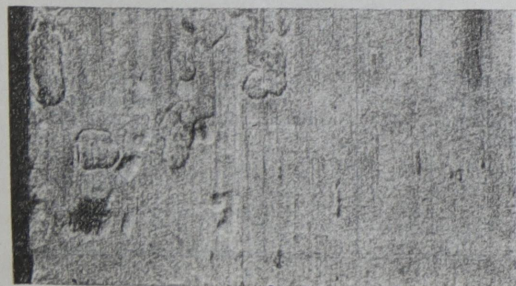
259	1% морской соли, 0,1% серной кислоты	45	800	7,0	Сильная общая и местная коррозия.
-----	--------------------------------------	----	-----	-----	-----------------------------------



260	1% морской соли, 0,2% азотной кислоты	45	800	6,9	Сильная общая коррозия.
-----	---------------------------------------	----	-----	-----	-------------------------



261	1% морской соли, 0,1% азотной кислоты	45	800	7,5	Общая коррозия, особенно сильная в местах соприкосновения с частицами угля.
-----	---------------------------------------	----	-----	-----	---



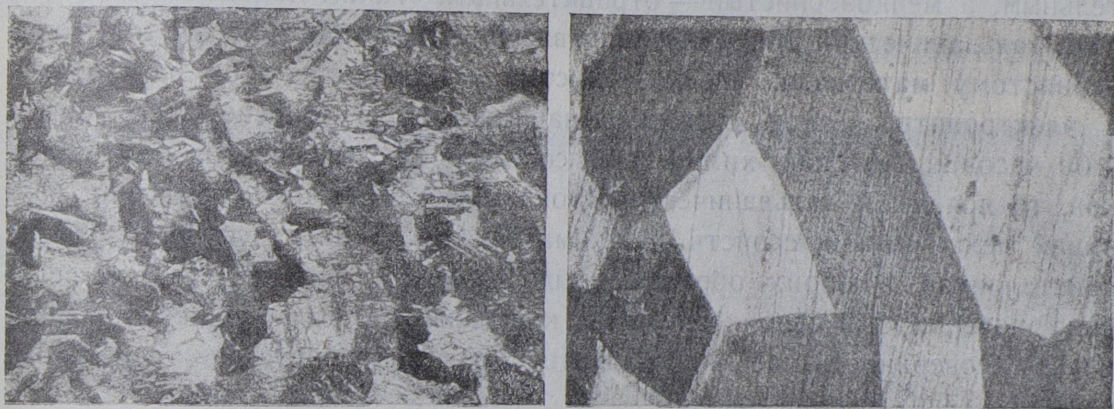
262	1% морской соли, 0,5% азотной кислоты	45	800	7,7	Общая коррозия. Местное обесцинкование.
-----	---------------------------------------	----	-----	-----	---

¹ Искусственно вызванные разъедания и обесцинкование конденсаторных труб (при помощи угля).

активное разъедающее влияние. Следы аммиака, растворенный кислород, азотная кислота и азотная кислота с примесью углекислоты в 1%-морской воде оказывают на материал, главным образом, химическое действие, между тем морская вода с примесью серной кислоты, кроме химического, имеет также и электролитическое действие (фиг. 257). На исследуемом объекте обнаружилось несколько точкообразных дефектов обесцинкования (фиг. 257), которые первоначально были приняты за пороки в материале.

Влияние серной кислоты состоит в том, что она способствует растворению образующихся слоев окислов, которые препятствуют образованию местных гальванических токов.

Для выяснения первопричины местных разъеданий некоторые образцы тотчас же после появления первых признаков разрушения были под-



Фиг. 263—264. Материал до и после отжига.

вергнуты металлографическому исследованию. Результаты этих испытаний были положительными — на ряде образцов удалось обнаружить места начала разъедания.

На фиг. 266 представлен разрез через пятно красно-медного цвета образца, подвергнутого действию воды в течение 24 часов. Кристаллиты, начавшие разрушаться (красного оттенка), рельефно отличаются от здоровых.

На фиг. 270 изображен в таком же разрезе изготовленный шлиф образца, показавшего первые следы начала разрушения по прошествии нескольких часов; шлиф же был изготовлен после 800 часов действия электролита. Первоначальная окраска зерен исчезла. Взамен ее появилось, вследствие обесцинкования, большое скопление меди, характеризующее более сильное разрушение.

Сравнивая фиг. 268 и 270, легко увидеть, что обесцинкование начинается с поверхности соприкосновения кристаллитов и затем проникает вглубь. Это явление объясняется разностью потенциалов поверхностных и внутренних частей кристаллита.

Следующий опыт доказывает, что крупнозернистый материал лучше противостоит электролитическим воздействиям, нежели материал мелкозернистый.

Куску латуни состава 70 Cu, 28 Zn, 2 Sn (фиг. 263), вырезанному из конденсаторной трубы и показавшему мелкое строение, было при помощи отжига при 700°C в электрической печи Гереуса придано крупное строение (фиг. 264). Затем его поверхность была очищена травлением, как и поверхность второго такого же образца, но не подвергавшегося отжигу и имевшего первоначальное мелкое строение. Оба образца, соединенные на короткое через милливольтметр сопротивления 100 ом, были затем внесены в электролит — подкисленный раствор поваренной соли. Стрелка милливольтметра показала разность потенциалов 1 — 1,5 милливольт, и при этом крупнозернистый материал оказался электроположительным, а мелкозернистый — отрицательным. Таким образом в электролите гальванический ток имел направление от мелкозернистого к крупнозернистому материалу. Мелкозернистый материал при этом растворялся в электролите. Такое состояние наблюдалось в течение всего опыта (100 часов). Так как химический состав обоих материалов был одинаков, то появление гальванического тока может быть объяснено лишь разницей механических свойств обоих материалов и их структурой. Число кристаллитов в обоих образцах было разное, а, следовательно, и величина поверхности соприкосновения кристаллитов была также неодинакова. Поверхность же кристаллитов обладает большей твердостью, нежели их внутренние части.

Вышеупомянутые пороки в материале являются результатом местной ликвации, присутствия посторонних примесей, или же носят чисто механический характер. При деформировании металла на зернах появляются так называемые трансляционные линии, сильно меняющие свойства кристаллита (фиг. 265). Если рассматривать каждую трансляционную линию как новую поверхность соприкосновения кристаллитов, а разделенные этими линиями части кристаллита — как вновь образовавшиеся отдельные кристаллиты, то, согласно вышесказанному, деформацию металлов можно рассматривать как одну из первопричин местного обесцинкования сплава. Таким образом можно заключить, что для конденсаторных труб по электрохимическим соображениям следует предпочесть крупнозернистый материал мелкозернистому. Дабы избежать вредного влияния механических деформаций, необходимо возможно аккуратнее обращаться с трубами во время сборки их в конденсатор. Вредное влияние химических пороков, конечно, и при этих предосторожностях остается в силе.

Можно также рекомендовать покрытие поверхности труб слоем олова (лужение), однако этот метод дает положительные результаты лишь до тех пор, пока по каким-либо причинам в каком-либо месте не разрушится слой олова.

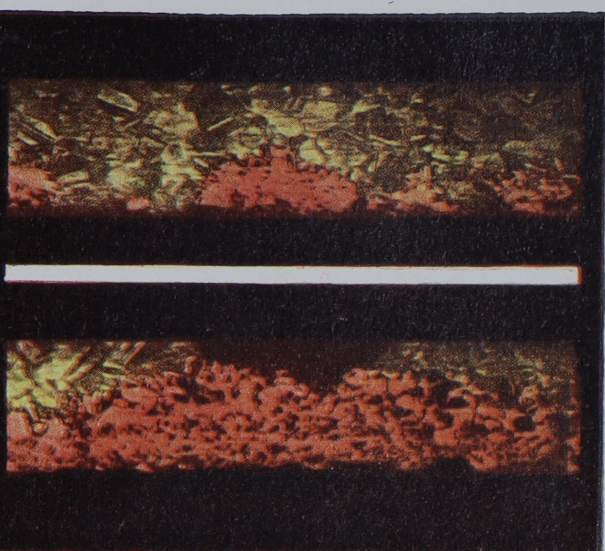
Пробные образцы, разъеденные местными гальваническими токами.

Обесцинкование из-за пороков
в материале

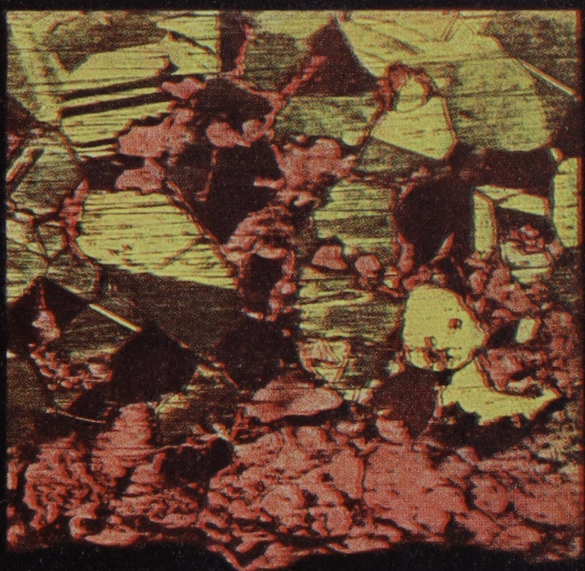
Обесцинкование вследствие влияния
угля



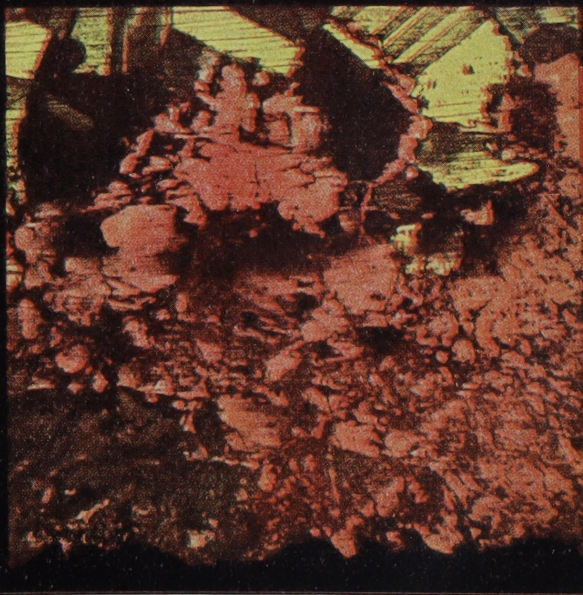
Фиг. 265. Лин. ув. = 100



Фиг. 268 — 269. Лин. ув. = 20



Фиг. 266 — 267. Лин. ув. = 200

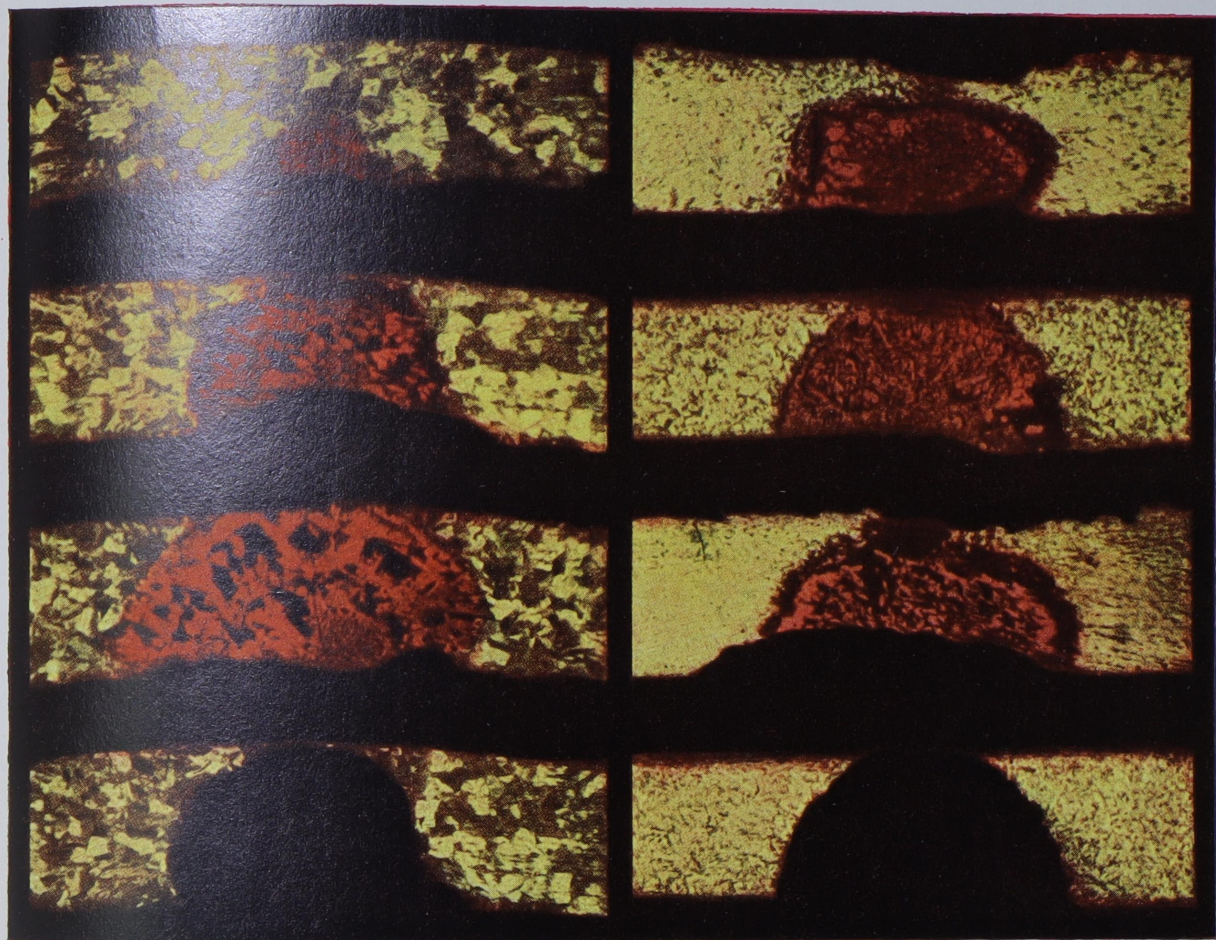


Фиг. 270 — 271. Лин. ув. = 200

Различные стадии разрушения местными гальваническими токами.

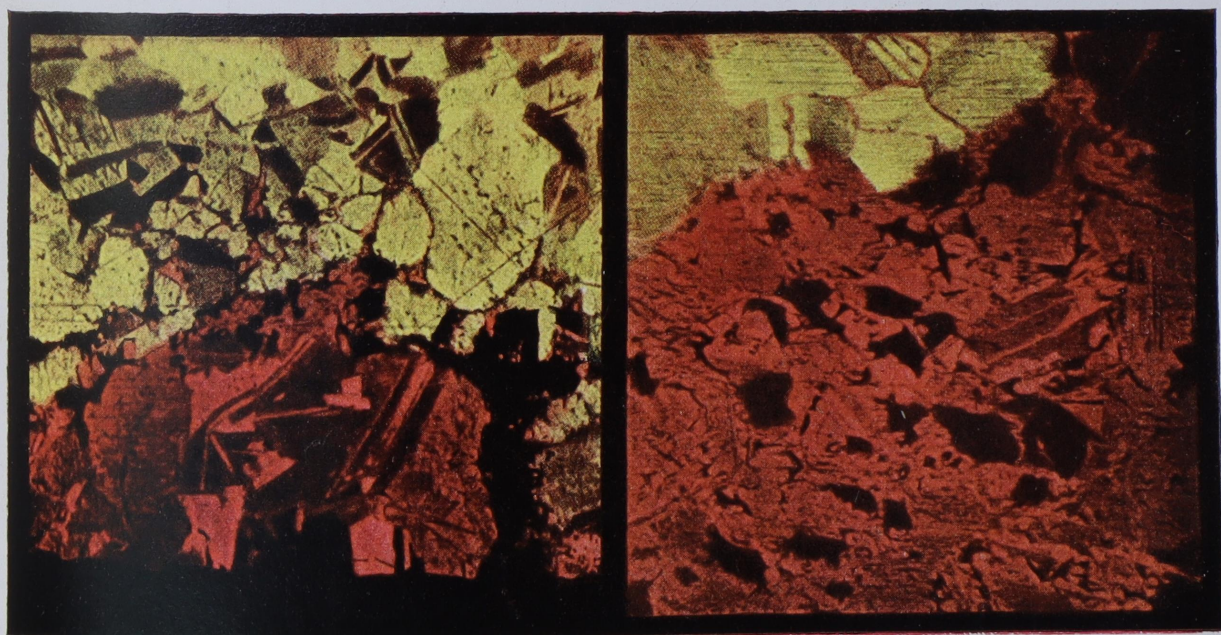
Образцы, взятые из практики.

Пробные образцы.



Фиг. 272 — 275. Лин. ув. = 20

Фиг. 277 — 280. Лин. ув. = 20



Фиг. 276. Лин. ув. = 200

Фиг. 281. Лин. ув. = 200

71. Искусственное получение разъедания посторонними токами.

Охлаждающей водой в конденсаторную трубу могут быть занесены частички кокса или угля. Уголь, согласно фиг. 240, в отношении латуни создает отрицательный потенциал и таким образом способствует разрушению труб. На фиг. 252 — 257 представлены картины разрушения латуни, вызванные гальванической парой уголь-латунь. Исследуемый образец погружался в электролит, согласно фиг. 226, короткозамкнутым с угольной пластиной. Электролитом служила морская вода различной концентрации, и здесь, в согласии с предыдущими опытами (отдел 68), было найдено, что 3%-морская вода без примесей серной или азотной кислоты влияет более слабо, чем другие примененные растворы (фиг. 258).

Морская вода, содержащая 1% соли и около 0,1% серной (фиг. 259) и 0,2% азотной кислоты (фиг. 260), кроме общего растворяющего влияния, не оказывала заметного электролитического действия от присутствия угля. Меньшее количество азотной кислоты — 0,1% — вызвало сильное обесцинкование пластины латуни со стороны, обращенной к углю (фиг. 261). Пробный образец по истечении 800 часов нахождения в электролите был обесцинкован во всю толщину пластины (фиг. 268 — 271). При этом он стал хрупким, так что ломался при легком изгибе пластины. Из этого опыта можно заключить, что присутствие в латунных конденсаторных трубах частичек угля может вызвать сильное разрушение стенок труб.

Еще меньшее содержание азотной кислоты — 0,05% — вызывает, согласно фиг. 262, еще большие разрушения. В местах общего обесцинкования наблюдалось местное обесцинкование, вызвавшее сквозные отверстия в материале (фиг. 277 — 281).

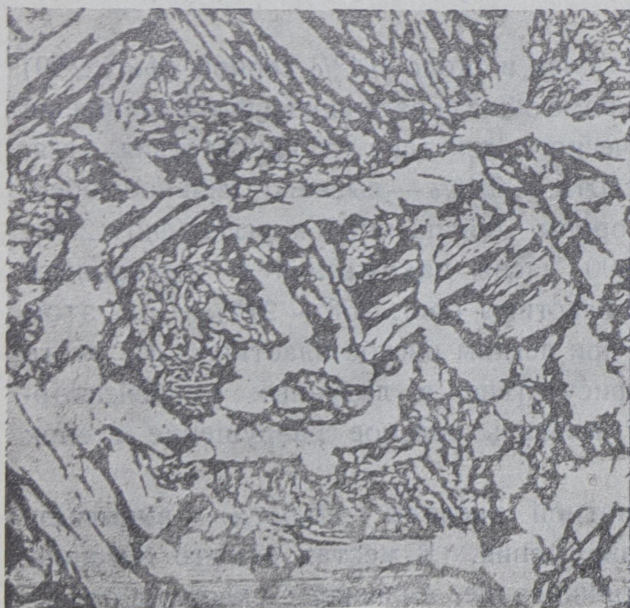
Сравнивая фиг. 277 — 281 с фиг. 272 — 276, можно заключить о полной тождественности картины разрушения пробных латунных объектов с разрушением латунных труб в эксплуатации. Наблюдаемые здесь скопления меди были обнаружены и в трубах, разрушенных в работе, при чем эти медные «пробки» были так слабо связаны с остальной металлической массой, что легко выпадали из нее. Чаще всего обесцинкование обнаруживалось в таких местах труб, которые подвергались загибке и обработке в холодном состоянии, т. е. были деформированы. Гальванический ток пары латунь-уголь еще больше усугублял разрушение отдельных мест трубы; местное разрушение стенки трубы возможно в течение короткого времени ее службы.

Из фиг. 278 видно строение медной пробки, отличное от строения латуни. Из этого можно заключить, что образование структуры меди в этом случае является вторичным явлением; как медь, так и цинк

в течение электролитического процесса переходят в раствор, медь же затем вновь выкристаллизовывается в частях с низким потенциалом. Это явление служит доказательством того, что процесс имел электролитический характер; при чисто химическом процессе оставшаяся медь в виде мелких частиц была бы унесена потоком воды. Ср. также тождественное явление растворения в эксплуатации (фиг. 276).

72. Химическое разъедание.

Разрушения электрическими токами, как гальваническими, так и блуждающими, обычно сопровождаются разъеданиями химического характера. Очень часто интенсивность химических процессов меньше, и они тогда не принимаются во внимание.



Фиг. 282. Материал, разрушенный химическими процессами. Лин. ув. = 100. Темные частицы — окислы, пористые; светлые — сохранившаяся латунь.

Иногда же суммарное действие всех перечисленных причин приводит к сильному разрушению, хотя чаще всего нужно считаться с одной из них, наиболее интенсивной. Слабый блуждающий ток может усилить или ослабить действие гальванических токов, химические примеси в воде могут ускорить процесс разрушения, вызываемый блуждающими и гальваническими токами. При наличии химических процессов картина разрушения получает своеобразный характер. Признаком их является то, что труба разрушается более или менее равномерно по всей своей внутренней поверхности; стенки ее утончаются, и в случае наличия

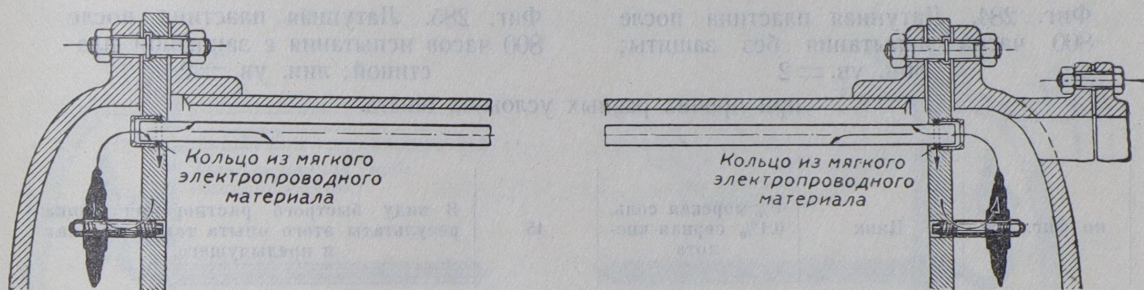
явления обесцинкования материал становится столь хрупким, что легко ломается (фиг. 282).

Остающаяся медь не кристаллизуется вновь (как в случае разрушения гальваническими токами). Медь или уносится водой или остается в трубе в виде мелкой пыли. Кроме того, при химических разрушениях не наблюдается образования окислов. Последние химическими действиями превращаются большей частью в легкорастворяющиеся вещества.

Явления химического разъедания особенно сильно проявляются при содержании в охлаждающей воде аммиака и серной кислоты.

73. Предупреждение разъедания конденсаторных труб при помощи защитных пластин.

Простейший способ защиты от гальванических токов представлен на фиг. 283. Как в передней, так и в задней водяной камере устанавливается некоторое количество защитных пластин из цинка, железа или алюминия, соединенных хорошим электрическим проводником с днищем. Схема действия этих пластин изображена на фиг. 288b, при установке же их только с одной стороны — на фиг. 288a. Ток по выходе из пластин проникает через воду в защищаемый материал, т. е. в днище и в сальниковые втулки, а от них — в трубы. По мере удаления от защитных пластин увеличивается сопротивление току, и поэтому более интенсивно защищаются части, расположенные ближе к защитным пластинам. Лучше всего защищаются части, находящиеся в хорошем электрическом контакте с пластинами. Если нужно, например, защищать наружные части конденсатора,



Фиг. 283. Защита конденсаторных труб защитными пластинами.

то и их необходимо соединить проводником с пластиной. В общем же, большей частью их не приходится защищать, достаточно их окрасить, так как большое отдаление от других металлических частей гарантирует им безопасность от токов малого напряжения. Это устройство оправдало себя на практике при защите железных днищ. Для лучшего направления защитного тока в трубы рекомендуется окрашивать днища в местах между трубами (см. фиг. 239).

Защитная пластина со временем разъедается. Чем быстрее она разрушается, тем более необходимо устанавливать ее. В случае, если разъедание пластины прекращается, то это служит признаком того, что пластина установлена неправильно или изготовлена из ненадлежащего материала, покрывающегося неэлектропроводным слоем окисла.

Процесс предохранения этим способом конденсаторных труб объясняется следующим образом: блуждающий ток через трубопроводы передается в днище; защитные пластины, соединенные с днищем, должны теперь отвести этот ток в воду или же, вернее, препятствовать созданием противотока выходу блуждающего тока с поверхности латунных труб и днища. Защитная пластина при этом разрушается, а трубы

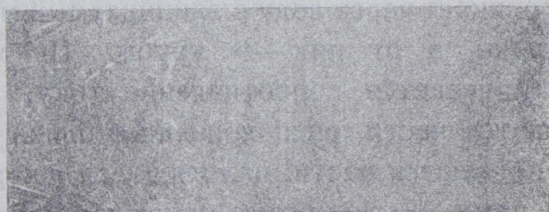
Лабораторные испытания защитных пластин.

Защитное действие цинка и железа против разъедания и обесцинкования латунных труб.

Способ испытания	Материал защитного электрода.	Раствор электролита	Температура °C	Результаты после 800 часов испытания
по фиг. 227	Цинк	1% морская соль, 0,1% серная кислота	18	Цинковая пластина совершенно разрушена; латунная пластина без следов разрушения.



Фиг. 284. Латунная пластина после 800 часов испытания без защиты; лин. ув. = 2



Фиг. 285. Латунная пластина после 800 часов испытания с защитной пластиной; лин. ув. = 2

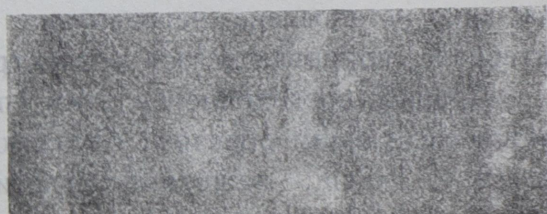
при прочих равных условиях опыта.

по фиг. 227	Цинк	1% морская соль, 0,1% серная кислота	45	В виду быстрого растворения цинка результаты этого опыта такие же, как и предыдущего.
-------------	------	--------------------------------------	----	---

по фиг. 227	Литое железо	1% морская соль, 0,1% серная кислота	{ 18 } { 45 }	Железо покрыто толстым слоем ржавчины; латунь без следов разрушения.
-------------	--------------	--------------------------------------	------------------	--

по фиг. 227	Чугун	1% морская соль, 0,1% серная кислота	{ 18 } { 45 }	Результаты те же, как и при применении железа, лишь чугун разрушился больше.
-------------	-------	--------------------------------------	------------------	--

по фиг. 228	Цинк	1% морская соль, 0,1% азотная кислота	45	На цинковой пластине образовался толстый слой окислов, который все же не понижает защитного действия. Латунь без следов разрушения.
-------------	------	---------------------------------------	----	---

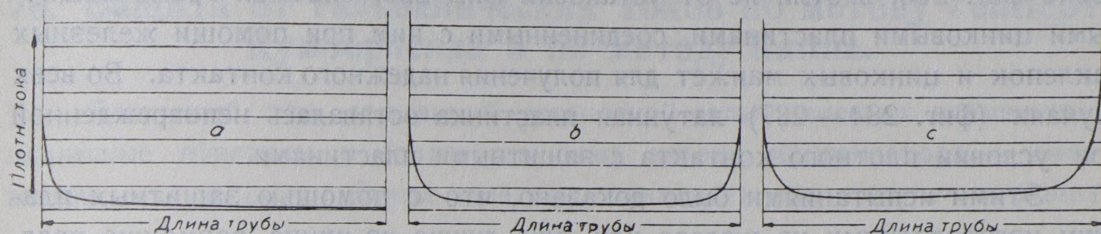


Фиг. 286 — без защиты; лин. ув. = 2

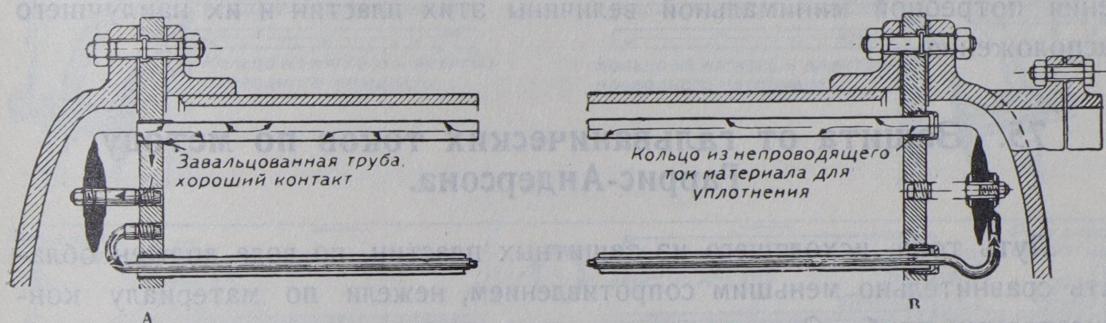
Фиг. 287 — с защитой; лин. ув. = 2

при прочих равных условиях опыта.

и днища остаются целыми. Такое действие цинковых защитных пластин может обезвредить сравнительно сильные блуждающие токи. Последние чаще всего разрушают один из концов трубы и именно тот, через который легче всего отводится в землю блуждающий ток. Поэтому часто бывает достаточно устанавливать защитные пластины лишь с одного конца трубы. При высоких значениях блуждающих токов с ними нужно



Фиг. 288 а, б, с. Предположительное распределение защитного тока вдоль длины трубы.



Фиг. 289. Защита цинковыми пластинами по методу Гаррис-Андерсона.

бороться и более энергичными мерами, присоединяя к изолировке установленных пластин положительный полюс небольшой динамомшины (фиг. 290).

Следующие опыты преследовали цель изучения службы защитных пластин.

74. Защита от разъедания латунных конденсаторных труб при помощи железных и цинковых пластин.

При опытах, указанных в таблице при фиг. 258—262, общие и местные разъедания вызывались искусственным способом. Нижеприводимые исследования производились в тех же условиях, но с той лишь разницей, что применялись еще и защитные цинковые и железные пластины. В качестве электролита применялись те растворы, которые давали наиболее четкие результаты.

Схема испытательной установки для выяснения влияния защитной пластины от разъедания местными токами изображена на фиг. 227.

Исследуемый материал — листовая латунь с 70 Cu, 29 Zn и 1 Sn — соединялась на короткое с пластиной цинка или железа. Ток шел от цинка к латуни, и последняя не показывала признаков разрушения. Схема опытной установки с защитной пластиной для выяснения влияния местных токов, образующихся вследствие наличия посторонних электроотрицательных веществ (угля), изображена на фиг. 228. Испытуемый образец в установке фиг. 228, в отличие от установки фиг. 226, снабжен тремя защитными цинковыми пластинами, соединенными с ним при помощи железных заклепок и цинковых манжет для получения надежного контакта. Во всех случаях (фиг. 284—287) латунная пластинка оставалась неповрежденной при условии плотного контакта с защитными пластинами.

Этими испытаниями было доказано, что с помощью защитных пластин, изготовленных из железа или, еще лучше, из цинка, возможно предотвратить разрушение латуни от действия гальванических токов и химических процессов. Необходимо еще дополнить эти испытания для выяснения потребной минимальной величины этих пластин и их наилучшего расположения.

75. Защита от гальванических токов по методу Гаррис-Андерсона.

Путь тока, исходящего из защитных пластин, по воде должен обладать сравнительно меньшим сопротивлением, нежели по материалу конденсаторных труб. Однако сопротивление этого водного пути, несмотря на улучшение электропроводности вследствие содержания в воде соли и кислот и вследствие повышенной температуры ее, не всегда бывает достаточно низким. Сопротивление водяного столба в латунной конденсаторной трубе с внутренним диаметром в 27 мм и с толщиной стенки в 0,04d — при температуре 18° С и при содержании в воде 1% морской соли — в несколько сот тысяч раз больше сопротивления самой трубы. При температуре в 45° С сопротивление этого водяного столба падает примерно наполовину. Вследствие этого, плотность защитного тока у конца трубы значительно бóльшая, и по мере удаления от конца и с увеличением сопротивления пути она падает и может принять такие значения, которые недостаточны для борьбы с разрушительными токами. На фиг. 288b представлено изменение плотности тока вдоль длины трубы, при установке защитной пластины согласно фиг. 283. При этом необходимо иметь совершенно чистой внутреннюю поверхность трубы.

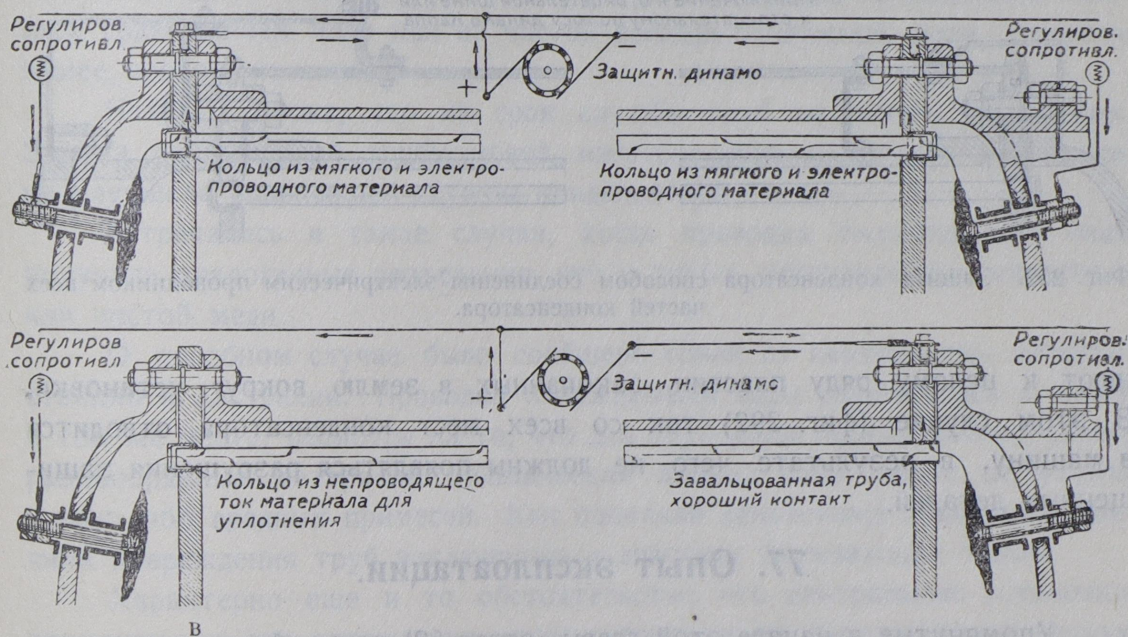
В стремлении получить одинаковую плотность тока вдоль всей трубы была предложена защита по схеме, изображенной на фиг. 289.

Так же, как и в предыдущем способе, защитные пластины устанавливаются с обоих концов конденсатора, но электрически соединяются с дном лишь пластины, расположенные в одном конце. Защитительные пла-

стины со стороны А соединены с дном электрически, со стороны же В они соединены при помощи кабеля с пластинами А, но изолированы от дна В. Кроме того, конденсаторные трубы должны иметь хороший контакт с дном А и быть также изолированы от дна В. В этом случае плотность тока вдоль трубы распределится согласно фиг. 288с.

76. Защита от гальванических токов по методу Гепперт-Кумберленда и по методу Каппа.

Защитный ток, вызванный установкой гальванических элементов — защитные пластины и соответствующая деталь конденсатора, — имеет весьма малую силу. Лучше поэтому применять для получения защит-



Фиг. 290 — 291. Защита конденсатора защитным током по методу Гепперт-Кумберленда.

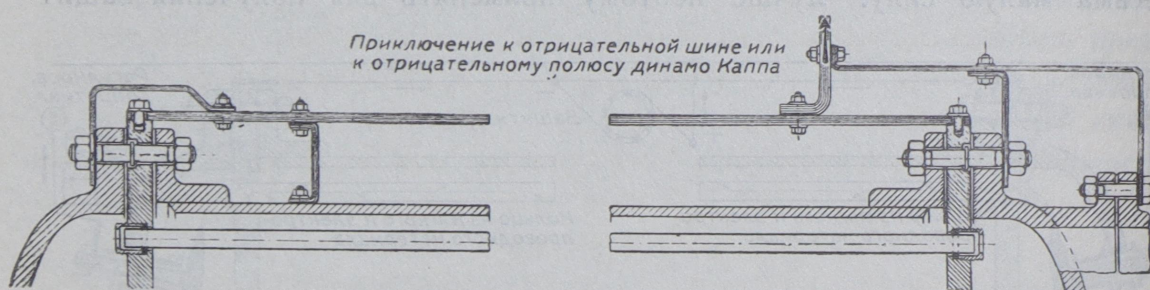
ных токов динамомашину; этот источник тока дает более высокое напряжение и поэтому гарантирует лучшую защиту. Этот метод впервые опубликован в журнале «Iron Age»¹ и затем применен Геппертом при защите газо- и водопроводных труб в Карлсруэ (фиг. 221).

С обоих концов конденсатора устанавливаются защитные пластины изолированными от дна и соединяются с положительным полюсом защитной динамомашин. Защитный ток выходит из пластины через воду, переходит ко всем тем деталям конденсатора, которые электрически соединены с отрицательным полюсом динамомашин (фиг. 290). И в этом случае наибольший ток воспримут концы конденсаторных труб. Распределение плотности тока будет характеризоваться кривой на фиг. 288.

¹ См. также Z. f. d. g. Turbinenwesen, Heft 31, стр. 454, 1906.

Пользуясь положительными сторонами метода Гаррис-Андерсона, можно и в этом случае воспользоваться динамомашиной как источником тока. Схема такого устройства изображена на фиг. 291, и плотность тока будет распределяться по кривой с фиг. 288. Для лучшего контакта, конденсаторная труба со стороны А завальцована в днище, а со стороны В изолирована.

Подобно тому как при защите от блуждающих токов трубопроводы соединяются с отрицательным полюсом динамо постоянного тока, Капп предложил этот метод для защиты конденсаторных установок. Все детали, подлежащие защите, электрически плотно соединяются с отрицательным полюсом динамомашины. Положительный полюс динамомашины присоеди-



Фиг. 292. Защита конденсатора способом соединения электрическим проводником всех частей конденсатора.

няют к целому ряду пластин, закопанных в землю вокруг установки. В этом случае (фиг. 292) ток со всех мест конденсатора отводится в машину, в результате чего не должны появляться разрушения защищенных деталей.

77. Опыт эксплуатации.

Упомянутые в начале этой главы (отдел 62) точкообразные разъедания труб появляются в электрических установках неожиданно и большей частью в одном и том же конденсаторе, находящемся в работе иногда продолжительное, а иногда весьма короткое время. При этом другие конденсаторы той же установки могут оставаться неповрежденными. Весьма часто процесс разрушения прекращается столь же неожиданно, как он и появился, и причину в этом случае установить не удастся. Иногда разрушению подвергаются отдельные трубы по всей своей поверхности, и разъеденные места сохраняют свой первоначальный металлический блеск. Такое явление наблюдается особенно часто в электрических центральных установках химической промышленности; разрушения перебрасываются и на конденсационные насосы. Причину этого явления ищут в недоброкачественном материале или же в примесях охлаждающей трубы, однако не всегда удается собрать достаточно убедительные данные для таких предположений.

Характерно то обстоятельство, что картины разрушения в различных установках тождественны несмотря на то, что состав воды, применяемой ими, весьма различен — начиная с чистой речной и колодезной воды и кончая сильно загрязненной и морской водой. Кроме того, состав сплава также мало влияет на прочность труб; напр., практически безразлично, из какого из нижеперечисленных составов приготовлены трубы:

60 Cu	40 Zn	
70 Cu	30 Zn	
70 Cu	29 Zn	1 Sn
98 Cu	1,5 Sn	
99,5 Cu		

Было даже обнаружено, что трубы, изготовленные из сплавов с большим содержанием меди или из чистой электролитической меди, служили менее продолжительно.

Найдено также, что на срок службы труб не влияет полуда их. Замена разрушенной трубы новой, изготовленной из другого материала, не улучшала дальнейшей службы конденсатора.

Встречались и такие случаи, когда проводка охлаждающей воды получала аналогичные разъедания, что и трубы, изготовленные из латуни или чистой меди.

О подобном случае было сообщено одной из центральных электростанций в Австралии. Проводка охлаждающей воды разрушалась в одном и том же месте, несмотря на то, что для труб были перепробованы самые разнообразные материалы. Химический анализ воды также не указал каких-либо вредных примесей. Как показали дальнейшие изыскания, причина повреждения труб заключалась в действии блуждающих токов.

Характерно еще и то обстоятельство, что центральные установки, применяющие для охлаждения конденсаторов и маслоохладителей речную воду, не содержащую примесей солей и кислот, очень часто отмечают разъедание маслоохладителей в случае, если возбудитель турбогенератора установлен на одном валу с последним.

В этих случаях изыскания обычно указывают на присутствие блуждающих токов, которые легко устраняются. Причина возникновения блуждающих токов чаще всего заключается в загрязнении болтов щеткодержателя у возбудителя, что вызывает заземление сети возбуждения. Простая чистка упраздняет заземление и тотчас же приостанавливает процесс разъедания. Блуждающие токи являются наиболее частой причиной разъедания конденсаторных труб; заземление установки постоянного тока, неправильный отвод обратного тока электрических железных дорог заставляет ток уходить в землю, в результате чего появляются разрушения в близлежащих металлических частях. Для устранения процесса разъедания рациональнее всего уничтожить причину, вызывающую

блуждающий ток, так как борьба с разъеданием при помощи различных защитных методов является большей частью полумерой.

Практика показала, что защитные цинковые пластины хорошо борются с гальваническими токами, но мало помогают в борьбе с блуждающими. Очень часто присоединение защищаемых частей к отрицательному полюсу какого-либо источника тока или же к проводке обратного тока электрической железной дороги ослабляло процесс разрушения.

Различные электролитические защитные методы редко давали удовлетворительные результаты, так как трудно добиться, чтобы защищаемая труба по всей своей длине оставалась катодом. Опыт показал, что поле действия защитного тока весьма ограничено и в редких случаях распространяется вдоль трубы на расстоянии 1 м от днища.

За последнее время для изготовления конденсаторных труб начали применять монель-металл, содержащий 85% меди и 15% никеля. По некоторым данным, этот материал прекрасно сопротивляется точечнообразным разъеданиям; повидимому, этому способствует незначительная электропроводность сплава, обусловленная содержанием в нем сравнительно большого количества никеля.

Х. Подшипники для турбин.

78. Подшипники. Задачи исследования.

Развитие турбостроения требует за последнее время применения еще большей окружной скорости цапф, чем та, которую в 1903 г. АЕГ допускала при постройке быстроходных вагонов¹. При угонной пробе роторов турбогенераторов окружная скорость цапф доходит до 60 м/сек. при давлении на вкладыш около 9 кг/см².

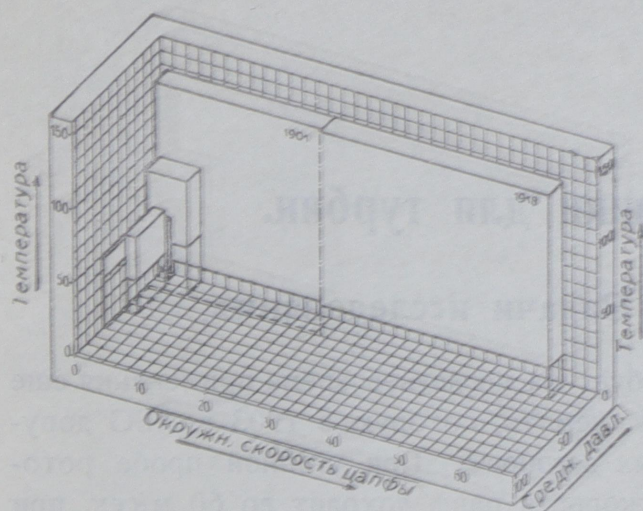
Несмотря на то, что такая скорость имеет место лишь в течение короткого времени, с ней все же необходимо считаться: в случае порчи подшипника или механизма смазки ротор может получить неисправимые дефекты, ибо остановить его за короткое время, вследствие большой движущейся массы, не представляется возможным.

Поэтому пришлось произвести ряд длительных испытаний для установления прочности применяемых подшипников. Окружная скорость цапф была доведена до 60 м/сек. со средним давлением до 20 кг/см². Кроме того для заданных скоростей и давлений необходимо было определить, при данном отношении $d:l=1:2$, наивыгоднейшую конструкцию подшипников, работу трения и т. п. величины. Что касается трения в турбинных подшипниках, то этот вопрос был разработан уже в 1902 г. Исследование показало, что материал подшипника не влияет на значение коэффициента трения или на работу трения. Дальнейшего изучения влияния свойств материала на работу подшипников произведено не было. В то время не было также необходимости, в виду сравнительно низких окружных скоростей и давлений на вкладыши, определять допускаемые температуры для работы подшипников, а также и влияние количества масла, потребляемого на смазку. Было известно, что работа трения в подшипниках при более высокой температуре меньше, чем при низких температурах.

Для определения границ, допускающих безопасную службу подшипника, необходимо было определить наибольшую местную нагрузку в материале вкладыша, т. е. температуру и давление в различных местах вкладыша. Эти значения, сопоставленные с количеством масла, протекающего

¹ Lasche, O: High-Speed Railway-Car of the AEG. Int. Congr., Glasgow, Paper read on Sept. 4, 1901.

через поверхность, воспринимающую давление, позволили судить о значении жидкостного и полужидкостного трения и степени связанного с ним разрушения и износа рабочей поверхности вкладыша.

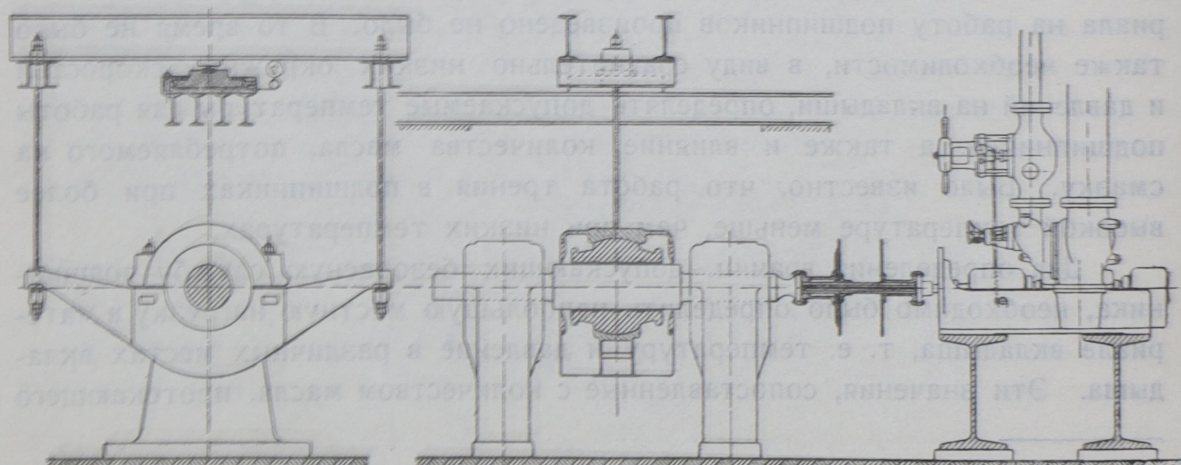


Фиг. 293. Область произведенных исследований.

Опубликованные до сего времени исследования о работе вкладышей подшипников обнимают область, схематически изображенную на фиг. 293. Кроме того, за последнее время появился ряд работ, математически разрабатывающих этот вопрос, однако, не дающих еще возможности конструктору предвидеть интересующие его явления и принять соответствующие меры при конструировании больших быстроходных подшипников. Особые опасения вызывает вопрос, не уменьшится ли в столь больших и быстроходных подшипниках слой масла между цапфой и вкладышем до такой степени, что создастся угроза безопасной работе подшипника.

79. Установка для испытания подшипников.

Определение работы трения, количества смазочного масла и его температуры, так же как и величины зазора между валом и вкладышем, при различных давлениях и окружной скорости, доходящей до 60 м/сек., производилось при помощи измерительного вала и калориметрических измерений. Так как небольшое изменение в размерах подшипников, получаю-

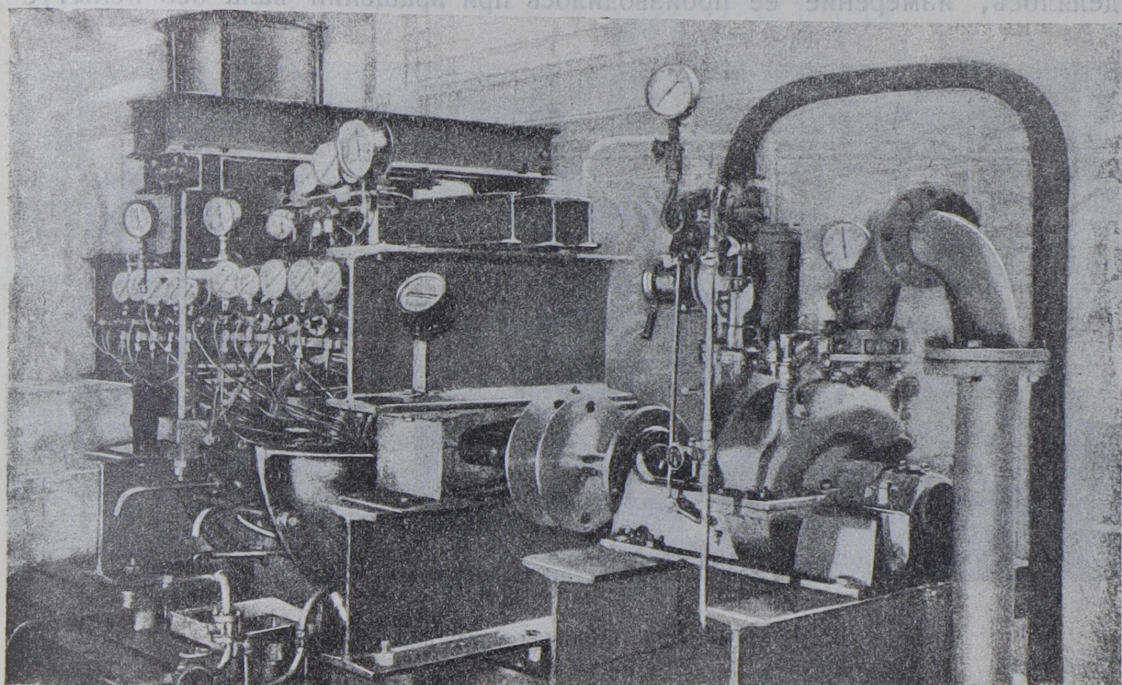


Фиг. 294. Схема испытательной установки 1918 г.

щееся в результате ошибок в производстве, имеет большое влияние на работу подшипников, то от так называемых «пробных вкладышей» меньших размеров при испытаниях пришлось отказаться, и исследование велось с нормальным типом вкладышей, диаметром 200 мм и длиной 400 мм, применяемых для турбогенераторов на 10 000 kW при $n = 3000$.

Такие подшипники (фиг. 304) в 1911/12 г. находились в весьма большом употреблении.

На фиг. 294 и 295 изображена установка для испытания вкладышей. Давление на подшипник производится гидравлически. Пробный вал здесь



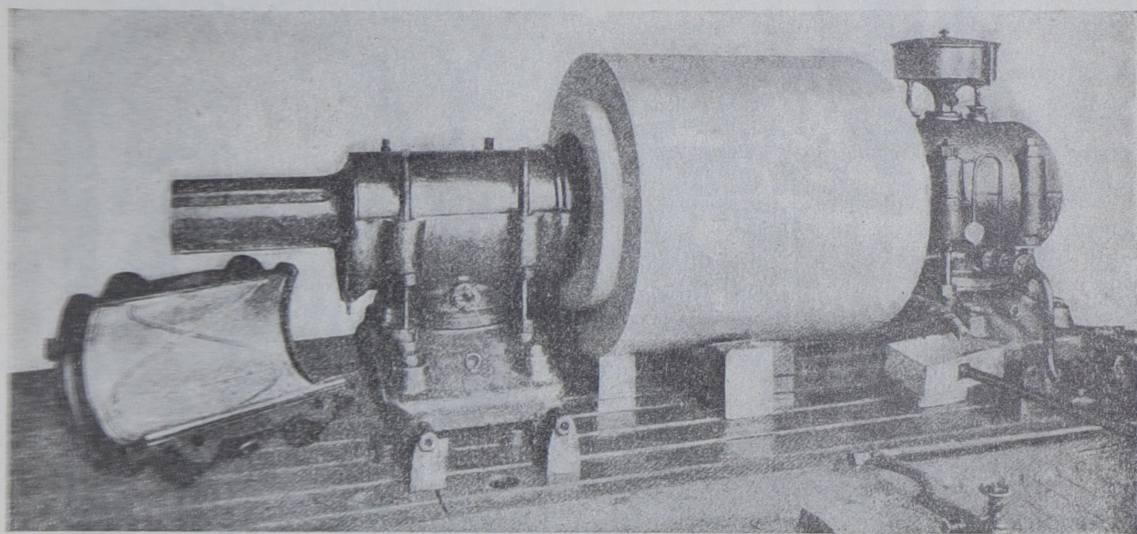
Фиг. 295. Испытательная установка 1918 г.

устанавливался на двух вспомогательных подшипниках, но этот недостаток окупался рядом преимуществ такой установки. На фиг. 296 изображена установка 1901 г., где давление на подшипник получалось от собственного веса вала. Для изменения давления нужно было иметь новый вал, а, кроме того, столь большая вращающаяся масса представляла некоторые неудобства и даже опасность.

Для испытания необходимо было получить окружную скорость цапф в 60 м/сек., и при этом вал делал 6 000 об./мин. Вал приводился во вращение непосредственно соединенной с ним паровой турбиной (фиг. 294 и 295). Пользование паровой турбиной представляет некоторые преимущества, так как при установлении определенного количества подводящего пара, в случае увеличения сопротивления вращению, вся установка уменьшает свое число оборотов вплоть до полной остановки. Благодаря этому удалось избежать аварии вала при намеренном применении негодных материа-

лов и уменьшении смазки. Применение вообще неподходящего материала (чугуна) в качестве вкладышей было необходимо для измерений местных давлений, так как обычный баббит не позволяет производить эти измерения вследствие неплотного прилегания к чугунному корпусу подшипника.

Измерение крутящего момента вала производилось индикатором Амслера с помощью стержней на 10 и 20 кг/м. Вал при таком устройстве показывал сумму работы трения в испытуемом и в обоих вспомогательных подшипниках. Так как температура вспомогательных подшипников поддерживалась постоянной, то значение работы трения в них легко определялось; измерение ее производилось при вращении вала без испытуе-



Фиг. 296. Испытательная установка 1901 г.

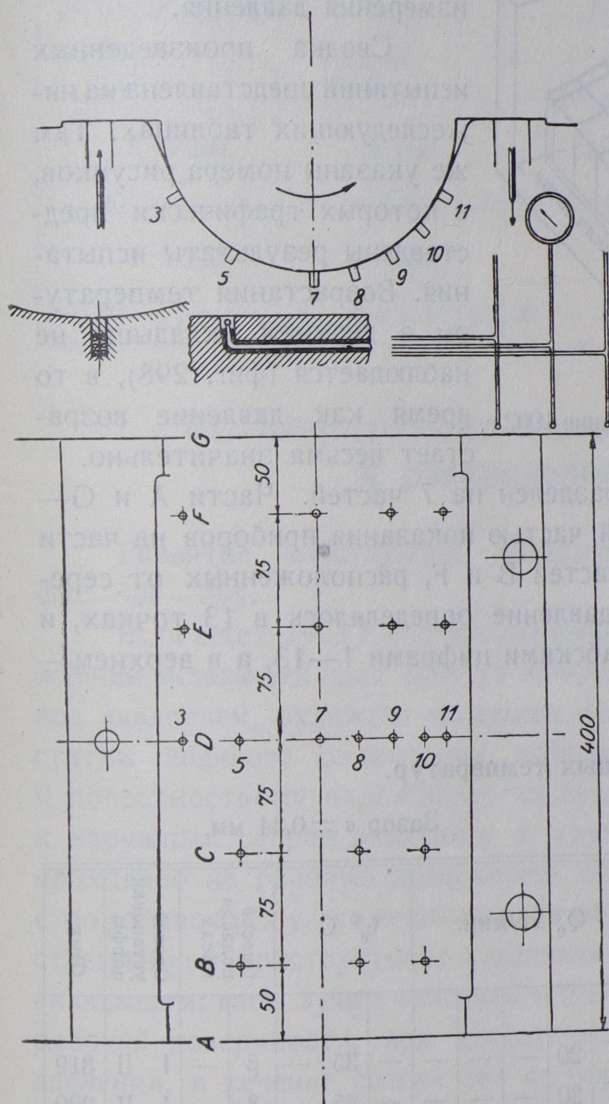
мого вкладыша. Кроме того, в течение большого промежутка времени отсчитывались температура и количество потребленной ими смазки (фиг. 330), и из этих величин высчитывалась работа трения.

80. Устройство для измерения местных давлений и температур вкладыша.

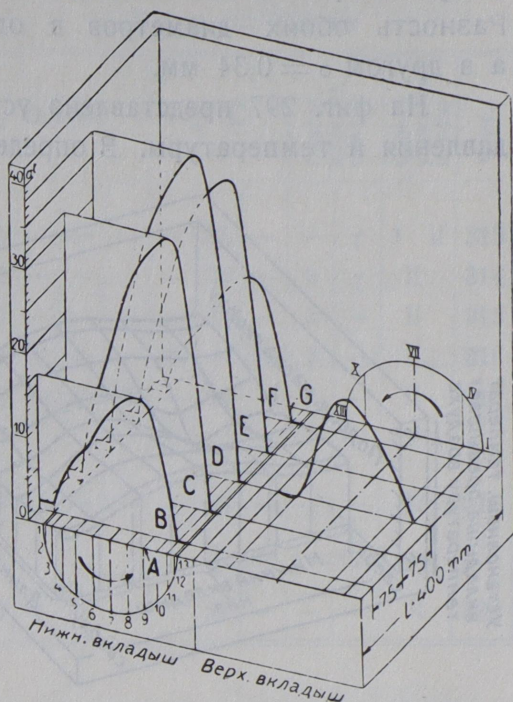
Испытания, произведенные в 1902 г.¹, разъяснили вопрос о местном распределении температуры во вкладышах, снабженных смазочными канавками. Дальнейшие испытания для выяснения распределения температур в отдельных местах вкладыша без смазочных канавок были необходимы для определения местных давлений на поверхности вкладыша, чтобы можно было, пользуясь экспериментальными данными, в дальнейшем разрешать эту задачу с помощью расчета.

¹ Lasche, O.: Z. V. D. I., 1902.

При подходе к вопросу исключительно расчетным путем оказывалось неизбежным задаваться целым рядом «предположительных» величин, и это обстоятельство обесценивало самый расчет. Конструктор не должен всецело доверяться расчету, если в последний введены значения некоторых физических величин, точность которых вызывает сомнение. В противном случае его ожидает большое



Фиг. 297. Места измерений температур и давлений во вкладыше подшипника.



Фиг. 298. Распределение давлений и температур.

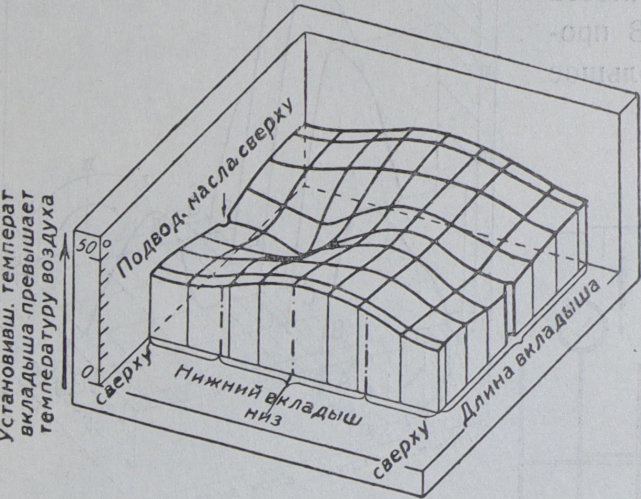
разочарование. А ведь практика не спрашивает, где сделана ошибка, если результат окажется неверным.

Испытания были произведены со вкладышами диаметром 200 мм и длиной 400 мм (фиг. 304), а кроме того, как это теперь принято, диаметр

вкладыша был несколько больше диаметра цапфы, так что, строго говоря, цапфа соприкасалась с вкладышем лишь по одной линии (II фиг. 306). Разность обоих диаметров в одном случае составляла $\sigma = 0,20$ мм, а в другом $\sigma = 0,34$ мм.

На фиг. 297 представлено устройство во вкладыше для определения давления и температуры. В определенных точках измерялась температура при помощи термоэлемента, и отдельные места трубкой соединялись с манометром для измерения давления.

Сводка произведенных испытаний представлена на нижеследующих таблицах. Там же указаны номера рисунков, в которых графически представлены результаты испытания. Возрастания температуры в верхнем вкладыше не наблюдается (фиг. 298), в то время как давление возрастает весьма значительно.



Фиг. 299. Распределение температуры. Испытание 1902 г.

Для измерения вкладыш был разделен на 7 частей. Части А и Г—крайние, часть D—средняя. Большей частью показания приборов на части D мало отличались от показаний частей В и F, расположенных от середины на 150 мм. По окружности давление определялось в 13 точках, и в нижнем вкладыше они указаны арабскими цифрами 1—13, а в верхнем—римскими I—XIII.

Таблица местных температур.

$d = 200, l = 400$

Зазор $\sigma = 0,34$ мм.

v м/сек.					p кг/см ²					Q _е кг/мин.					t _е ° C		Способ подвода масла		Способ установки цапфы		Фиг.
—	30	—	—	—	—	6,5	—	—	—	—	20	—	—	—	—	35	—	β	—	I II	319
—	—	—	—	60	—	6,5	—	—	—	—	20	—	—	—	—	35	—	β	—	I II	320
—	30	—	—	—	—	—	—	—	20	—	20	—	—	—	—	35	—	β	—	I II	321
—	30	—	—	—	—	6,5	—	—	—	—	20	—	—	—	20	—	β	γ	II		322
—	30	—	—	—	—	6,5	—	—	—	—	20	—	—	—	—	60	β	γ	II		323
—	30	—	—	—	—	6,5	—	—	—	10	—	—	—	—	—	35	—	β	γ	II	324
—	30	—	—	—	—	6,5	—	—	—	—	—	—	—	50	—	35	—	β	γ	II	325

Таблица местных давлений.

$d = 200, l = 400$

Зазор $\sigma = 0,34$ мм

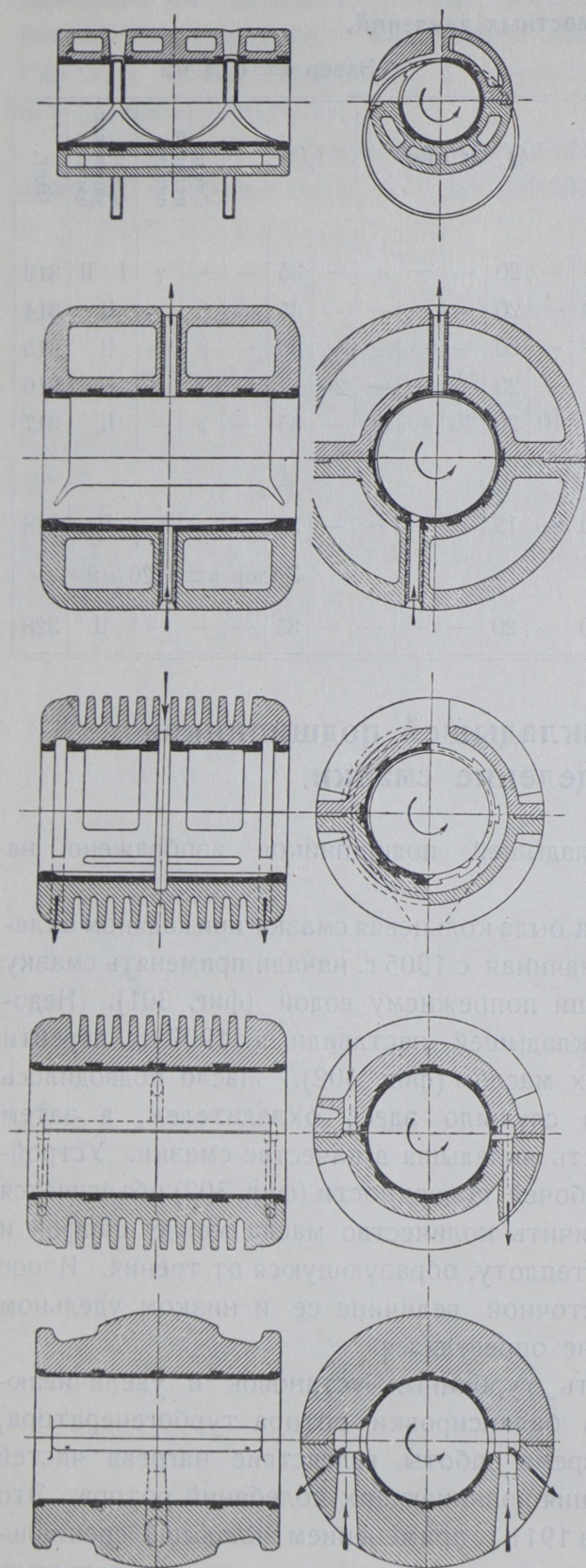
v м/сек.					p кг/см ² .					Q _e кг/мин.					t _e °C		Способ подвода смазки		Способ установки цапфы		Фиг.	
—	30	—	—	—	3	6,5	20	—	—	—	20	—	—	—	—	35	—	—	γ	I II	313	
—	30	—	—	—	1	3	6,5	10	15	20	—	20	—	—	—	35	—	β	γ	II	314	
20	30	40	50	60	—	—	6,5	—	—	—	—	20	—	—	—	35	—	β	—	II	315	
—	30	—	—	—	—	—	6,5	—	—	—	—	20	—	—	—	20	—	47	β	—	II	316
—	30	—	—	—	—	—	6,5	—	—	—	10	20	30	40	50	—	35	—	β	—	II	317
d = 200, l = 300																						
—	30	—	—	—	1	3	6,5	10	15	20	—	15	—	—	—	—	35	—	—	—	II	318
d = 200, l = 300																						
																	Зазор σ = 0,20 мм					
—	30	—	—	—	1	3	6,5	10	15	20	—	20	—	—	—	—	35	—	—	—	II	328

81. Конструкция вкладышей подшипников и распределение смазки.

Развитие конструкции вкладышей подшипников изображено на фиг. 300—304.

Если еще в 1903 г. достаточно была кольцевая смазка при водяном охлаждении вкладышей (фиг. 300), то начиная с 1905 г. начали применять смазку под давлением, охлаждая вкладыши попрежнему водой (фиг. 301). Недостатки водяного охлаждения вкладышей заставили в 1907 г. перейти к поверхностному охлаждению их маслом (фиг. 302). Масло подводилось к наружным ребрам вкладыша и служило здесь охладителем, а затем проходило на рабочую поверхность вкладыша в качестве смазки. Устройство добавочных углублений на рабочей поверхности (фиг. 302) объясняется стремлением конструкторов увеличить количество масла между цапфой и вкладышем, дабы лучше отводить теплоту, образующуюся от трения. Износ рабочей поверхности, при достаточной величине ее и низком удельном давлении, в течение долгих лет не определялся.

Все возрастающая мощность турбинных установок и увеличивающаяся вместе с этим трудность балансировки ротора турбогенератора, а также нарушение баланса во время работы вследствие нагрева частей привели к необходимости устранения возникающих колебаний ротора. Это требование было удовлетворено в 1911 г. применением вкладыша специальной конструкции (фиг. 303). Рабочую поверхность вкладыша, как верхнюю, так и нижнюю, перестали снабжать смазочными канавками, и масло начали



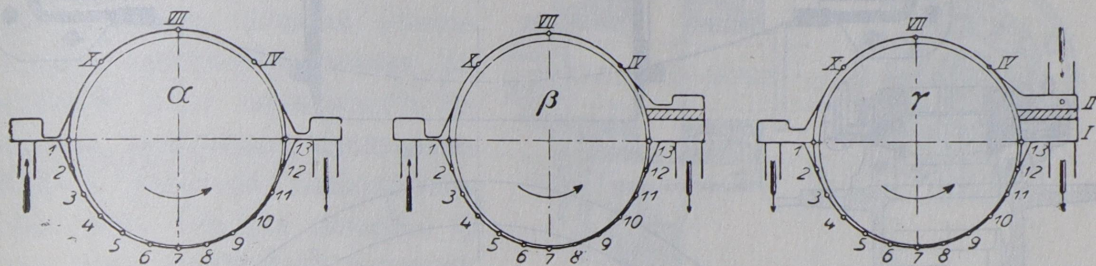
Фиг. 300 — 304. Развитие конструкции вкладыша подшипника.

подводить и отводить через отверстия, расположенные по бокам в горизонтальном направлении. Способ отводки теплоты омывающим маслом в этой конструкции был сохранен, но уже в 1912 году, устроив шаровую наружную поверхность вкладыша (фиг. 304), от этого способа отказались.

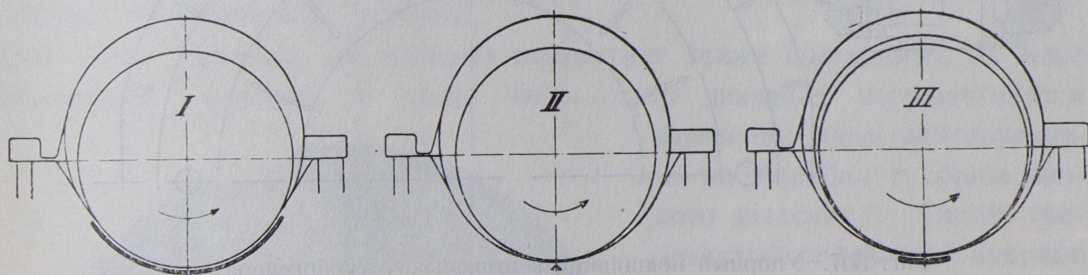
В 1903 — 1911 гг. при создании подшипников стремились отвести теплоту, образующуюся вследствие работы трения, при помощи увеличения поверхности вкладыша, омываемой маслом. В опытах с окружной скоростью цапф, достигающей до 60 м/сек., отвод теплоты улучшали тем, что увеличили отвод того количества масла, которое находится в зазоре между цапфой и вкладышем (переход от конструкции α — β на конструкцию γ , фиг. 305). При этом масло омывает всю поверхность цапфы, и лишь небольшая часть общего количества масла увлекается валом для смазки нижней поверхности вкладыша, воспринимающей давление. При правильном устройстве отвода через верхнюю поверхность цапфы пойдет лишь небольшая часть нагретого масла.

Увеличение окружной скорости цапф требует новых исследований для определения минимального допускаемого количества масла, которое гарантирует удовлетворительную работу подшипника, не вызывая при этом чрезмерного нагрева и «смазы-

вания» материала вкладыша. Кроме того, во избежание непосредственного соприкосновения поверхностей вкладыша и цапфы вследствие выжимания смазки, необходимо иметь определенное значение вязкости масла, и поэтому нельзя превышать установленных температурных границ в подшипниках, для чего необходимо надлежащим образом отводить теплоту, образующуюся от работы трения. Выяснено, что количество смазки, протекающей между цапфой и рабочей поверхностью вкладыша, зависит от окружной скорости цапфы, удельного давления и вязкости масла, а также,



Фиг. 305. Способы подводки масла.



Фиг. 306. Способы установки цапфы.

в известных пределах, от давления, под которым подводится масло, и от величины зазора между цапфой и вкладышем. Кроме того, это количество еще зависит и от толщины слоя смазки при данной температуре, длины подшипника, а также от характера соприкосновения цапфы и вкладыша (I, II, III фиг. 306).

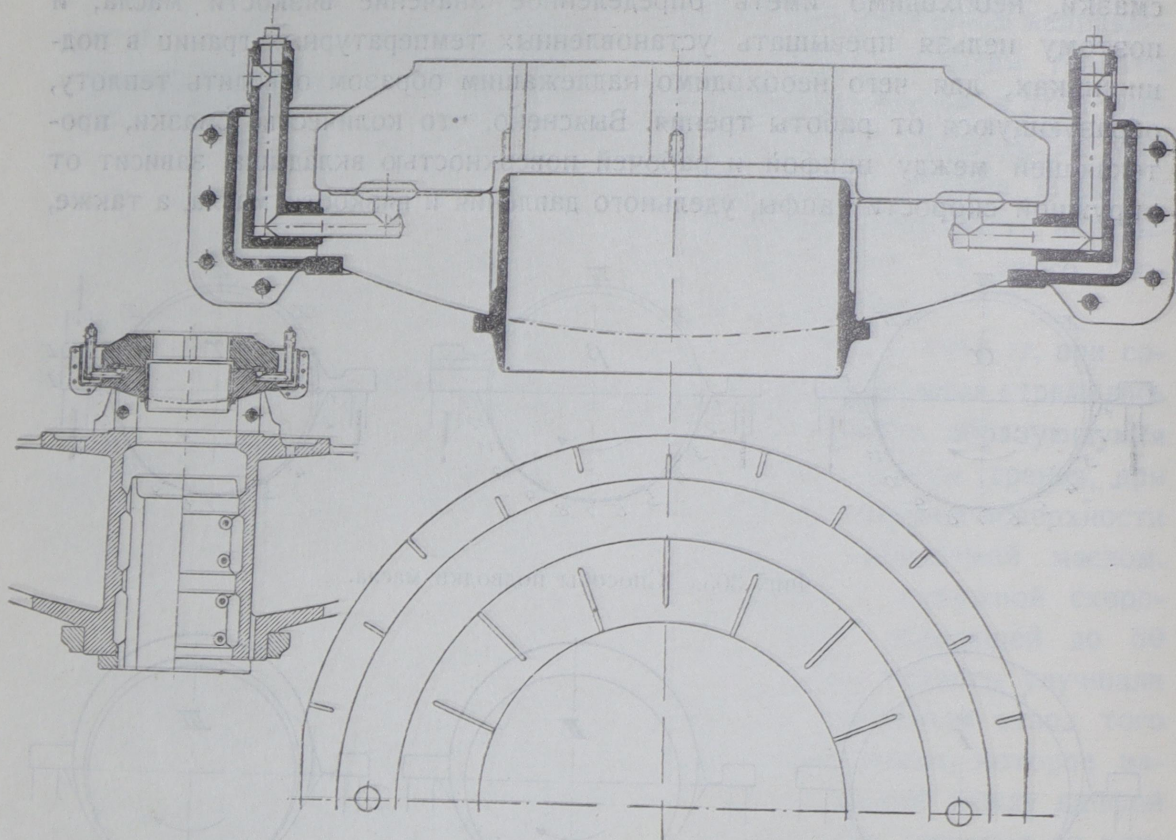
82. Конструкция упорного подшипника.

Большую опасность представляет собой пуск машины, у которой рабочая поверхность вкладыша подшипника и цапфы не омыты смазкой¹. Это относится как к обыкновенным подшипникам (опорным), так и к упорным. Даже кратковременное непосредственное соприкосновение мате-

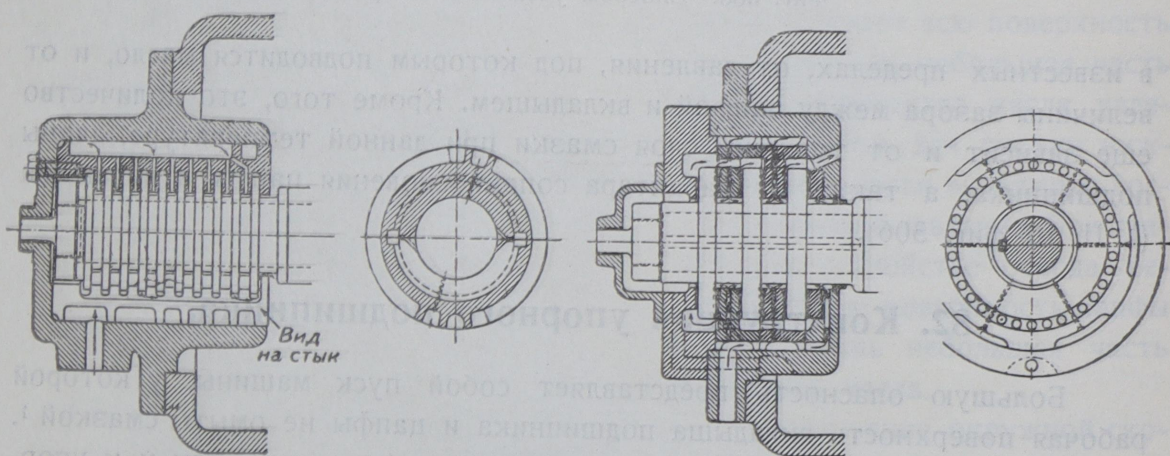
¹ Выписка из предписаний турбинного завода АЕГ:

Паровой насос, накачивающий масло подшипника, должен быть пущен до пуска турбины. Останавливать его можно лишь после того, как главный насос начнет подавать достаточное количество масла.

риала вкладыша и цапфы при работе машины может вызвать весьма серьезные последствия.



Фиг. 307. Упорный подшипник вертикального турбогенератора.



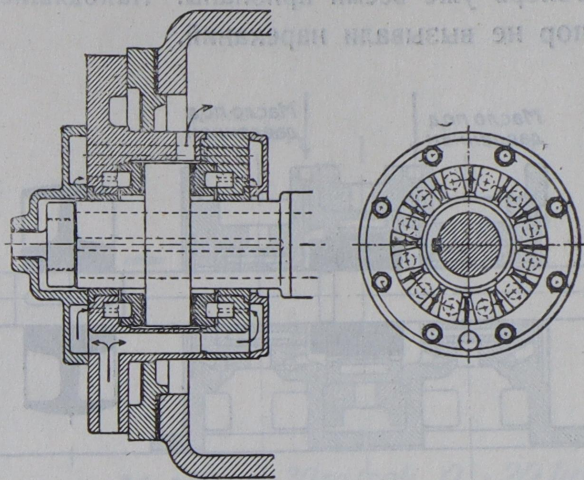
Фиг. 308. Гребенчатый подшипник.

Фиг. 309.

На фиг. 307 представлена конструкция упорного подшипника вертикального генератора постройки 1898 г., приводящегося в движение водяной турбиной.

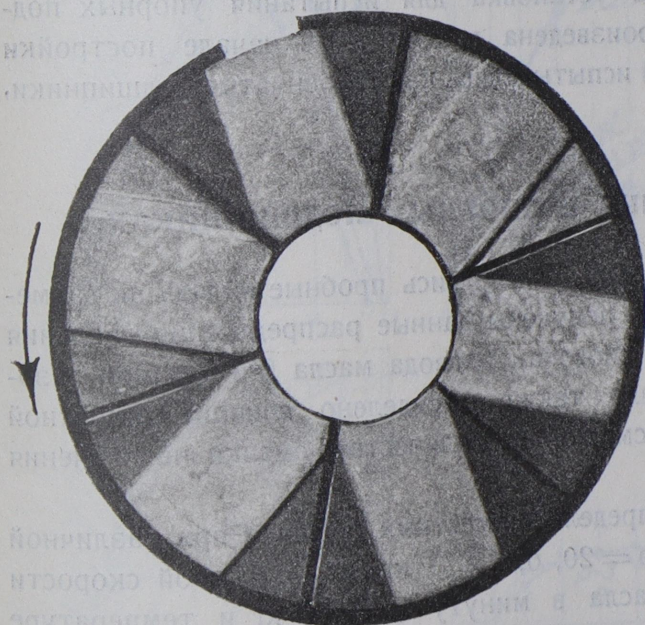
При пуске этого генератора в ход роторы турбины и генератора, вместе с валом весящие около 55 тонн, давлением вводимого масла несколько приподнимаются, так что между рабочими поверхностями подшипника образуется слой смазки. Широкие рабочие поверхности подшипника исполняют еще и роль дросселя, что способствует экономии в потребляемом количестве масла и давлении смазки.

Горизонтальные струйчатые турбины, обладая сравнительно небольшим осевым давлением, дают возможность понизить требования, предъявляемые к упорным подшипникам (фиг. 308), так как давление на них здесь возрастает постепенно, с увеличением нагрузки. Иначе работает упорный подшипник пропеллерной турбины



Фиг. 310. Подшипник Михелля.

(фиг. 309), давление на который возрастает также постепенно, по мере увеличения нагрузки, и лишь часть этого давления воспринимается давлением пара, действующего на барабан турбины низкого давления¹. Такой гребенчатый подшипник впервые установлен в 1904 г. на судовой турбине AEG парохода «Kaiser» и в 1908 г. на крейсере «Майнц».



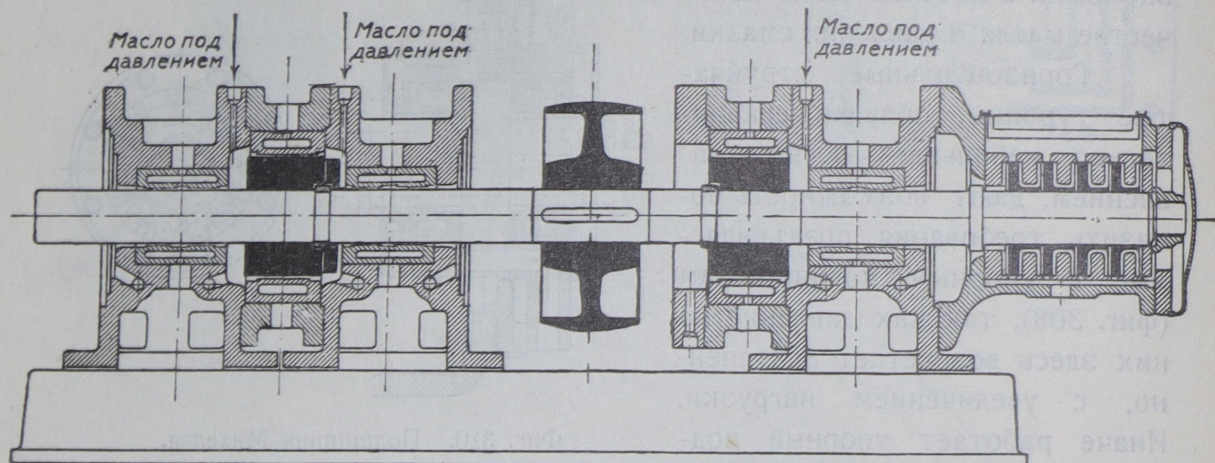
Фиг. 311. Приработанный подшипник Михелля.

Подобное же увеличение осевого давления возможно и в струйчатых турбинах частичным покрытием лопаток котельным камнем. Во всех этих случаях при пуске в ход рабочая поверхность подшипника не испытывает значительного давления, и поэтому смазка имеет возможность

проникнуть между трущимися поверхностями. Иначе обстоит дело, когда возникают неожиданные перебои в работе, в особенности удары части-

¹ Z. V.D. I., 1906, стр. 1355.

чек воды, вызывающие динамическую нагрузку. Эти удары могут выжать слои смазки, и тогда произойдет непосредственное соприкосновение трущихся поверхностей. Преимущества подшипников Михелля, изображенных на фиг. 310 и 311, по сравнению с гребенчатыми подшипниками, теперь уже всеми признаны. Находящиеся в работе подшипники до сих пор не вызвали нареканий.



Фиг. 312. Установка для испытания упорных подшипников.

На фиг. 312 представлена установка для испытания упорных подшипников. Эта установка произведена в 1904 г., в начале постройки судовых турбин AEG, и на ней испытывались как гребенчатые подшипники, так и подшипники Михелля.

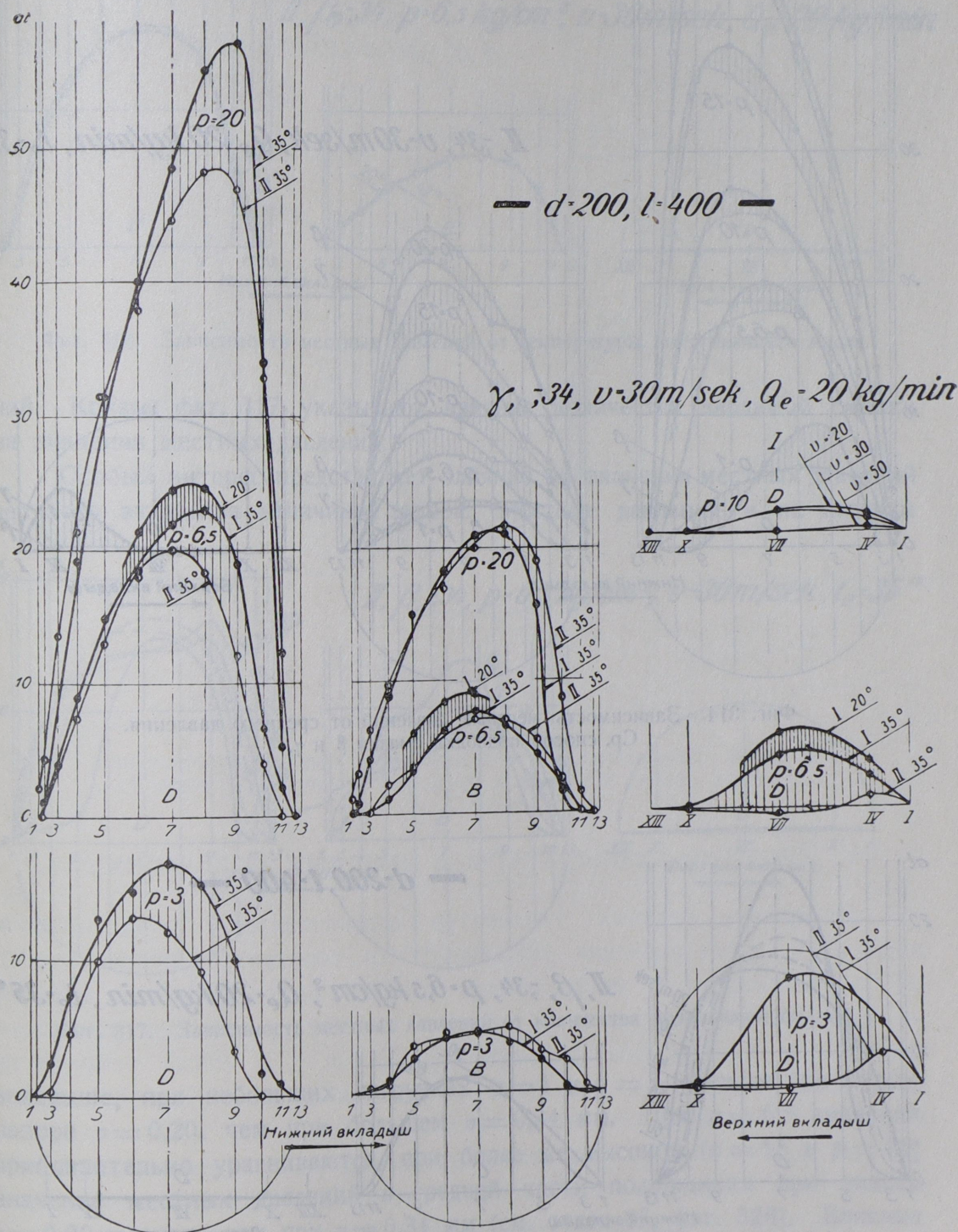
83. Местные давления в опорных подшипниках.

Испытанию, в первую очередь, подверглись пробные вкладыши размеров 200×400 мм ($l \times d$). Были получены данные распределения давления при способах установки I и II, способах подвода масла β и γ и при зазорах в 0,34 мм и 0,20 мм. Было также определено влияние окружной скорости цапф, температуры смазки и количества смазки на значения местных давлений.

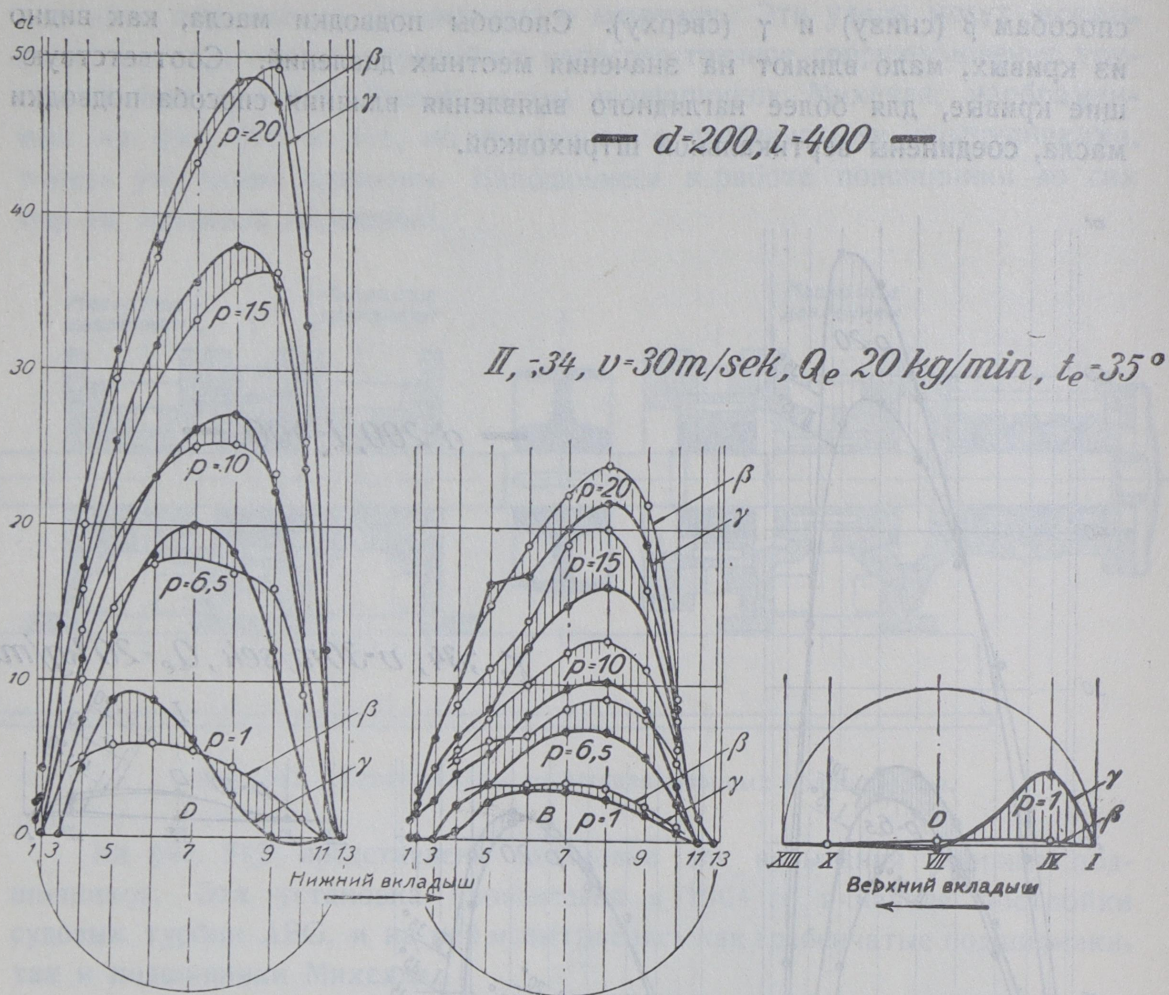
На фиг. 313 показано распределение местных давлений при различной средней нагрузке подшипника $p = 20, 6,5$ и 3 кг/см², окружной скорости цапф $v = 30$ м/сек., расходе масла в минуту $Q_0 = 20$ кг и температуре масла $t_0 = 35^\circ \text{C}$. Крупной штриховкой указана разность местных давлений при различном способе установки вала во вкладыше, мелкая же штриховка указывает влияние на значение местных давлений температуры поступающего масла.

При таких же условиях и при нагрузке p от 20 до 1 кг/см² получены кривые фиг. 314, при чем в этом случае подвод масла производился по

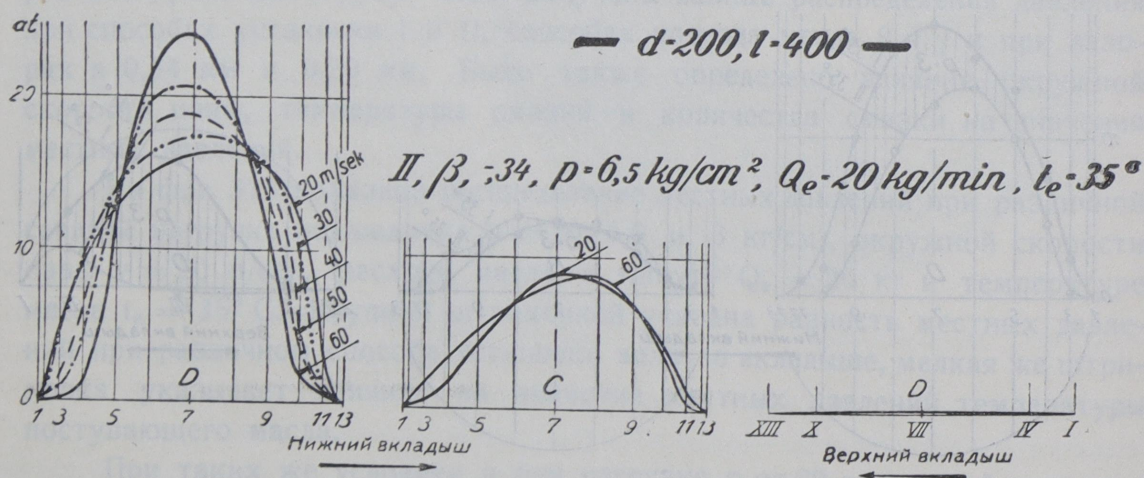
способам β (снизу) и γ (сверху). Способы подводки масла, как видно из кривых, мало влияют на значения местных давлений. Соответствующие кривые, для более наглядного выявления влияния способа подводки масла, соединены вертикальной штриховкой.



Фиг. 313. Зависимость местных давлений от среднего давления.
Ср. способы установки I и II.



Фиг. 314. Зависимость местных давлений от среднего давления.
Ср. способ подводки смазки β и γ .



Фиг. 315. Зависимость местных давлений от окружной скорости цапфы.

II, $\beta_0 = 34$, $p = 6.5 \text{ kg/cm}^2$, $v = 30 \text{ m/sec}$, $Q_e = 20 \text{ kg/min}$

Нижний вкладыш

Верхний вкладыш

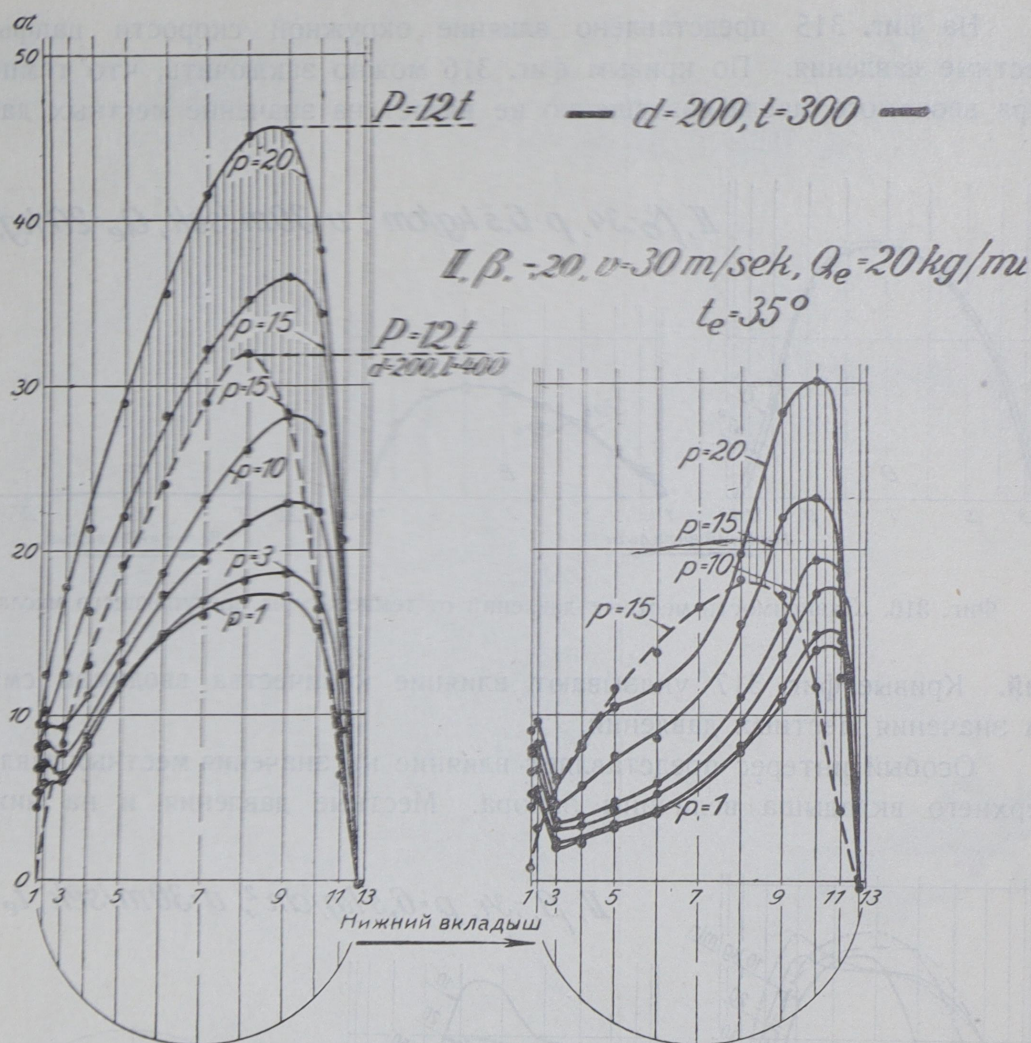
ний. Кривые фиг. 317 указывают влияние количества вводимой смазки на значения местных давлений.

$\Pi, \beta, -34, p=6,5 \text{ kg/cm}^2, v=30 \text{ m/s}, t_e=35^\circ$

The figure consists of three graphs labeled D, B, and A, showing the dependence of the coefficient of friction α on the angle of attack β for different speeds (10, 20, 30, 40, 50 kg/min). The graphs are plotted on a semi-circular coordinate system where the horizontal axis represents the angle of attack β (from 0 to 13 degrees) and the vertical axis represents the coefficient of friction α (from 0 to 20).

- Graph D (Нижний вкладыш):** Shows the dependence of α on β for the bottom flap. The curves show a peak in α around $\beta = 7-9^\circ$, with the peak value increasing with speed.
- Graph B (Средний вкладыш):** Shows the dependence of α on β for the middle flap. The curves show a peak in α around $\beta = 7-9^\circ$, with the peak value increasing with speed.
- Graph A (Верхний вкладыш):** Shows the dependence of α on β for the top flap. The curves show a peak in α around $\beta = 7-9^\circ$, with the peak value increasing with speed.

вкладыше, при небольших нагрузках $p=1$ и $p=3$, больше при малом зазоре $\sigma=0,20$, чем при большем $\sigma=0,34$ мм. При $p=6,5$ значения приблизительно уравниваются, при более же высоком ($p=15$ и $p=20$) значение местных давлений в средней части подшипника при зазоре $\sigma=0,20$ меньше, чем при $\sigma=0,34$ мм (см. отдел 85, фиг. 328). Влияние отношения длины вкладыша к его диаметру на местные давления представлено кривыми на фиг. 318.



Фиг. 318. Зависимость местных давлений от среднего давления при отношении длины вкладыша к диаметру, равном 3:2 вместо 2:1.

84. Местные температуры в опорных подшипниках.

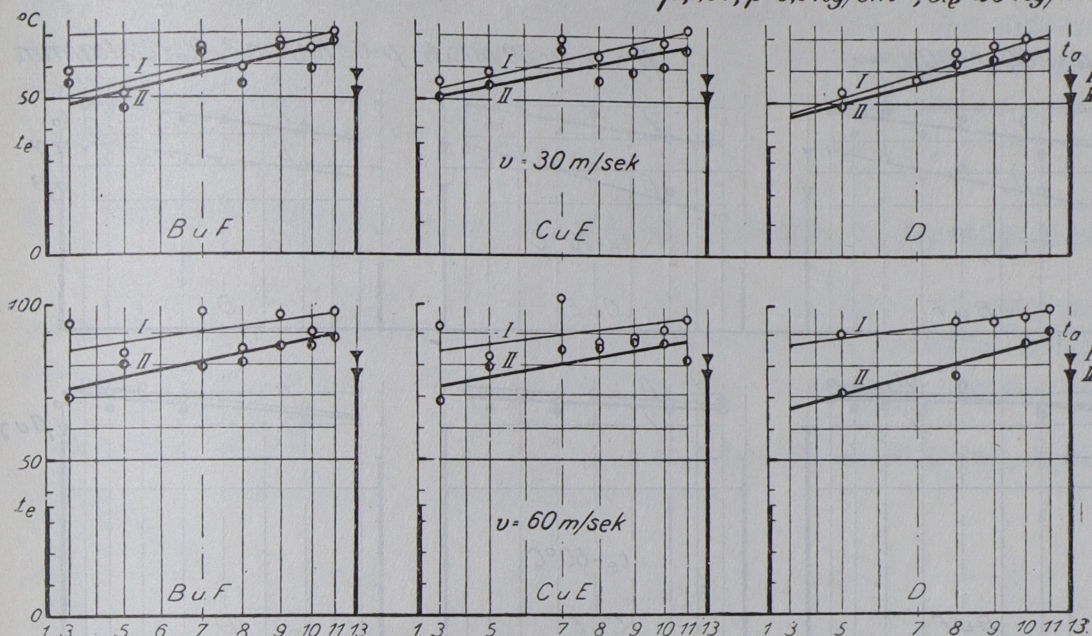
Измерение местных температур ограничивалось лишь нижним вкладышем, и все значения указывают, что температура возрастает от места поступления к месту выхода смазки. Было определено влияние на распределение и значение местных температур способов установки цапфы I и II, способов подвода смазки β и γ , а также температур подводящего масла 20° и 60°C и расхода масла $Q_e = 10$ кг/мин. и $Q_e = 50$ кг/мин.

На фиг. 319 и 320 представлены кривые, указывающие распределение местных температур при различных способах установки цапфы I и II (фиг. 306) для $p = 6,5$ кг/см² и $v = 30$ и 60 м/сек. Способ II дает лучшие результаты; это особенно заметно при $v = 60$ м/сек. (фиг. 320) и $p = 6,5$ кг/см². При $p = 20$ кг/см² измерения с установкой I произво-

дились лишь до скоростей $v = 30$ м/сек. (фиг. 321); для большей скорости $v = 60$ м/сек. вообще применим лишь способ II.

$d = 200, l = 400$

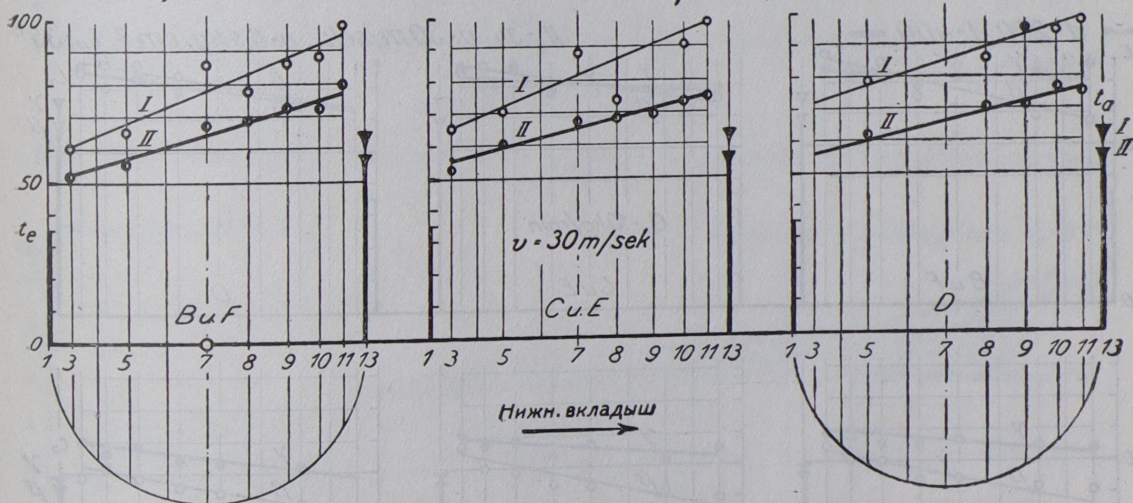
$\beta, :34, p = 6,5 \text{ kg/cm}^2, Q_e = 20 \text{ kg/min}$



Фиг. 319 — 320. Зависимость местных температур от способа установки цапфы I и II при $p = 6,5 \text{ kg/cm}^2$.

$d = 200, l = 400$

$\beta, :34, p = 20 \text{ kg/cm}^2, Q_e = 20 \text{ kg/min}$

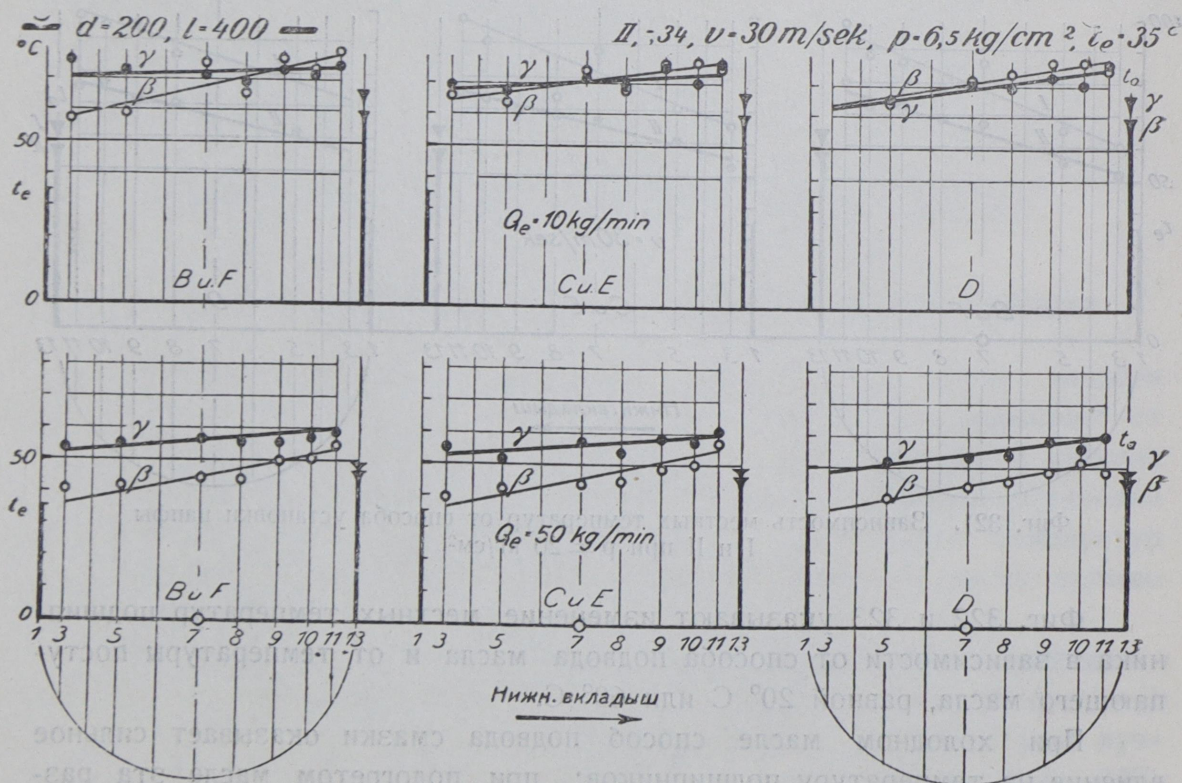
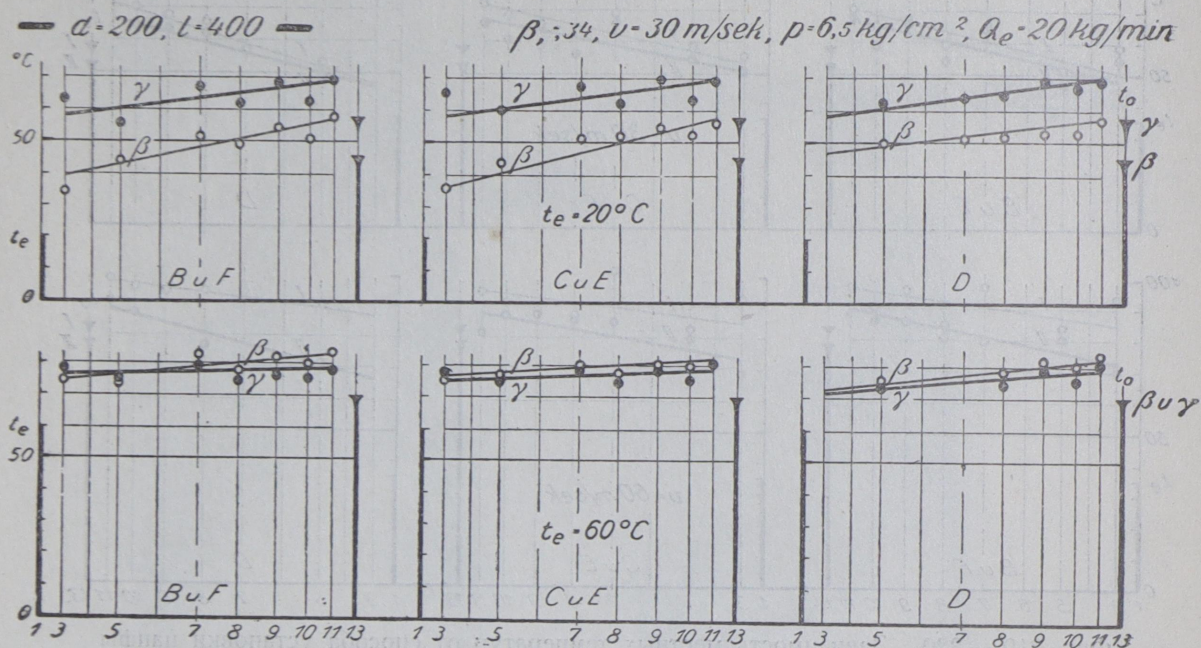


Фиг. 321. Зависимость местных температур от способа установки цапфы I и II при $p = 20 \text{ kg/cm}^2$.

Фиг. 322 и 323 указывают изменение местных температур подшипника в зависимости от способа подвода масла и от температуры поступающего масла, равной 20°C или 60°C .

При холодном масле способ подвода смазки оказывает сильное влияние на температуру подшипников; при подогретом масле эта разница сглаживается.

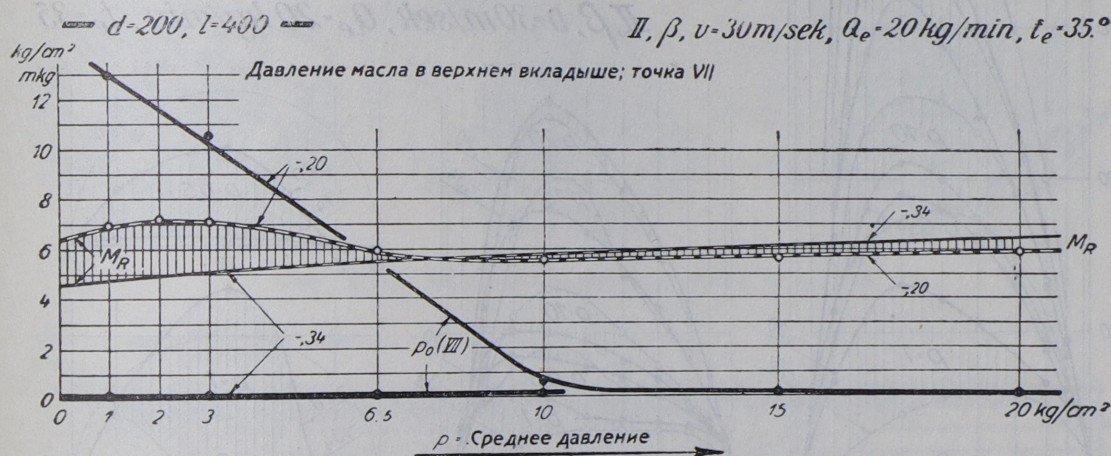
Точно так же при малом количестве потребляемого масла $Q_e = 10$ кг/мин. способ подводки масла β и γ не имеет большого влияния на температуру выходящего масла; при большем количестве смазки $Q_e = 50$ кг/мин.



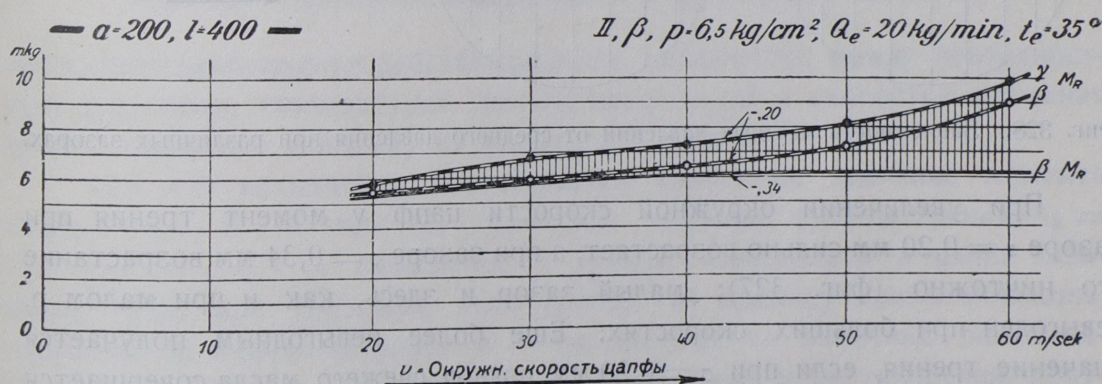
способ γ дает более повышенную температуру (фиг. 324—325). Охлаждение верхнего вкладыша требуется лишь при скоростях $v \geq 40$ м/сек., точно так же как и усиленный подвод смазки. Ниже будет еще указано (фиг. 339), какое количество смазки необходимо иметь при заданной температуре вкладыша; превышение количества вводимой смазки сверх установленных границ увеличивает работу трения, точно так же как и температура смазки ниже 35°C .

85. Работа трения и зазор между цапфой и вкладышем.

Во всех испытаниях, кроме тех, которые не имеют специального указания, диаметр вкладыша был на $\sigma = 0,34$ мм больше диаметра цапфы, так что зазор равнялся около 2‰ (II, фиг. 306). Кроме того применялись



Фиг. 326. Зависимость момента трения от среднего давления при различных зазорах.



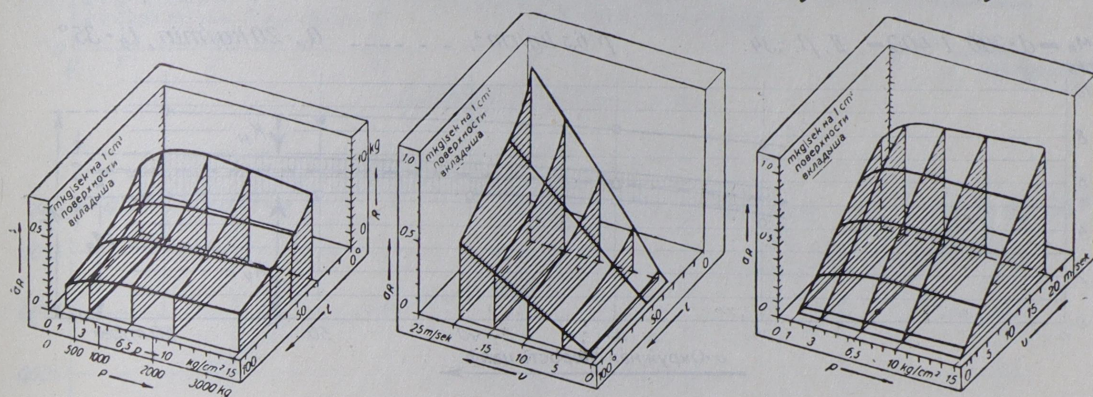
Фиг. 327. Зависимость момента трения от скорости при различных зазорах.

вкладыши с меньшим зазором $\sigma = 0,20 = 1\text{‰}$. Смазка подводилась с обеих сторон в горизонтальном направлении, для получения, при обильном подводе смазки и малом зазоре, сильно смягчающего действия. Для сравнения даны кривые моментов трения, определенные при испытании вкла-

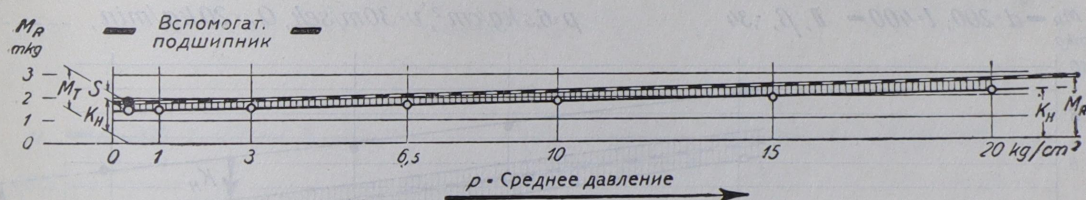
(точка D7), так и в верхнем (точка DVII) оно сильно повышается, и это явление еще раз подтверждает увеличение трения при малых средних давлениях.

86. Момент трения = M_R и работа трения = A_R .

В дополнение к данным, полученным при определении давлений и температур в различных точках вкладыша, ниже приводятся суммарные цифры и вычисленные из них средние значения. На фиг. 329 приведены данные опытов, поставленных в 1902 году¹; по полученным



Фиг. 329. Зависимость работы трения от p , v и t .



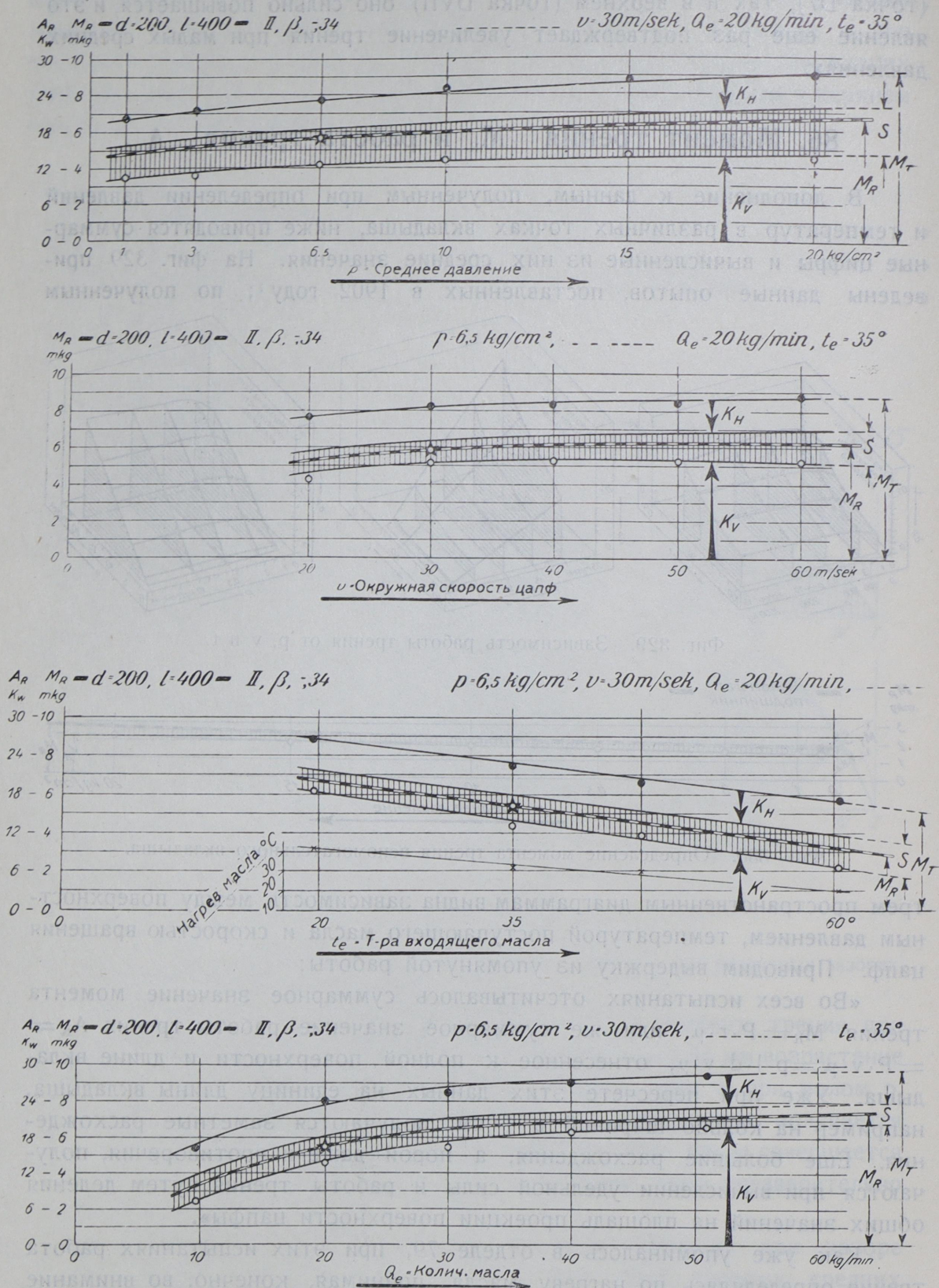
Фиг. 330. Определение момента трения вспомогательного вкладыша.

трем пространственным диаграммам видна зависимость между поверхностным давлением, температурой поступающего масла и скоростью вращения цапф. Приводим выдержку из упомянутой работы:

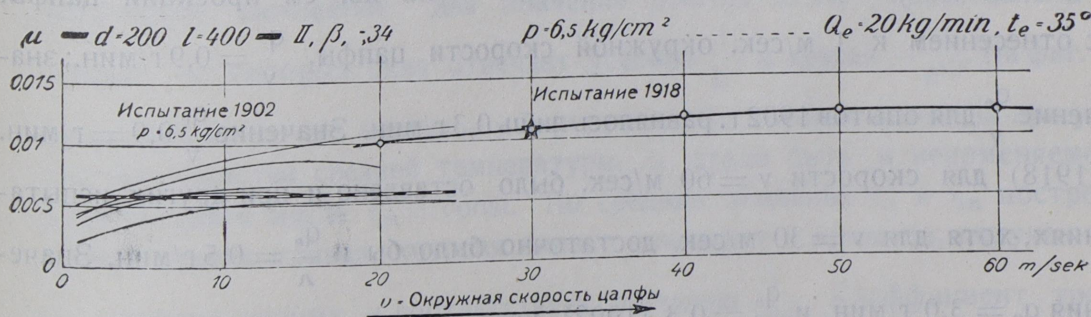
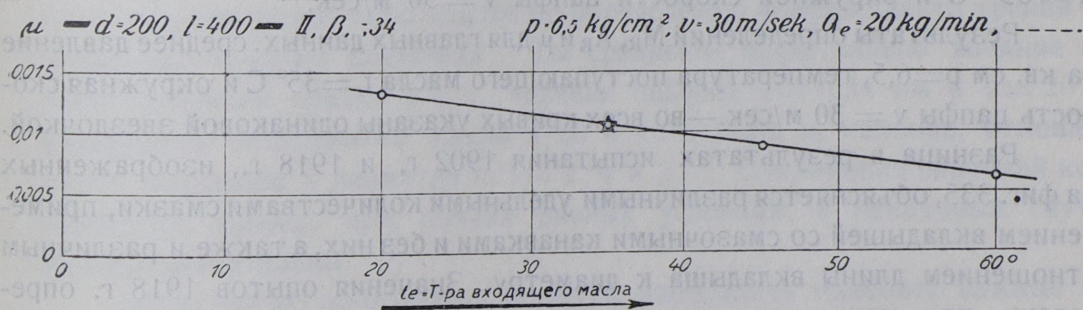
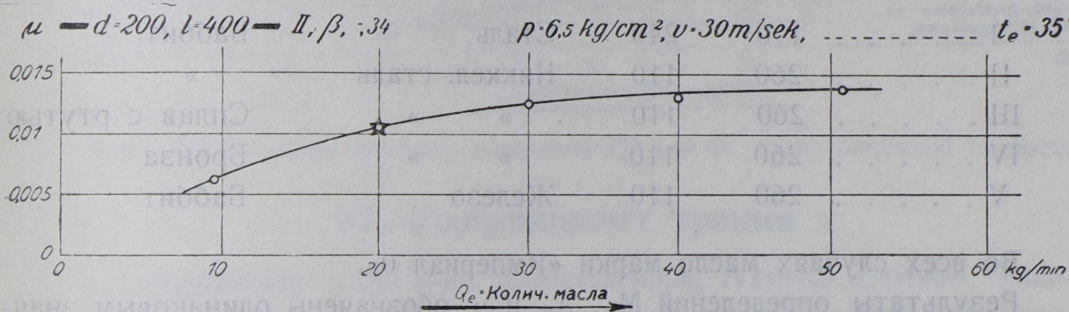
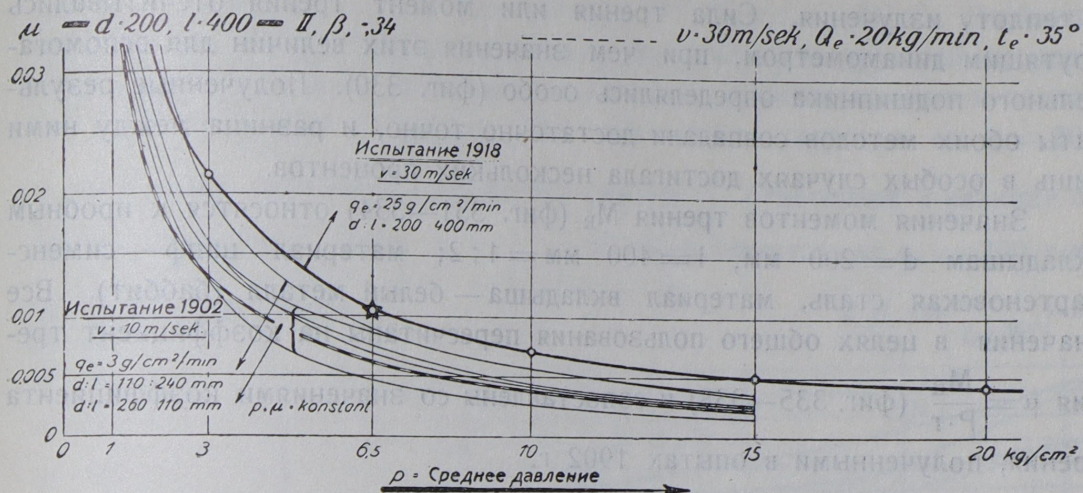
«Во всех испытаниях отсчитывалось суммарное значение момента трения $M_R = P \cdot r \cdot \mu$, или же суммарное значение работы трения $A_R = P \cdot v \cdot \mu = p \cdot l \cdot d \cdot v \cdot \mu$, отнесенное к полной поверхности и длине вкладыша. Уже при пересчете этих данных на единицу длины вкладыша, например на кольцо шириной в 1 см, получают заметные расхождения. Еще большие расхождения, а порой даже и противоречия, получают при вычислении удельной силы и работы трения путем деления общих значений на площадь проекции поверхности цапфы».

Как уже упоминалось в отделе 79, при этих испытаниях работа трения определялась по нагреву масла, принимая, конечно, во внимание

¹ Lasche, O.: Трение в быстроходных подшипниках, Z. V. D. I., 1902.



Фиг. 331 — 334. Зависимость момента трения от давления, скорости цапфы, температуры поступающего масла и количества подводимого масла.



Фиг. 335 — 338 Зависимость коэффициента трения от давления, количества смазки, температуры поступающего масла и скорости цапфы.

и теплоту излучения. Сила трения или момент трения отсчитывались крутящим динамометром, при чем значения этих величин для вспомогательного подшипника определялись особо (фиг. 330). Полученные результаты обоих методов совпадали достаточно точно, и разница между ними лишь в особых случаях достигала нескольких процентов.

Значения моментов трения M_R (фиг. 331—334) относятся к пробным вкладышам $d = 200$ мм, $l = 400$ мм $= 1:2$; материал цапф — сиенс-мартеновская сталь, материал вкладыша — белый металл (баббит). Все значения в целях общего пользования пересчитаны на коэффициент трения $\mu = \frac{M_R}{P \cdot r}$ (фиг. 335—338) и сопоставлены со значениями коэффициента трения, полученными в опытах 1902 г.

	Размер вкладыша		Материал цапфы	Матер. вкладыша
	Диам. мм	Длина мм		
I	110	240	Сталь	Баббит
II	260	110	Никкел. сталь	»
III	260	110	» »	Сплав с ртутью
IV	260	110	» »	Бронза
V	260	110	Железо	Баббит

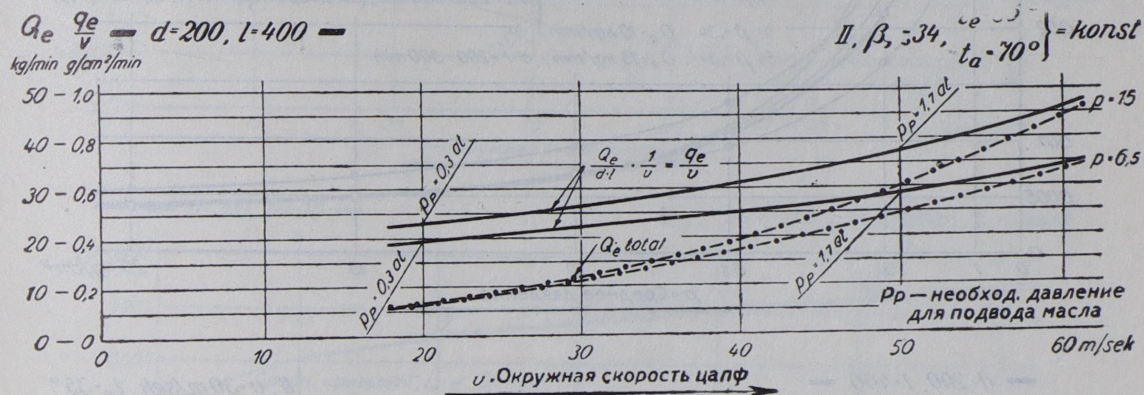
Во всех случаях масло марки «Империл 0».

Результаты определений M_R , A_R и μ обозначены одинаковым значком для среднего давления $p = 6,5$, температуры поступающего масла $t_e = 35^\circ \text{C}$ и окружной скорости цапфы $v = 30$ м/сек.

Результаты определений M_R , A_R и μ для главных данных: среднее давление на кв. см $p = 6,5$, температура поступающего масла $t_e = 35^\circ \text{C}$ и окружная скорость цапфы $v = 30$ м/сек. — во всех кривых указаны одинаковой звездочкой.

Разница в результатах испытания 1902 г. и 1918 г., изображенных на фиг. 335, объясняется различными удельными количествами смазки, применением вкладышей со смазочными канавками и без них, а также и различным отношением длины вкладыша к диаметру. Значения опытов 1918 г. определены при количестве подвода масла $Q_e = 20$ кг/мин., и это значение дает для удельного количества $q_e = 25$ г на кв. см проекции цапфы, с отнесением к 1 м/сек. окружной скорости цапфы, $\frac{q}{v} = 0,9$ г/мин.; значение $\frac{q_e}{v}$ для опытов 1902 г. равнялось лишь 0,3 г/мин. Значение $\frac{q_e}{v} 0,9 =$ г/мин. (1918) для скорости $v = 60$ м/сек. было оставлено и при других испытаниях, хотя для $v = 30$ м/сек. достаточно было бы и $\frac{q_e}{v} = 0,5$ г/мин. Значения $q_e = 3,0$ г/мин. и $\frac{q_e}{v} = 0,3$ (1902) хватало для $v = 10$ м/сек. На диаграмме фиг. 339 представлены результаты измерения, произведенные над

пробным вкладышем 200×400 при $t_e = 35^\circ \text{C}$ и $t_a = 70^\circ \text{C}$. Определена зависимость между требуемым количеством смазки и окружной скоростью цапфы при различных давлениях на вкладыш. Количество смазки отнесено на 1 м окружной скорости. При увеличении скорости от $v = 20$ до $v = 60$ м/сек. требуемое количество смазки $\frac{q_e}{v}$, отнесенное к единице скорости, возрастает вдвое, т. е. $q_e = 20$ увеличивается до $q_e = 200$ г/мин.



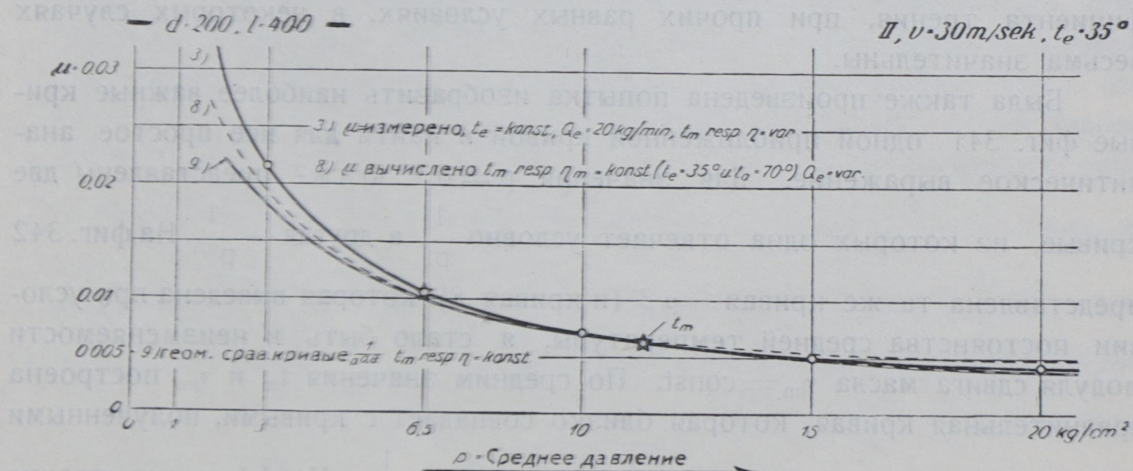
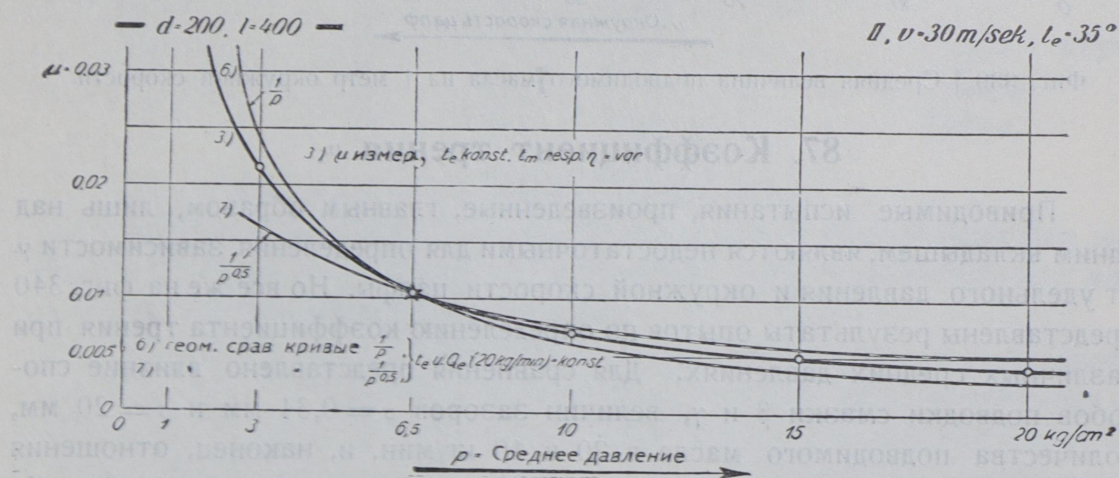
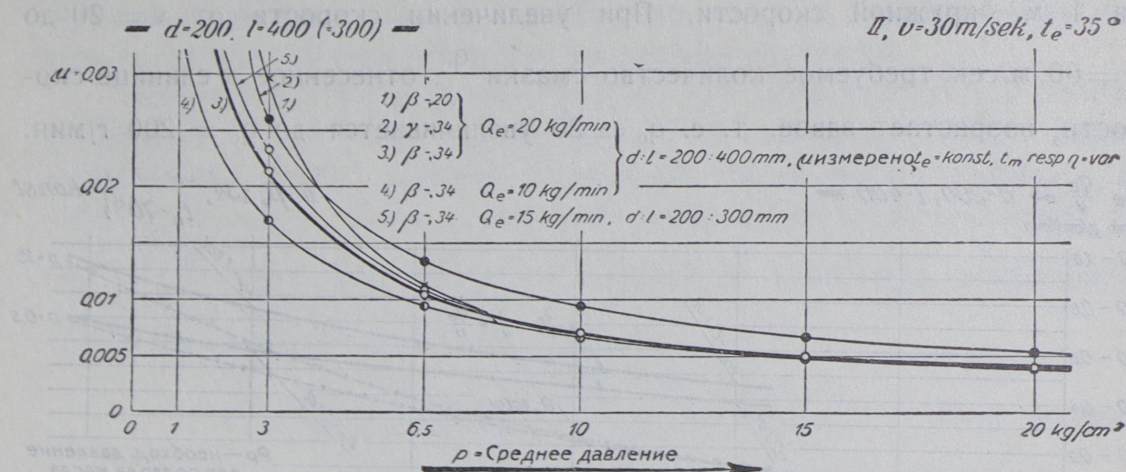
Фиг. 339. Средняя величина подводимого масла на 1 метр окружной скорости.

87. Коэффициент трения μ .

Приводимые испытания, произведенные, главным образом, лишь над одним вкладышем, являются недостаточными для определения зависимости μ от удельного давления и окружной скорости цапфы. Но все же на фиг. 340 представлены результаты опытов по определению коэффициента трения при различных средних давлениях. Для сравнения представлено влияние способов подвода смазки β и γ , величин зазоров $\sigma = 0,34$ мм и $\sigma = 20$ мм, количества подводимого масла в 20 и 10 кг/мин. и, наконец, отношения длины вкладыша к диаметру $d:l = 2:4$ и $2:3$. Отклонения значений коэффициента трения, при прочих равных условиях, в некоторых случаях весьма значительны.

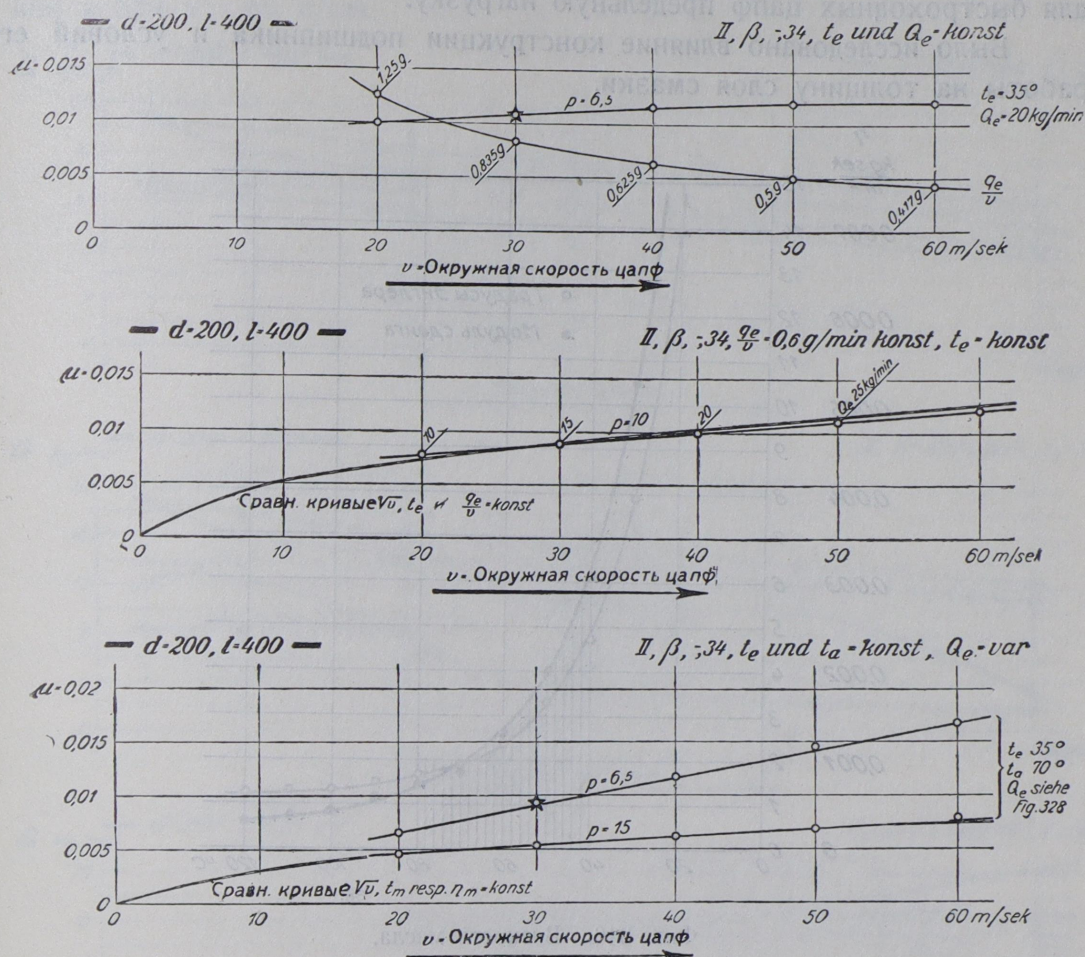
Была также произведена попытка изобразить наиболее важные кривые фиг. 341 одной приближенной кривой и найти для нее простое аналитическое выражение. Для значения $p = 6,5$ кг/см² представлены две кривые, из которых одна отвечает условно $\frac{1}{p}$, а другая — $\frac{1}{p^{0,5}}$. На фиг. 342 представлена та же кривая — μ_3 (и кривая 8), которая выведена при условии постоянства средней температуры, а стало быть и неизменяемости модуля сдвига масла $\eta_m = \text{const}$. По средним значениям t_m и η_m построена сравнительная кривая, которая близко совпадает с кривыми, полученными из опытных данных, и соответствует значению $\frac{1}{p^{0,8}}$. Коэффициент трения обратно пропорционален значению $p^{0,8}$. В пределах $p = 3$ до $p = 20$ кг,

согласно фиг. 341, с достаточной точностью можно принять изменение коэффициента трения прямо пропорционально значению $\frac{1}{p}$. А это озна-



Фиг. 340 — 342. Вычисленные кривые коэффициентов трения при различных удельных давлениях.

чают, что трение не зависит от общей нагрузки подшипника. Изображенные кривые выведены для окружной скорости цапф $v = 30$ м/сек., однако те же соотношения можно принять и для меньших и больших скоростей, до пределов, пока трение будет жидкостным.



Фиг. 343 — 345. Вычисленные кривые коэффициентов трения при различных скоростях цапфы.

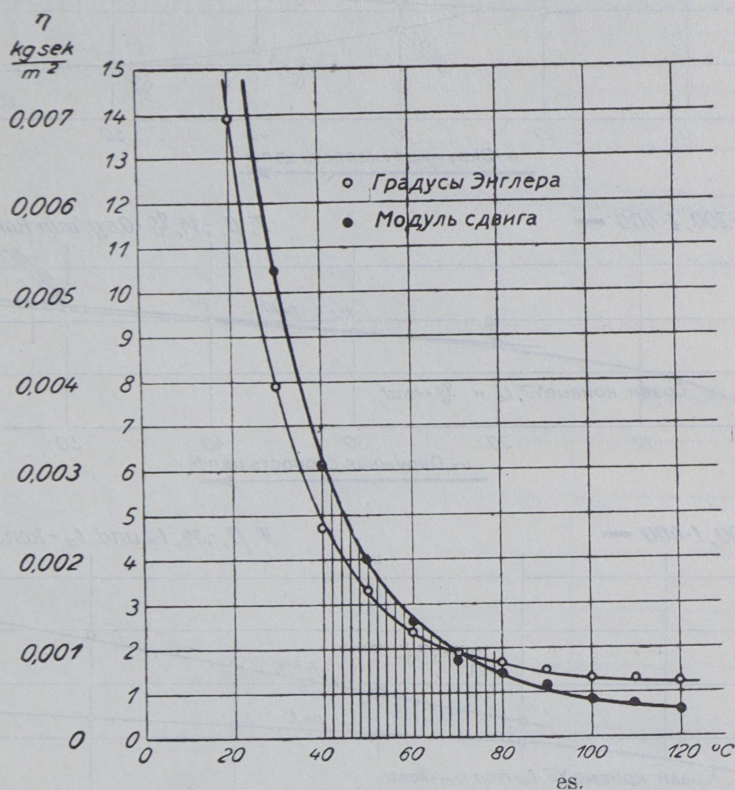
Зависимость коэффициента трения от скорости v при $p = 6,5$ кг/см² изображена на фиг. 343 при постоянных количестве и температуре вводимого масла.

Однако эти результаты не имеют практического интереса, так как было бы неразумно потреблять одно и то же количество масла при скоростях, например, в 20 и 60 м/сек. На фиг. 344 показана зависимость μ от скорости цапфы, найденной опытным путем, при $\frac{Q_e}{v} = \text{const.}$; так же построена та же кривая по значению \sqrt{v} . На фиг. 345 представлена зависимость того же коэффициента трения от v при той же средней температуре и при $p = 15$ и $6,5$ кг/см².

88. Толщина слоя смазки.

Важнейшим фактором в работе подшипника является толщина слоя смазки на рабочей поверхности вкладыша; эта величина обуславливает для быстроходных цапф предельную нагрузку.

Было исследовано влияние конструкции подшипника и условий его работы на толщину слоя смазки.



Фиг. 346. Вязкость масла.

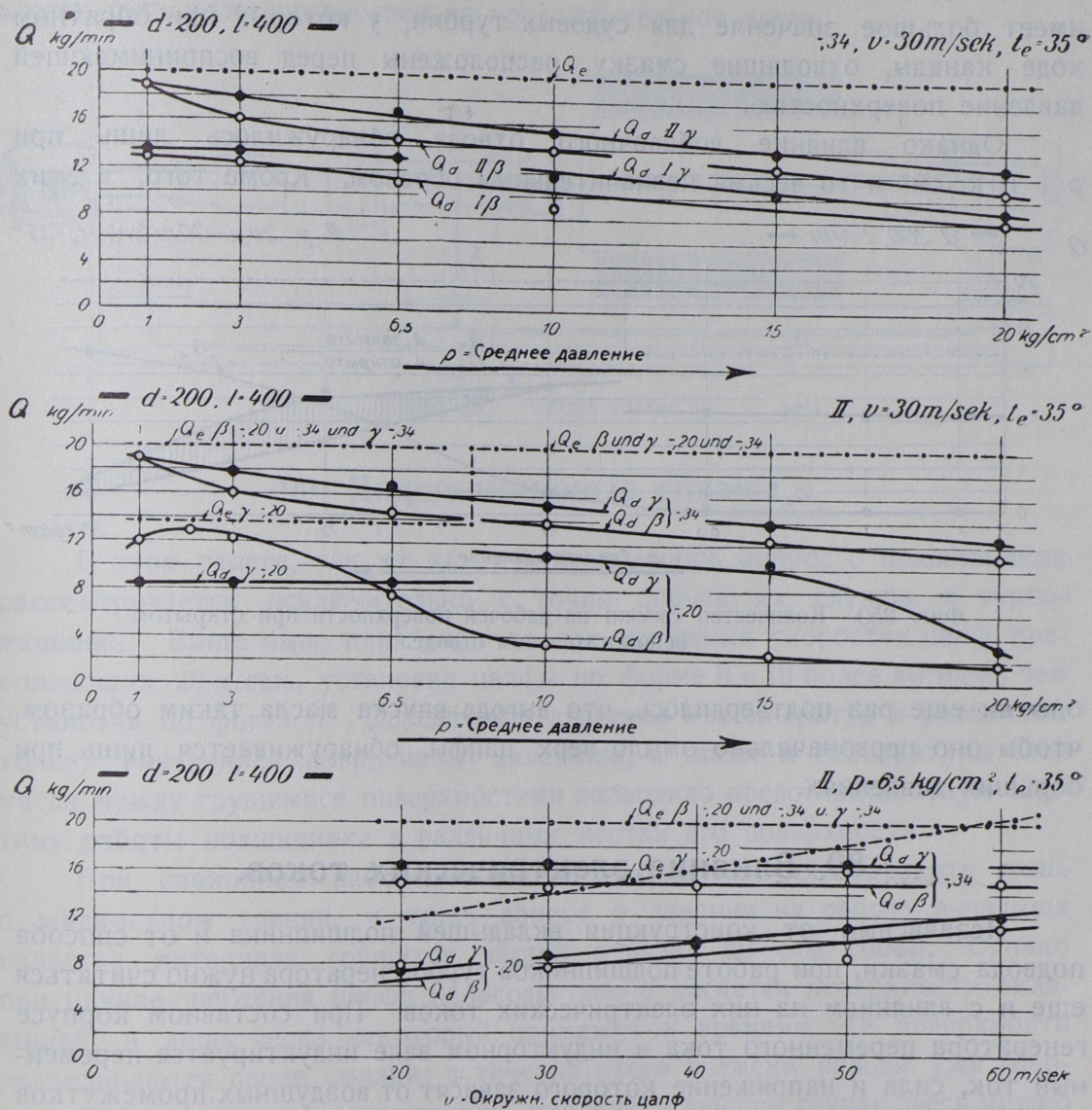
Толщина слоя смазки определялась по количеству масла, протекающего по воспринимающей давление поверхности, при чем была принята во внимание вязкость масла (фиг. 346).

Из фиг. 347 легко видеть преимущество способа установки цапфы II перед способом I для обоих методов подводки масла β и γ . Испытания производились с окружной скоростью цапфы $v = 30$ м/сек. и $p =$ от 1 до 20 кг/см².

По данным фиг. 348 видно преимущество зазора $\sigma = 0,34$ мм перед зазором $\sigma = 0,20$ мм при установке цапфы по способу II. При $\sigma = 0,20$ мм и при подводе масла по способу γ (фиг. 305) и при небольшой удельной нагрузке цапф, предел подвода без давления количества масла Q_e указан нижней линией . — . — . — .

На фиг. 349 изображено влияние окружной скорости цапфы на количество масла Q_d , проходящего по поверхности нижнего вкладыша, воспри-

нимающего давление. Кривые даны для установки цапфы по способу II при удельном давлении $p=6,5 \text{ кг/см}^2$. В то время как при зазоре $\sigma=0,20 \text{ мм}$ количество смазки Q_d увеличивается с возрастанием окружной скорости цапфы, при зазоре $\sigma=0,34 \text{ мм}$ Q_d при $v=20 \text{ м/сек.}$ оно такое же, как и при $v=60 \text{ м/сек.}$



Фиг. 347 — 349. Зависимость количества смазки на рабочей поверхности вкладыша от способа установки цапфы (I или II), способа подвода смазки (β и γ) и величины зазора ($\sigma=0,20$ или $\sigma=0,34 \text{ мм}$).

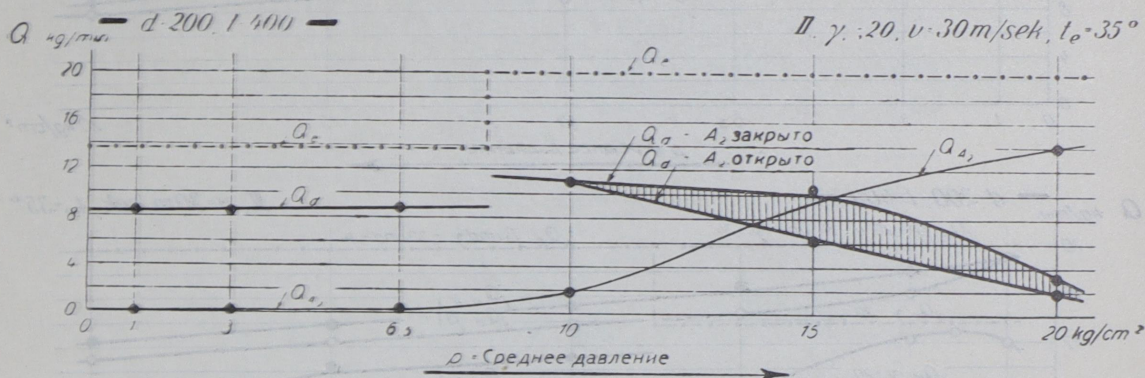
Нужно отметить, что температура t_e поступающего масла во всех опытах была одинакова, температура же работающего слоя — разная.

Нижний предел достаточной толщины смазочного слоя на рабочей поверхности лежит при малых окружных скоростях цапф. Таким образом, при пуске или остановке машины нужно опасаться появления полужидкостного трения. При пуске турбины смазочное масло имеет сравнительно

низкую температуру и большую вязкость, а, кроме того, между рабочими поверхностями подшипника количество смазки недостаточное; при остановке турбины обстоятельства более благоприятные¹.

В заключение для подводки смазки по способу γ было определено влияние добавочного отвода масла Q_{A2} (фиг. 350 и 305). Этот вопрос имеет большое значение для судовых турбин, у которых при обратном ходе каналы, отводящие смазку, расположены перед воспринимающей давлением поверхностью.

Однако влияние добавочного отвода обнаружилось лишь при $p \geq 10 \text{ кг/см}^2$ и то весьма незначительным образом. Кроме того, в этих



Фиг. 350. Количество смазки на рабочей поверхности при открытом вспомогательном отводе.

опытах еще раз подтвердилось, что выгода впуска масла таким образом, чтобы оно первоначально омыло верх цапфы, обнаруживается лишь при больших давлениях.

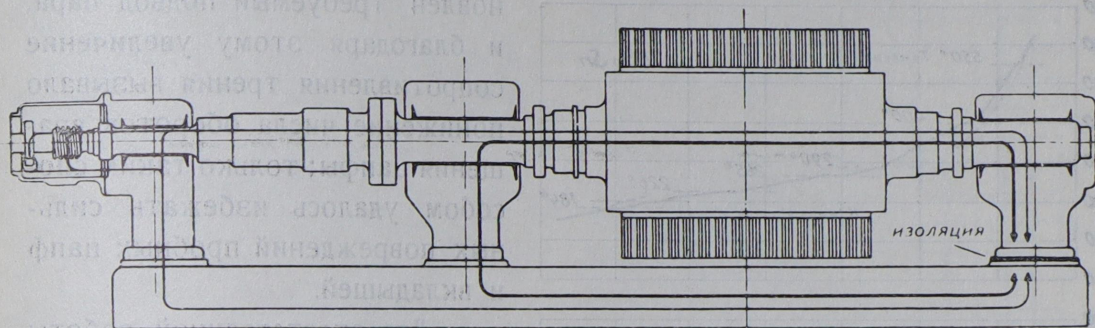
89. Влияние электрических токов.

Независимо от конструкции вкладышей подшипника и от способа подвода смазки, при работе подшипников турбогенератора нужно считаться еще и с влиянием на них электрических токов. При составном корпусе генератора переменного тока в индукторном вале индуцируется переменный ток, сила и напряжение которого зависят от воздушных промежутков между отдельными секциями магнитного железа статора. Этот индуцированный ток имеет путь: вал—подшипник—фундаментная плита—подшипник—вал (фиг. 351).

Известно, что при выходе тока из одной металлической части в другую, при плохом контакте между ними, место выхода тока из первой детали будет разъедаться. Но так как этот разрушающий ток переменный, то разрушаться будет поверхность вкладыша и цапфы. Поэтому необходимо нарушить образовавшийся замкнутый контур тока; проще

¹ Stribeck, Z. V. D. I., 1902.

всего это делается путем установки изоляционной пластины между фундаментной плитой и телом подшипника. Кроме того, необходимо изолировать также и все примыкающие трубопроводы. Эту изоляцию необходимо периодически контролировать, что легче всего производится измерением изоляции при помощи вольтметра переменного тока. Такой прибор может быть даже установлен на продолжительное время.



Фиг. 351. Схема токов.

90. Подшипниковые сплавы.

В этом отделе, так же как и в предыдущих, вопрос о подшипниках рассматривается исключительно с точки зрения их службы в турбомашинах. Выше было показано, что при окружных скоростях цапф, превышающих 20 м/сек., установка цапфы по форме II и III более выгодна, чем установка по форме I. Определение давления и температур в различных точках внутренней поверхности вкладыша, а также и температуры слоя масла между трущимися поверхностями позволило представить ясную картину работы подшипника в различных местах его поверхности.

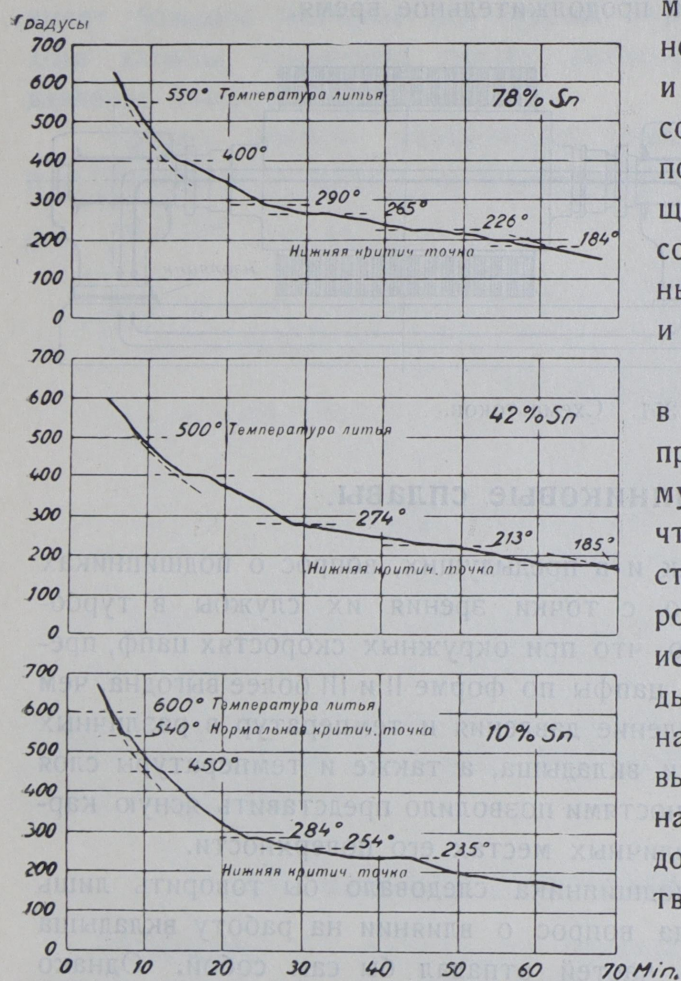
При спокойной работе подшипника следовало бы говорить лишь о жидкостном трении, и тогда вопрос о влиянии на работу вкладыша качества материала трущихся частей отпадал бы сам собой. Однако при начале движения цапфа непосредственно касается поверхности вкладышей, и лишь через некоторый промежуток времени эти поверхности разъединяются слоем смазки; в течение этого времени нельзя уже говорить о чистом жидкостном трении, так как в лучшем случае здесь можно ожидать полужидкостного трения. Мало того, и в случае жидкостного трения, как показал опыт, свойства материала вкладыша имеют большое значение.

Явление полужидкостного трения, согласно результатам произведенных испытаний, имеет большое значение в работе подшипников. По вполне определенным причинам было необходимо изготовить вкладыши из чугуна, которые оказались годными для работы при скоростях, превышающих 20 м/сек. и среднем давлении в 20 кг/см². При этом подшипник мог быть нагружен лишь после того, когда цапфа превысила некоторую минимальную

окружную скорость. Если же окружную скорость цапф уменьшали, то при критической точке, характеризующей переход чистого жидкостного трения в полужидкостное, цапфа мгновенно останавливалась. Производство такого опыта было возможно лишь благодаря тому, что цапфа приводилась в движение быстроходной паровой турбиной, ротор которой обладает

малой массой. Был строго установлен требуемый подвод пара, и благодаря этому увеличение сопротивления трения вызывало понижение числа оборотов вращения цапфы; только таким способом удалось избежать сильных повреждений пробных цапф и вкладышей.

Для ответственной работы в турбомашинах требования, предъявляемые к подшипниковому сплаву, сводятся к тому, что при заданном зазоре между статором и вращающимся ротором турбины не должно происходить износа материала вкладыша даже в местах наибольшей нагрузки. Поэтому подшипниковый сплав в местах наибольшей нагрузки и высшей температуры должен обладать определенной твердостью (фиг. 353). Но, с другой стороны, твердость сплава должна быть такова, чтобы не повредить шлифованной поверхности цапфы вала

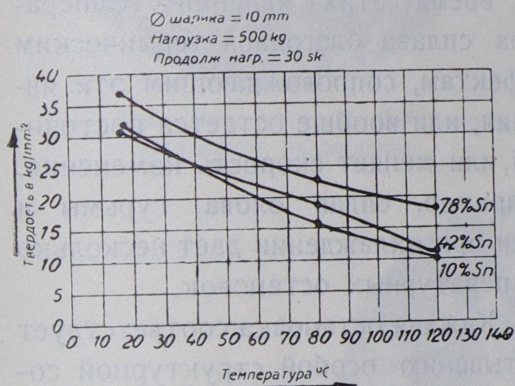


Фиг. 352. Кривые охлаждения.

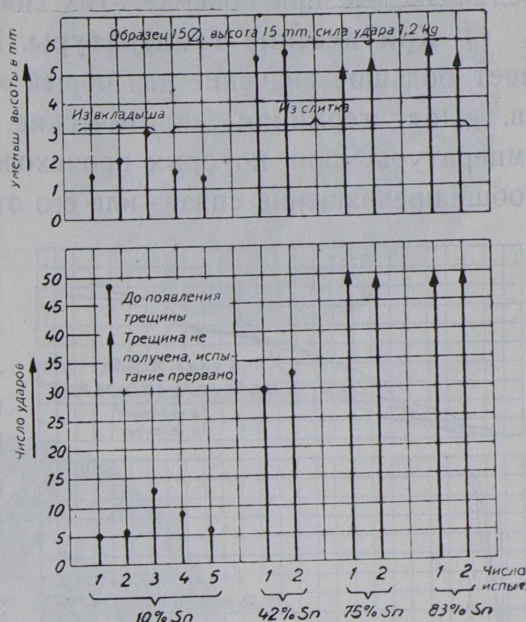
(повреждение такого рода наблюдается при применении цинковых сплавов). Этому требованию в настоящее время удовлетворяют сплавы с большим содержанием олова, хотя удовлетворительную работу показали и некоторые сплавы с меньшим содержанием олова. Свинцовые же сплавы с содержанием таких щелочных элементов, как, например, кальций, натрий или барий, обладая повышенной твердостью, для службы в качестве вкладышей в подшипниках турбомашин себя не оправдали. Причина этого, по видимому, заключается в том, что эти сплавы легко окисляются и, соприкасаясь с большим количеством масла, пропускаемого через подшипник и содержащего некоторое количество кислотных примесей, легко разрушаются от действия последних.

Опубликованные до настоящего времени исследования подшипниковых сплавов большей частью производились или во время, или после войны. Наиболее ценными работами являются исследования Гейна и Бауэра, исследования проф. Ганффштенгеля и опыты, произведенные германскими государственными железными дорогами.

Приняв за основу опыты, произведенные над небольшими образ-

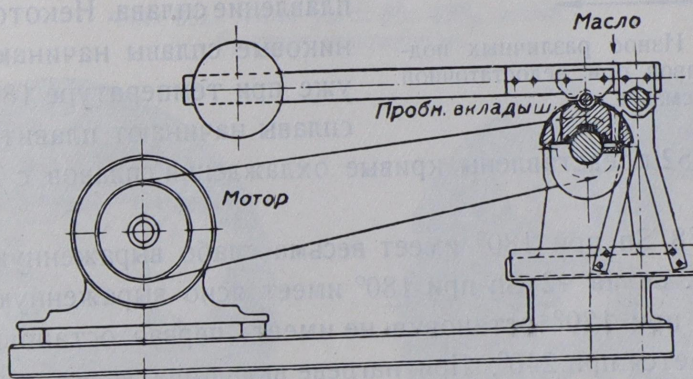


Фиг. 353. Твердость по Бринеллю подшипниковых сплавов.



Фиг. 354. Хрупкость различных подшипниковых сплавов.

цами проф. Ганффштенгелем, мы поставили исследования над целыми большими вкладышами, дабы приблизить обстановку опыта к обстановке практической работы вкладыша. Кроме того все прежние исследования работы вкладышей ограничивались областью нормальной и ненормальной

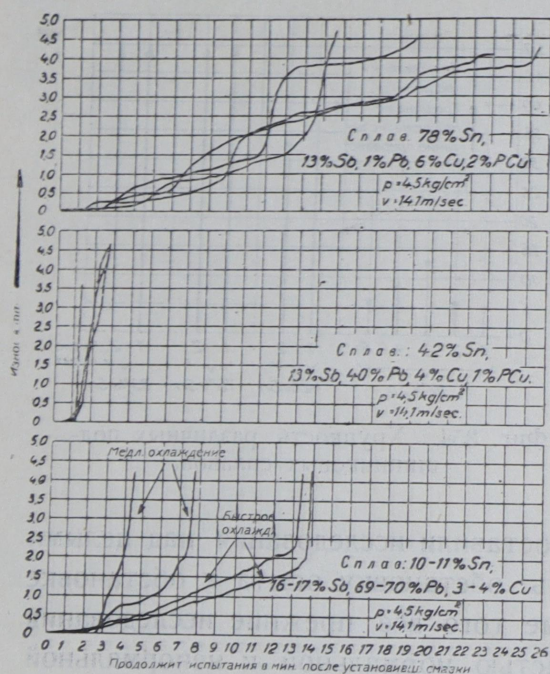


Фиг. 355. Схема установки для испытания вкладыша при недостаточной смазке.

работы вкладыша вплоть до того предела, когда нарушается действие смазки и цапфу «заедает». В наших исследованиях был включен и этот период работы подшипника для выяснения сплава, допускающего столь тяжелую работу более продолжительное время без особенно больших повре-

ждений рабочей поверхности вкладыша. Кроме того были исследованы механические, физические, химические и термические свойства примененных сплавов, данные которых позволили выработать общие требования, предъявляемые при приемке этих сплавов.

1. Критические температуры. Положение критических температур имеет большое значение для общей характеристики подшипниковых сплавов. Под термином «критические температуры» подразумеваются те температуры, при которых происходят плавление или затвердевание, или вообще превращение сплава или его отдельных структурных составляющих.



Фиг. 356 — 358. Износ различных подшипниковых сплавов при недостаточной смазке.

Во время этих явлений температура сплава благодаря термическим эффектам, сопровождающим эти явления, или вообще остается постоянной, или меняет скорость изменения. Например, сплав олова, сурьмы и меди при охлаждении дает несколько температурных остановок.

Каждая остановка соответствует застыванию особой структурной составляющей, и последней застывает основная масса сплава. По кривой охлаждения можно видеть, при каких температурах переходит в жидкое состояние та или иная структурная составляющая и при какой температуре происходит окончательное расплавление сплава. Некоторые подшипниковые сплавы начинают плавиться уже при температуре 180° , другие же сплавы начинают плавиться при 240° .

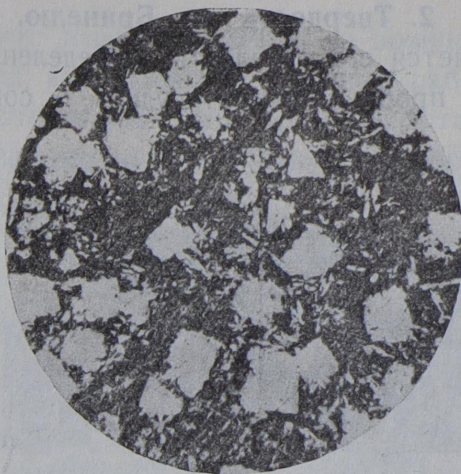
На фиг. 352 представлены кривые охлаждения сплавов с 78%, 42% и 10% оловом.

Сплав с 78 Sn при 180° имеет весьма слабо выраженную остановку, в то время как сплав 42 Sn при 180° имеет ясно выраженную остановку. Сплав с 10 Sn при 180° остановки не имеет; первая остановка для этого сплава наблюдается при 240° . При нагреве вкладыша, вследствие нарушения правильности смазки, до температуры 180° сплав из 42 Sn (а в меньшей мере и сплав с 78 Sn) начнет плавиться, в то время как для плавления сплава с 10 Sn требуется температура в 240° C .

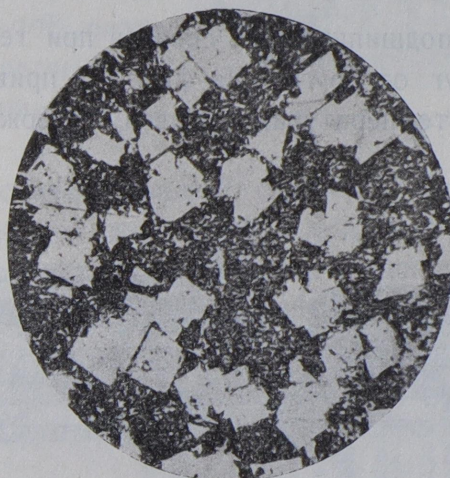
Верхняя критическая точка указывает температуру, до которой нужно нагреть сплав для окончательного его расплавления. Значительное превышение этой температуры является для сплава вредным вследствие окисления его составных частей.



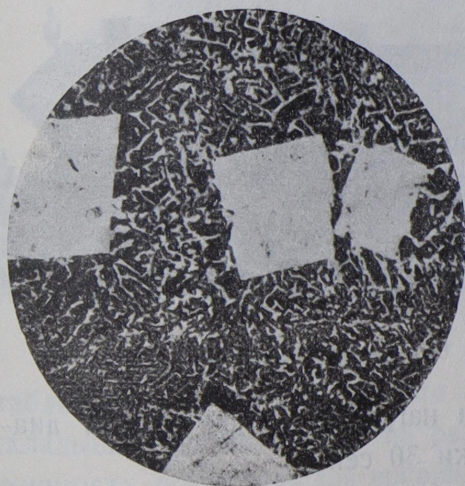
Фиг. 359. Лин. ув. = 85; 78% олова.
Медленное охлаждение.



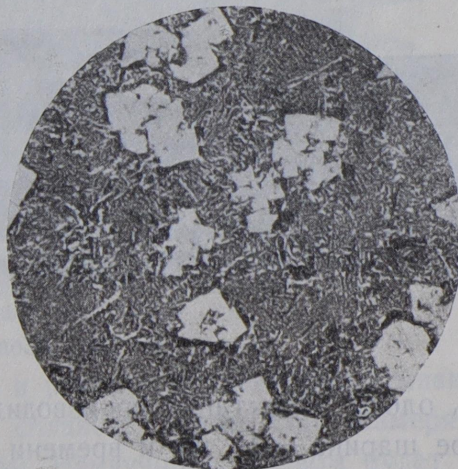
Фиг. 360. Лин. ув. = 85; 78% олова.
Быстрое охлаждение.



Фиг. 361. Лин. ув. = 85; 42% олова.
Быстрое охлаждение.



Фиг. 362. Лин. ув. = 85; 10% олова.
Медленное охлаждение.



Фиг. 363. Лин. ув. = 85; 10% олова.
Быстрое охлаждение.

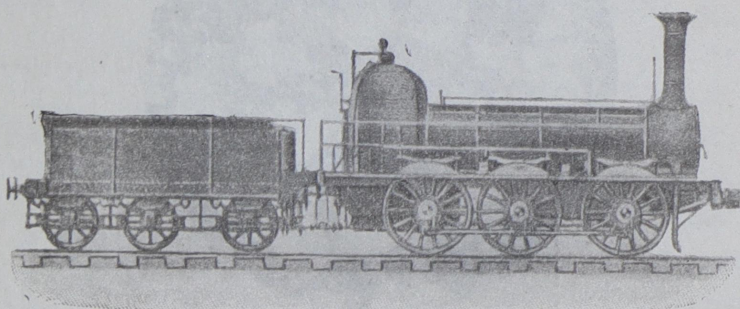
Фиг. 359 — 363. Структура металла при различных скоростях охлаждения.

2. Твердость по Бринелю. Не менее важным свойством сплава является его твердость, определенная шариковым способом по Бринелю. Эта проба позволяет судить о сопротивлении материала раздавливанию.

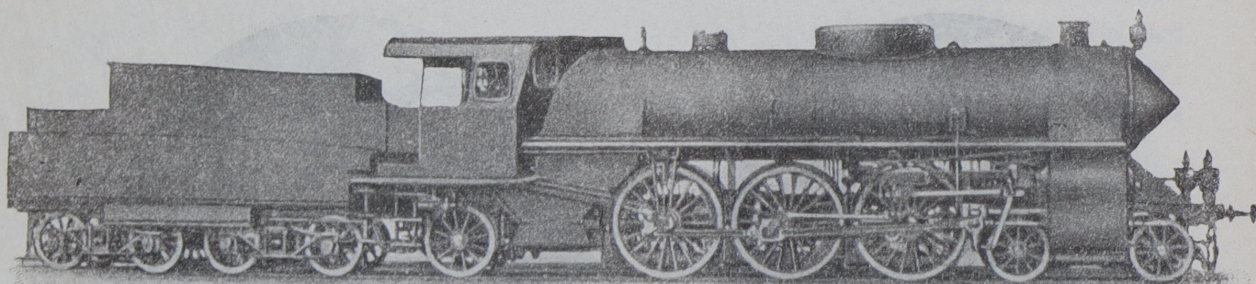


Фиг. 364. Фасад постройки 1890 г. (слева); после перестройки (справа).

Твердость различных подшипниковых сплавов при температуре $70-80^{\circ}\text{C}$ сильно отличается друг от друга. На фиг. 353 приведены кривые твердости при различных температурах сплавов, содержащих 78%, 42% и



Фиг. 365. Паровоз постройки 1843 г.



Фиг. 366. Современный быстроходный паровоз.

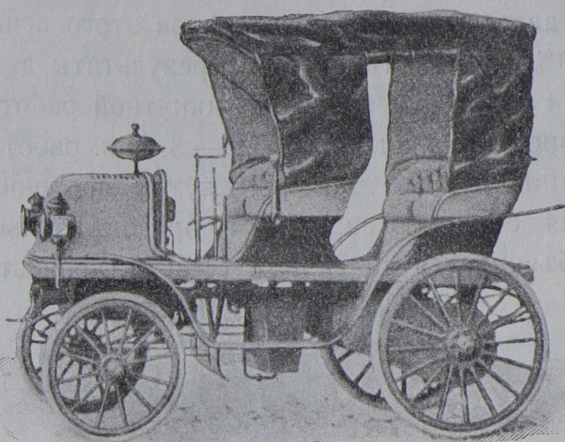
10% олова. Испытания производились при нагрузке в 500 кг при диаметре шарика $= 10$ мм и времени выдержки 30 сек.

3. Хрупкость материалов. Хрупкость материалов можно характеризовать результатами испытания на сжатие ударной нагрузкой (осаживание).

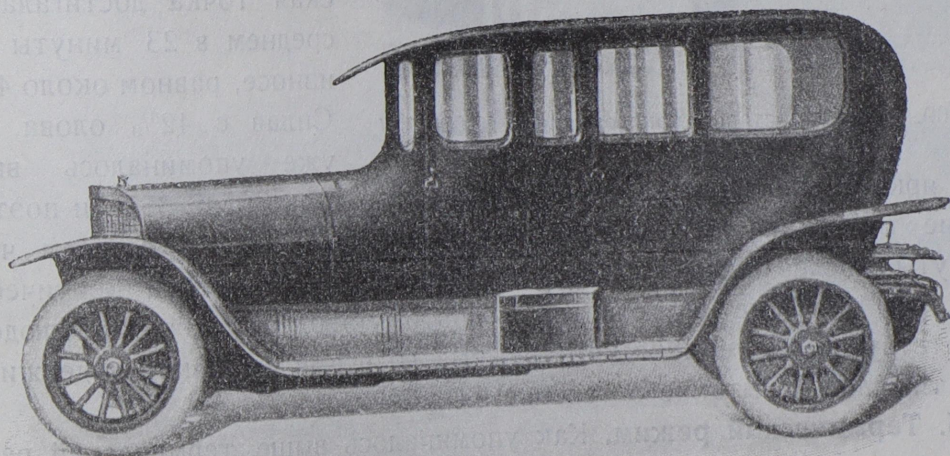
Цилиндрические образцы осаживают падающей бабой до появления первой трещины (фиг. 354). Материал, выдержавший меньшую работу, будет считаться более хрупким. Примененные для этого испытания образцы представляли собой цилиндр диаметром в 16 мм и такой же высоты. Вес бабы равнялся 4 кг и высота падения—30 см. Сплавы с 78% и 83% олова выдерживали 50 ударов без появления трещин; при этом высота образцов с 15 мм уменьшалась до 9,5 мм.

Сплав с 42% олова показал трещину после 30-го удара при уменьшении высоты с 15 мм до 9,5 мм. Для сплава с 10% олова трещина появилась после 8-13 ударов, при уменьшении высоты с 15 мм до 13,5 мм.

4. Испытания с неправильной смазкой. Особое значение имеют испытания подшипниковых вкладышей в условиях неправильной смазки. После установившейся нормальной работы подшипника при нормальной скорости вращения и давлении был прекращен подвод смазки. При этом



Фиг. 367. Автомобиль старой конструкции.

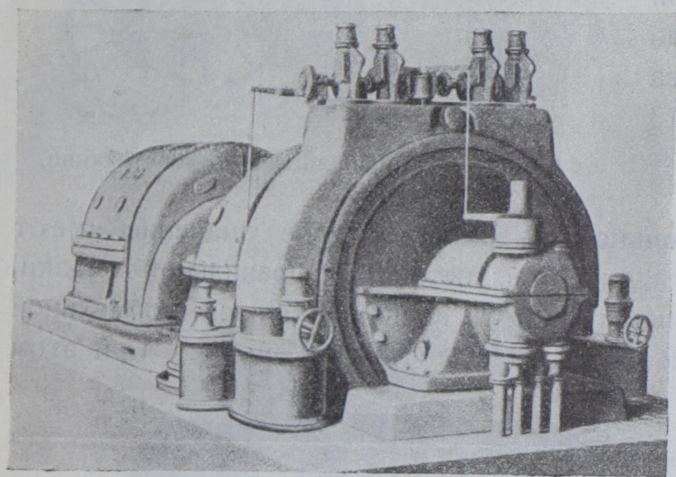


Фиг. 368. Современный автомобиль.

наблюдалось, в течение какого времени и в какой степени срабатываются вкладыши, изготовленные из различных сплавов. Кроме того измерялась мощность, потребная для вращения цапфы. Наилучшим сплавом будет тот, который в таких условиях проработает более продолжительное время с меньшим износом. Для практики эти испытания чрезвычайно важны, так как при нарушении смазки работающей машины, вкладыши которой

изготовлены из быстро стирающегося материала, вращающийся ротор может коснуться поверхности статора и вызвать крупные повреждения.

На фиг. 355 представлена схема такой пробной установки. Пробный вкладыш нагружался грузом, помещенным на рычаге, а температура вкладыша измерялась термометром и термоэлементом. На фиг. 356—358 представлены кривые результатов этого испытания для сплавов с 78%, 42% и 10% олова. Наилучшие результаты дал сплав с 78% Sn, показав износ в 4—4,5 мм после 25-минутной работы. Сплав с 42% олова такой же износ показал после 2,5—3 мин. работы. Сплав же с 10% олова давал износ в 5 мм за промежуток времени, равный 4,5—15 минутам. Такая большая разница в продолжительности работы последнего сплава объясняется различной температурой стенок изложницы и стержня.



Фиг. 369. Турбина старой конструкции в 50 000 kW.

имеет ярко выраженную нижнюю критическую точку (фиг. 357), и поэтому течение материала начинается значительно раньше—в среднем через 3 минуты после начала опыта. В сплаве же с 10% олова критической точки при 180°С не наблюдается, и поэтому этот сплав, при соблюдении соответствующего термического режима во время отливки, выдерживает столь тяжелое испытание в течение 14 минут.

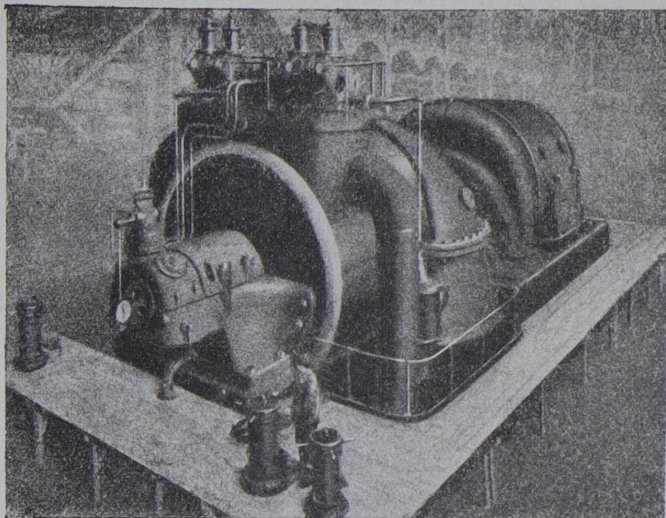
5. Термический режим. Как упоминалось выше, термический режим сплавов при отливке сильно влияет на их свойства. Практика показала, что вкладыши, отлитые даже из сплава с высоким содержанием олова, имеют весьма разнородные свойства. Одни из них легко крошились и давали трещины, другие же работали многие годы. Исследования показали, что процесс расплавления и отливки белых металлов, так же как и температура изложницы и стержня, а также и скорость охлаждения охлаждаемого сплава—в большой степени влияют на качества вкладышей из белого металла. Между тем при расплавлении и отливке этих сплавов еще и в данное время пользуются весьма примитивными устройствами.

Температура вкладыша при этих испытаниях первоначально повышалась очень быстро, а затем медленно приближалась к значению нижней критической точки, при достижении которой материал начинал течь. Для сплава с 78% олова (фиг. 356) критическая точка достигалась в среднем в 23 минуты при износе, равном около 4 мм. Сплав с 42% олова, как уже упоминалось выше,

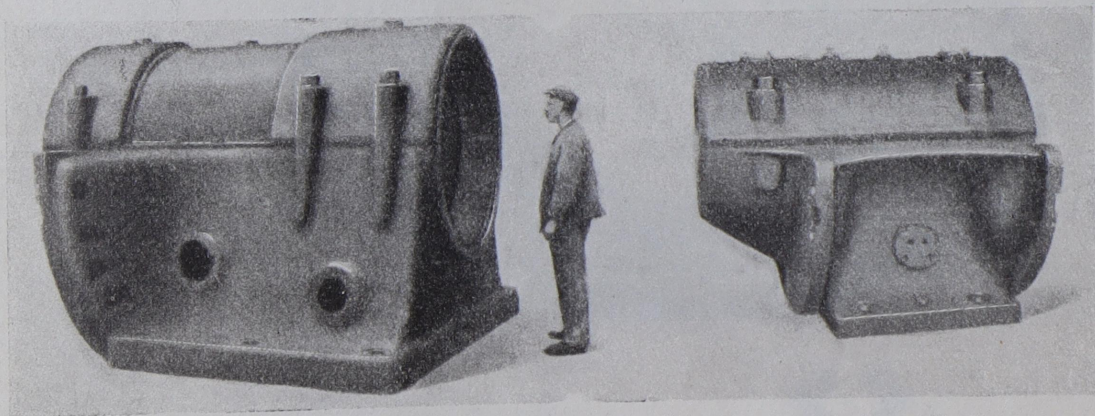
Однако нерациональный термический режим ухудшает свойства сплавов, а также сопровождается еще чрезмерным угаром составных частей, удорожанием его стоимости и увеличением расхода топлива.

Для того, чтобы выяснить влияние скорости охлаждения, один из вкладышей после отливки был подвергнут быстрому охлаждению, а другой — медленному. На фиг. 359 — 363 представлены микрофотографии сплавов с 78%, 42% и 10% олова после медленного и быстрого охлаждения. Медленное охлаждение вызывает крупную структуру, быстрое — мелкую. Из фиг. 358 видно, как отражаются эти явления на

выносливости вкладышей в работе при ненормальной смазке: вкладыш медленно охлажденный проработал всего 4,5 мин., а вкладыш охлажденный быстро — 14 минут. Жидкий сплав с 10% олова при охлаждении в первую очередь выкристаллизует медно-сурьмяные кристаллы, образующие



Фиг. 370. Современная турбина в 50 000 kW.



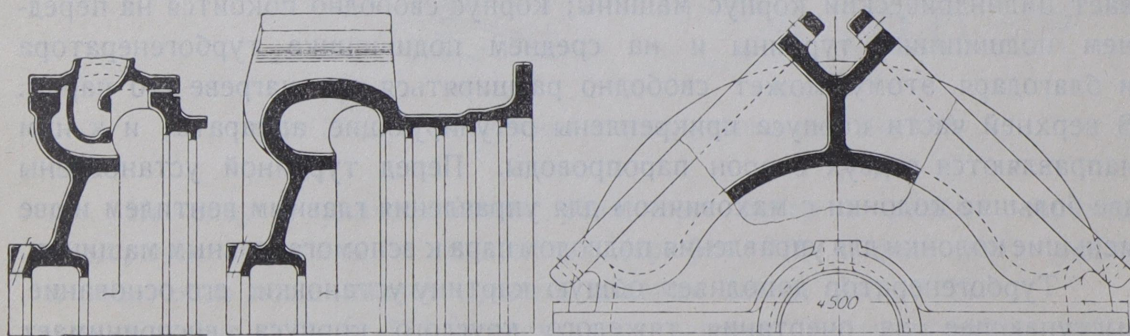
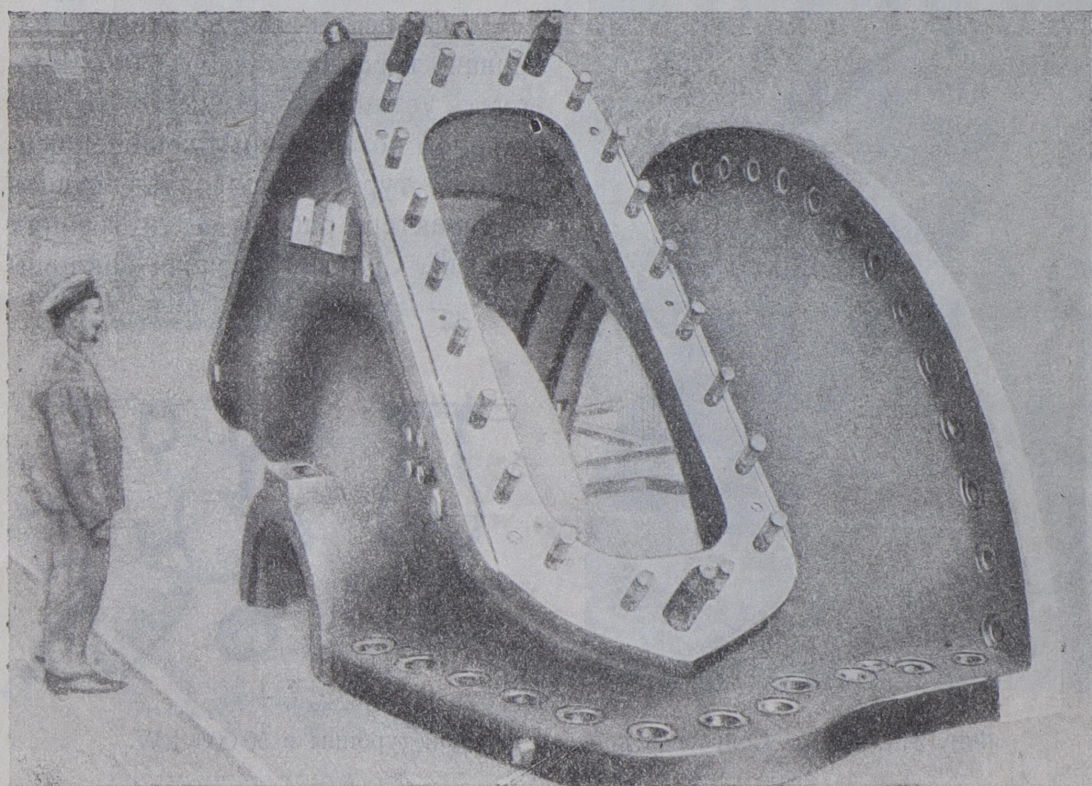
Фиг. 371. Корпус подшипника.

нечто в роде сетки, препятствующей проявлению ликвации. Вслед за этим образуются кристаллы, состоящие из сурьмы и олова, и в последнюю очередь застывает остальная масса, состоящая из свинца, олова и сурьмы. Если в сплаве мало этой массы, то он будет хрупким; если же отсутствует необходимое количество кристалликов, состоящих из сурьмы и олова и обладающих большой твердостью, то сплав будет недостаточно твердым.

Здесь совершенно не рассматривался вопрос о механическом воздействии на поверхность вкладыша смазочного слоя, который медленно шлифует материал вкладыша. Следует все же признать, что отказываться от применения сплавов с высоким содержанием олова на изготовление вкладышей, в которых окружная скорость цапф доходит до 30—40 м/сек.,—пока еще несвоевременно.

XI. Придание конструкциям внешних форм.

Конструировать таким образом, чтобы можно было рассчитывать, и чтобы материал во всех деталях конструкций был использован наилучшим образом, это — основное требование современного машиностроения.



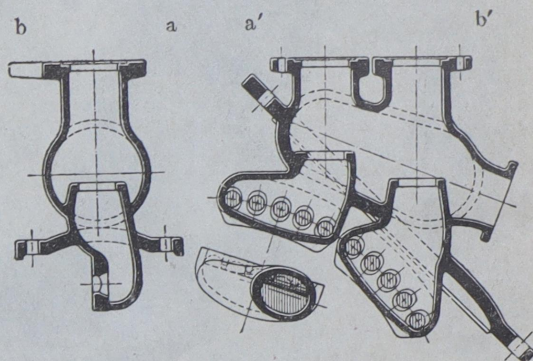
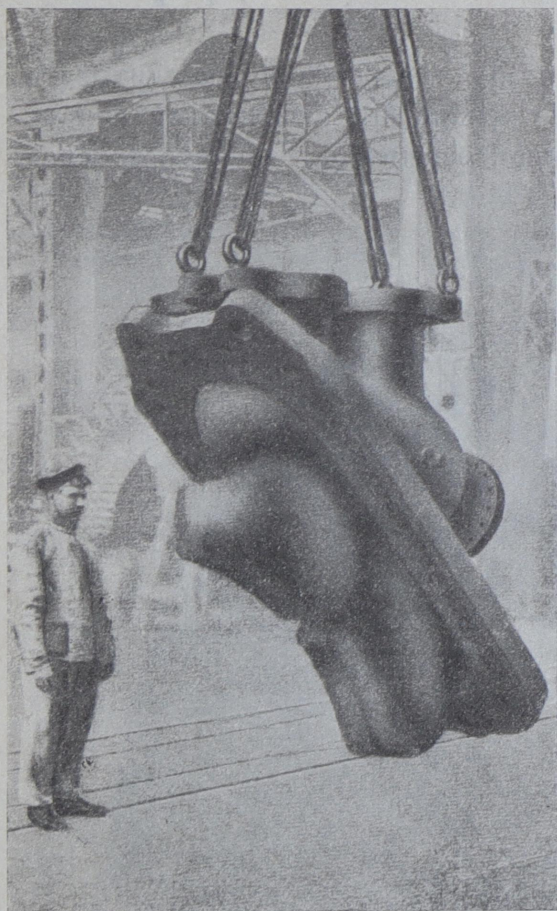
Фиг. 372 — 373. Деталь корпуса паровой турбины в 50 000 kW.

Здоровые конструкции большей частью имеют привлекательный внешний вид, хотя часто бывает трудно сочетать правильность конструкции с внешней красотой ее. Трудно удовлетворить и специалиста и обывателя. Фасад постройки 1890 года (фиг. 364) не отличается особой привлекательностью, и никто не будет отрицать превосходства внешних форм перестроенного фасада. Локомотив постройки 1843 г. (фиг. 365) вызывает улыбку у молодого поколения. Современный быстроходный паровоз

(фиг. 366) не только красив по внешнему виду, но и характеризует собой силу и внушает к себе доверие.

Первый автомобиль (фиг. 367) не может быть сравниваем с современной машиной (фиг. 368).

Современный двигатель — паровая турбина (фиг. 370) — требует установки в чистом и обширном помещении. Внешнее очертание турбин позволяет судить о характере работы ее внутренних частей. Солидный фланец заканчи-

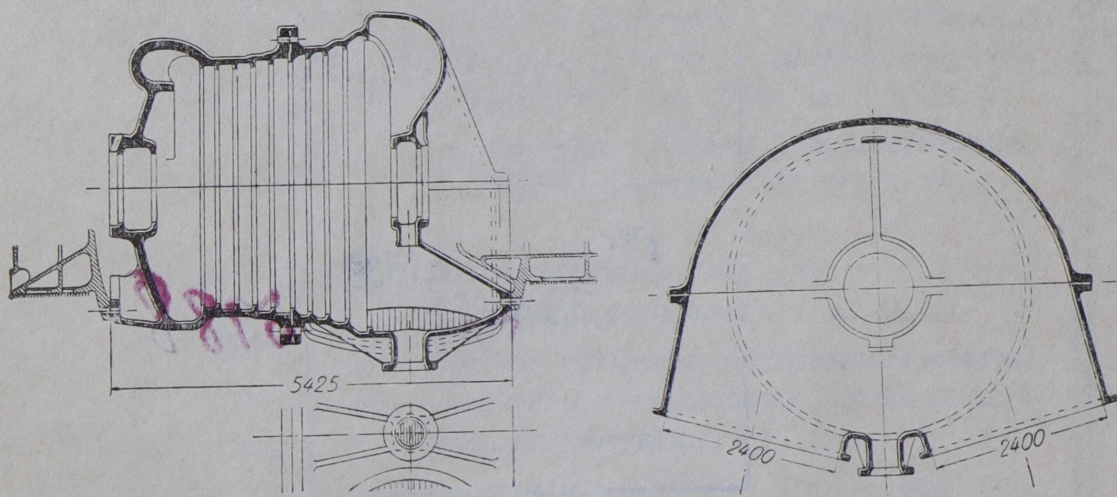
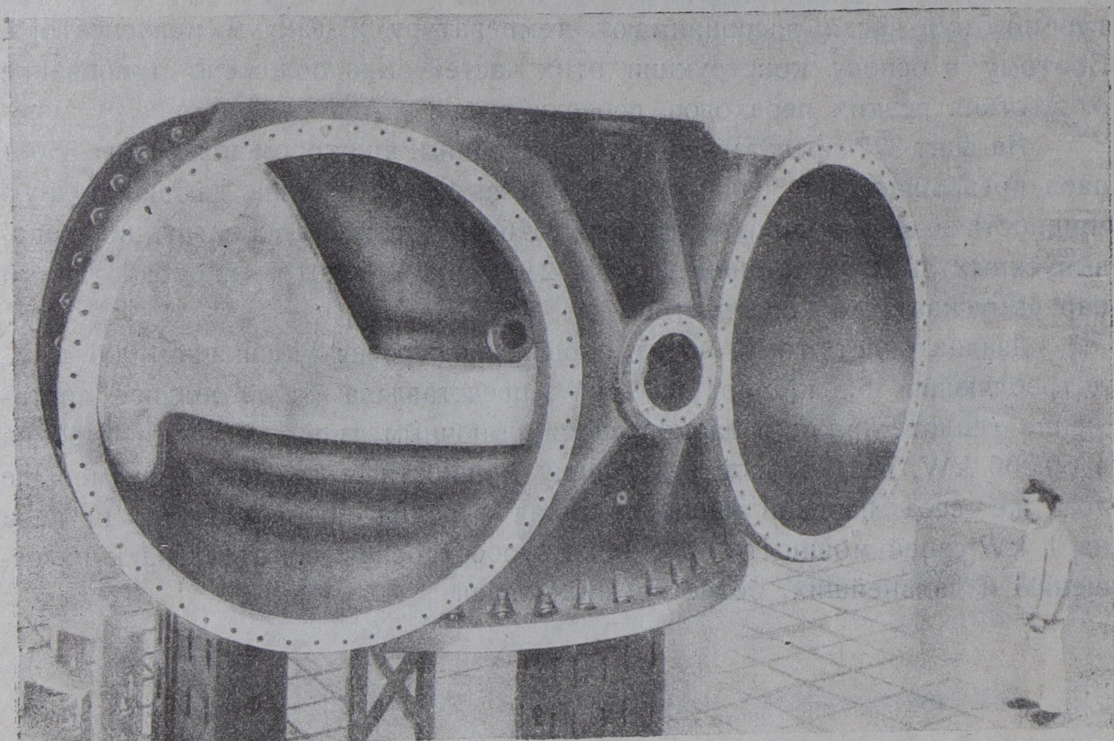


Фиг. 374 — 375. Сопельная коробка паровой турбины в 50 000 kW.

вает цилиндрический корпус машины; корпус свободно покоится на переднем подшипнике турбины и на среднем подшипнике турбогенератора и благодаря этому может свободно расширяться при нагреве его паром. В верхней части корпуса прикреплены регулирующие аппараты, и к ним направляются с двух сторон паропроводы. Перед турбиной установлены две большие колонки с маховичком для управления главным клапаном и две меньшие колонки для управления подводом пара к вспомогательным машинам.

Турбогенератор дополняет общую картину установки; его основание, выступающее за очертания тяжелого круглого корпуса, воспринимает тяжесть последнего и позволяет вывести воздух, охлаждающий машину.

в специальные каналы фундамента. В крышках статора турбогенератора предусмотрены отверстия для впуска воздуха в ротор.



Фиг. 376 — 377. Детали корпуса турбины в 50 000 kW.

На ряду с уничтожением различных ребер и резких переходов в корпусах турбины и генератора (ср. фиг. 370 с фиг. 369), удалось и очертанию подшипников придать плавные линии (фиг. 371).

На фиг. 372 и 373 представлена верхняя часть корпуса паровой турбины в 50 000 kW. Сопельные коробки (фиг. 374 — 375) нарушают

цилиндрическую форму корпуса, прочность которого при этом не должна быть нарушена. Обе коробки являются единственными деталями, воспринимающими полное давление и температуру свежего пара. При остановке турбины эти части воспринимают температуру и вакуум конденсатора. Поэтому в основу конструкции этих частей было положено требование отсутствия резких переходов, ребер и т. п.

На фиг. 377 представлен корпус турбины, в котором полностью 250 т пара превращается в 50 000 kW. Это была первая машина, дающая полную мощность в одном корпусе. На фиг. 376 представлена конструкция паровых выпускных патрубков диаметром в 2 400 мм, по которым отработанный пар выпускается в конденсатор.

Двадцать лет тому назад поршневая паровая машина в 1 000 л. с., потребляющая 6,5 кг пара на 1 kW, представляла собой высшее достижение теплотехники; в данное время рыночным типом является турбина в 50 000 kW, вес которой на единицу мощности в двадцать раз меньше того же веса паровой машины; такая турбина потребляет 5,0 кг пара на 1 kW своей мощности. Техника турбостроения подготовлена к разрешению и дальнейших, более трудных задач.

БИБЛИОТЕКА	
Гос. ...	
ПОДАШЕНО	
1946	
Дата вкл.
Цена аправа

3988

Г. С. СКОГО	
Отдел	17183
Инв. №	17183
Ж.д. транспорта	

ИЗДАТЕЛЬСТВО
„ТЕХНИКА и ПРОИЗВОДСТВО“

Издания по теплотехнике:

- Брикс, Ф. А., проф. **Эксцентриковое парораспределение.** 183 стр. с 63 рис. 1928. Ц. 2 р. 75 к.
- Габерланд, Г., проф. **Тепловая механика газов и паров.** 80 стр. с 25 рис. в тексте. 1927. Ц. 80 к.
- Дуббель, Г., проф. **Паровые машины и паровые турбины.** 3-ье издание. VIII + 457 стр. с 566 рис. в тексте. 1927. В переплете. Ц. 8 р.
- Зейферт, Ф. **Устройство и расчет паровых турбин.** 132 стр. с 50 рис. 1926. Ц. 1 р.
- Зейферт, Ф. **Испытание паровых котлов, машин, турбин и двигателей внутреннего сгорания.** 173 стр. с 51 рис. 1926. В переплете. Ц. 2 р.
- Кнорре, Г. **Тепловые расчеты котельных установок по газовому анализу.** 128 стр. с 11 рис. и 2 номогр. 1928. В переплете. Ц. 3 р. 35 к.
- Мюнцингер, М. **Пар высокого давления.** Экономические и технические перспективы производства и применения пара высокого давления. 125 стр. с 120 рис. 1926. Ц. 2 р. 50 к.
- Наумов, В., проф. **Теплотехника.** Основы термодинамики. Топливо. Котлы и котельные установки. 265 стр. с 89 рис. 1925. Ц. 2 р. 50 к.
- Наумов, В., проф. **Паровые турбины.** 398 стр. с 162 рис. в тексте. 1926. Ц. 4 р. 50 к., в переплете — 5 р. 50 к.
- Остертаг, П., проф. **Рабочие процессы холодильных машин.** 172 стр. с 58 рис. в тексте и 5 отдельными энтропийными диаграммами. 1928. Цена в переплете — 3 р. 25 к.
- Смешанное использование тепла.** Сборник статей под ред. И. Э. Любарского. 1926. Ц. 1 р. 50 к.
- Террел Крофт. **Принципы и практика паровых турбин.** 295 стр. с 216 рис. в тексте. 1927. Ц. в переплете — 4 р. 50 к.
- Шреттер, В., проф. **Паровые котлы и топливо.** 92 стр. с 28 рис. в тексте. 1927. Ц. 1 р. 50 к.

ИЗДАТЕЛЬСТВО
„ТЕХНИКА и ПРОИЗВОДСТВО“

- Яновский, М., инж. **Современные достижения в турбиностроении.** 160 стр. с 63 рис. 1926. Ц. 2 р.
- Яновский, М., инж. **Расчет турбинных дисков.** 2-ое дополненное издание. 50 стр. 1926. Ц. 80 к.
- Рудрич, В. Ф. **Пылевидное топливо.** 141 стр. с 53 рис. 1928. Ц. 2 р.
- Каула-Робинзон-Яновский. **Конденсационные установки** (печатается).
- Гумиц, В. **Подогрев воздуха в котельных установках.** 178 стр. с 89 рис. 1928. Ц. 2 р. 50 к.
- Проблемы безопасности эксплуатации котельных установок.** Сборник статей. 261 стр. с 240 рис. (печатается).
- Бергнер, Г., инж. **Двигатели внутреннего сгорания.** 160 стр. с 76 рис. в тексте. 3-ье изд. 1926. Ц. в переплете—1 р. 60 к.
- Зейлигер, М., инж. **Дизеля повышенной мощности.** 311 стр. с 196 рис. и 43 табл. в тексте. 1927. Ц. в переплете—5 р.
- Ламб, Дж. **Двигатели внутреннего горения.** В вопросах и ответах. 2-е издание. 1927. Ц. в переплете—1 р. 50 к.
- Наумов, В. **Как определить мощность нефтяного или газового двигателя.** 34 стр. с 8 рис. 1926. Ц. 35 к.
- Наумов, В. и Макаревич, П. **Двигатели внутреннего сгорания.** 89 стр. с 39 рис. в тексте. Ц. 1 р. 75 к.
- Дуббель, Г., проф. **Двигатели внутреннего горения, стационарные и судовые.** С 530 рис. и 2 энтропийными диаграммами. Ц. в переплете—12 р.
- Камилло Кернер, проф. **Конструирование дизелей.** Около 700 стр. 26 × 17 см с 774 рис. Выходит в четырех выпусках. Ц. в переплете (по подписке)—12 р.
- Вып. I. VIII + 166 стр. с 168 рис. Ц. 4 р. 50 к.
- Вып. II. 198 стр. с 247 рис. Ц. 4 р. 50 к.